

Isı Borularının Dizayn Teknolojisi ve Isı Borulu Isı Değiştiricilerinin İncelenmesi

Ayşegöl Kuş Yağbasan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Haziran 2009

Design Technology of Heat Pipe and Analysis of Heat Pipe Heat Exchangers

Ayşegül Kuş Yağbasan

MASTER OF SCIENCE THESIS

Department of Mechanical Engineering

June 2009

Isı Borularının Dizayn Teknolojisi ve Isı Borulu Isı Değiştiricilerinin İncelenmesi

Ayşegöl Kuş Yağbasan

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
Termodinamik Bilim Dalında  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Prof.Dr. L. Berrin Erbay

Haziran 2009

## ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans öğrencisi Ayşegül Kuş Yağbasan'ın YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı “Isı Borularının Dizayn Teknolojisi ve Isı Borulu Isı Değiştiricilerinin İncelenmesi” başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

**Danışman** : Prof.Dr. L. Berrin Erbay

**İkinci Danışman** : -

**Yüksek Lisans Tez Savunma Jürisi:**

**Üye** : Prof.Dr. L. Berrin Erbay

**Üye** : Doç.Dr. Haydar Aras

**Üye** : Yrd.Doç.Dr. Necati Mahir

**Üye** : Yrd.Doç.Dr. Mesut Tekalmaz

**Üye** : Prof.Dr. Kemal Taner

<p>Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ..... tarih ve ..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.</p> <p>Prof. Dr. Nimetullah BURNAK</p> <p>Enstitü Müdürü</p>
---

## ÖZET

Gelişen teknolojiyle beraber enerjinin giderek önem kazanması, özellikle sanayide enerjinin etkin kullanımına yönelik farklı arayışları ön plana çıkarmaktadır. Isı değiştiricilerinde ısı borularının kullanılması enerjinin etkinliği açısından önemli bir uygulamadır.

Isı değiştiricilerinde kullanılan ısı borusunun çeşidi, çalışma akışkanı, kap ve fitil seçimi ısı değiştiricisinin tipine, uygulama alanına, çalışma sıcaklık aralığına göre değişiklik göstermektedir.

Isı boruları son yıllarda çok değişik, çok verimli ve çok üstün uygulamaları ile yaygın bir kullanım alanı bulmuştur. Geniş sıcaklık aralıklarında çalışabilmesi, düşük basınçta büyük hacimli gazlar arasındaki ısı alışverişini sağlaması ısı borularının yaygın olarak kullanılmasını sağlamıştır. Isı borularının çok çeşitli uygulamaları mevcuttur. Isı boruları, elektrik-elektronik cihazlardan ısı atılmasında, köprüler-yollar vs. için buz giderme ünitelerinde, güneş kolektörlerinde, ısıtma-havalandırma-iklimlendirme uygulamalarında, kurutma ve ısı geri kazanım sistemlerinde uygulanmaktadır.

Bu çalışmada, ısı borularının; tarihsel gelişimi, temel prensipleri, çalıştırma karakteristikleri, çeşitleri, dizayn teknolojisi, ısı borularındaki gelişmeler üzerinde durulmuş, ısı borulu ısı değiştiricilerin enerji geri kazanım ve özellikle iklimlendirmedeki uygulamaları ve hesaplamaları anlatılmıştır. Ayrıca ısı borulu ısı değiştiricilerinin performansının değişik tipteki ısı değiştiricilerine göre daha yüksek olduğunu göstermek amacıyla literatürdeki ısı boruları derlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı borusu, ısı borulu ısı değiştiriciler, fitil.

## SUMMARY

Emerging technologies will gain importance with the increasing of energy, especially in the industry for the use of energy efficient to bring out a different quest. The use of heat pipes in heat exchangers in terms of energy efficiency is an important application.

Heat exchangers used in the type of heat pipe, a working fluid, the container and the wick of the type of heat exchanger selection, application field, vary according to operating temperature range.

Heat pipes are being used extensively with their much different, much productive and superior implementation. Heat pipes can be used with large temperature intervals and they can provide heat exchange between large volume gases within low pressure. Thus, they are being used extensively. There are different kinds of implementation of heat pipes. Heat pipes are implemented during heat dropping from electrical-electronic devices; within ice removing unites for bridges-roads etc.; within solar collectors; during heating, airing and climatic applications and within drying and heat recovering systems.

In this study, the historical improvement, basic principles, operating characteristics, types and design technology of heat pipes; especially climatic implementation, calculation and energy recovery of heat pipe heat exchangers are explained. Moreover, the performance of heat pipe heat exchanger is higher than other heat exchangers to heat pipes in the literature is compiled.

Keywords: Heat pipe, heat pipe heat exchanger and wick.

## TEŞEKKÜR

Bu tezin hazırlanması sırasında, değerli zamanını ayırarak bilgi ve deneyimleri ile beni yönlendiren ve alıőmalarımın sonuçlanmasına yardımcı olan, danışmanım, sayın hocam Prof.Dr. L.Berrin ERBAY'a teşekkür ederim. Ayrıca, desteklerini esirgemeyen çalışma arkadaşlarıma ve beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan eőime, teőekkürü borç bilirim.

## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

<b>ÖZET</b> .....	<b>v</b>
<b>SUMMARY</b> .....	<b>vi</b>
<b>TEŞEKKÜR</b> .....	<b>vii</b>
<b>ŞEKİLLER DİZİNİ</b> .....	<b>viii</b>
<b>ÇİZELGELER DİZİNİ</b> .....	<b>xi</b>
<b>SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ</b> .....	<b>xii</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
<b>2. ISI BORUSU TEORİSİ</b> .....	<b>2</b>
2.1. Isı Borusunun Tarihsel Gelişimi .....	2
2.2. Isı Borusu Karakteristiği .....	3
2.3. Doğal Konveksiyon Aygıtı Olarak Isı Borusu .....	5
<b>3. ISI BORUSU ÇALIŞTIRMA KARAKTERİSTİKLERİ</b> .....	<b>9</b>
3.1. Isı Taşınımında Kılcallığın Rolü .....	9
3.1.1. Islatabilirlik .....	9
3.1.2. Kılcallık.....	10
3.2. Basınç ve Sıcaklık Dağılımları .....	10
3.2.1. Isı borusunda basınç dağılımı.....	11
3.2.2. Isı borusunda sıcaklık dağılımı .....	13
3.3. Yüzey gerilimi ve yüzey enerjisi .....	14
3.3.1. Eğri bir yüzey boyunca basınç farkı .....	17
3.3.2. Eğri bir sıvı yüzeyindeki buhar basıncının değişimi .....	18
3.3.3. Yüzey geriliminin ölçülmesi .....	19
3.3.4. Yüzey gerilimi sıcaklık ilişkisi.....	21
3.3.5. Kılcallık basıncı ( $\Delta P_c$ ) .....	22
3.4. Sürtünme kuvvetleri nedeniyle basınç farkı .....	23
3.4.1. Laminer akım - Hagen Poiseuille denklemi.....	23



## İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
3.4.2. Reynold sayısı (Re) .....	24
3.4.3. Türbülans akım - Fanning denklemi.....	26
3.4.4. Navier - Stokes denklemi .....	26
3.5. Sıvı fazdaki basınç farkı ( $\Delta P_l$ ).....	27
3.5.1. Homojen fitiller .....	28
3.5.2. Uzunlamasına oluklu fitiller.....	30
3.5.3. Kompozit fitiller .....	31
3.6. Buhar fazı basınç farkı ( $\Delta P_v$ ) .....	32
3.7. Yerçekimi Basıncı.....	34
3.8. Süpürme .....	34
3.9. Isı Borularında Isı Transferi ve Sıcaklık Farkı .....	36
3.9.1. Kabarcıklı kaynama ve kabarığın oluşumu.....	37
3.9.2. Su ve organik sıvılarda kabarcıklı kaynama .....	39
3.9.3. Sıvı buhar ara yüzeyinde sıcaklık düşmesi .....	41
3.9.4. Toplam sıcaklık düşmesi.....	44
3.10. Isı Transfer Limitleri .....	47
3.10.1. Viskoz limit.....	47
3.10.2. Ses limiti .....	47
3.10.3. Köpürme limiti .....	48
3.10.4. Kılcal limit .....	48
3.10.5. Kaynama limiti .....	49
3.11. Termosifonlardaki Limitler .....	50
<b>4. ISI BORUSU ÇEŞİTLERİ .....</b>	<b>53</b>
4.1. Isı Borusu Çeşitleri .....	53
4.1.1. Değişken iletimli ısı borusu .....	55
4.1.2. Kılcal-pompalı ısı transferi döngüsü .....	55
4.1.3. Dönel ısı borusu.....	56
4.1.4. Titreşimli ısı borusu.....	61

## İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
4.1.5. Minyatür ısı borusu.....	62
4.1.6. Döngülü ısı borusu.....	62
4.1.7. Yassı plaka ısı borusu .....	64
4.1.8. Uzayıp kısalabilen ısı borusu .....	66
4.1.9. Basit osmosis.....	67
4.1.10. Elektro-osmotik akım pompalama ve elektro-hidrokinamik .....	69
4.1.11. Yerçekimine karşı termosifonlar ve ters termosifonlar .....	72
4.1.12. Isı borusu anahtarları ve diotları.....	74
<b>5. ISI BORUSU DİZAYNI TEKNOLOJİSİ.....</b>	<b>77</b>
5.1. Çalışma Akışkanı.....	77
5.1.1. Çalışma sıcaklığı aralığı.....	82
5.1.2. Sıvı ısı taşıma parametresi .....	84
5.1.3. Isı borusunda kullanılacak çalışma akışkanı seçimi .....	85
5.1.4. Isı borusuna konulacak akışkan miktarı.....	87
5.2. Fital veya Kılcal Yapısı .....	87
5.2.1. Homojen yapılar .....	90
5.2.2. Arteri fitiller .....	91
5.2.3. Doymuş fitillerin ısı direnci .....	93
5.2.4. Kap.....	96
5.2.5. Uygunluk.....	97
5.2.6. Akışkan stoku .....	98
5.2.7. Isı Borusu Üretim Aşamaları .....	98
5.2.8. Tekrar doldurma .....	99
5.2.9. Isı borusunda ilk çalıştırma yöntemi .....	100
<b>6. ISI BORULARINDAKİ GELİŞMELER .....</b>	<b>102</b>
<b>7. ISI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ .....</b>	<b>122</b>

## İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
7.1. Geleneksel Isı Değiştiricileri .....	124
7.2. Isı Borulu Isı Değiştiricileri .....	124
7.3. Isı Transfer Oranı ve Isı Transfer Alanı Arasındaki İlişki .....	126
7.3.1. Isı değiştiricindeki sıcaklık dağılımı .....	127
7.3.2. Isı değiştiricisi etkinliği .....	128
7.3.3. Isı transfer birimi katsayısı .....	129
7.3.4. Isı değiştirici etkinliği ve NTU arasındaki ilişki .....	131
7.3.5. Ortalama sıcaklık farkı .....	133
7.3.6. Boyutsuz sıcaklık dağılımı .....	134
7.4. Isı Değiştiricisinin Etkin Olduğu Süreçteki Basınç Düşüşü .....	136
7.5. Tek Aşamalı Isı Borulu Isı Değiştiricileri .....	138
7.5.1. Isı transfer ilişkileri .....	139
7.5.2. Isı borusu sıcaklığı .....	140
7.5.3. Toplam ısı değiştiricisinin etkinliği .....	142
7.6. Çok Aşamalı Isı Borulu Isı Değiştiricileri .....	144
7.6.1. Isı borusu sıcaklığı .....	144
7.6.2. Çok aşamalı ters akış ısı değiştiricisi için ısı değiştirici etkinliği .....	145
7.6.3. Isı transfer alanı .....	147
7.6.4. Isı borusu ve konvansiyonel ısı değiştiricisinin karşılaştırılması .....	151
7.6.5. Isı borulu ısı değiştiricisi .....	152
7.6.6. Konvansiyonel ısı değiştiricisi .....	153
7.6.7. Isı borulu ve konvansiyonel ısı değiştiricisinin karşılaştırılması .....	153
7.7. Isı Borulu Isı Değiştiricilerinin Verimliliği .....	159
<b>8. SONUÇLAR .....</b>	<b>161</b>

## ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1 Isı borusunun temel elemanları .....	4
2.2 Doğal konveksiyonlu ısı taşıma termosifonu .....	7
2.3 Isı borusu ve termosifon .....	8
2.4 Isı borusu yönünün ısı taşıma kapasitesi üzerindeki etkisi .....	8
3.1 Sıvıların ıslatılabilirliği .....	10
3.2 Tüplerde ıslatılabilir ve ıslatılamaz sıvıların kılcallığı .....	11
3.3 Isı borusunda sıvı ve buhar basınç dağılımı .....	12
3.4 Isı borusundaki ısı transfer sınırlamaları .....	13
3.5 Merit sayısının çalışma akışkanları için sıcaklıkla değişimi .....	14
3.6 Isı borusu ısı transfer yönü boyunca sıcaklık dağılımı .....	15
3.7 Sıvı yüzey filmindeki yüzey gerilimi .....	15
3.8 Yüzey gerilimi ve eğri bir yüzeyin enindeki basınç farkı .....	17
3.9 Islanma ve ıslanmama .....	18
3.10 Bir borudaki kılcal yükselme .....	19
3.11 Yükselen ve alçalan kolon ve ara yüzeyleri .....	21
3.12 Yüzey gerilimi ölçümü için Jager Yöntemi .....	21
3.13 Evaporator ve kondenserdeki fitil ve poroz parametreleri .....	24
3.14 Laminer ve türbülans akım için borudaki hız dağılımı .....	26
3.15 Fitil seçim .....	31
3.16 Birim uzunluktaki ısı girişine göre değişen radyal Reynolds sayısı (sıvı metal çalışma akışkanları) .....	35
3.17 Merit sayısının sıcaklıkla değişimi .....	37
3.18 Bir ısı borusunda sıcaklık düşmeleri ve eşdeğer ısı dirençler .....	38
3.19 Kabarcığın ısıtılan bir yüzeyde oluşumu.....	39
4.1 İçindeki akışkanın faz değiştirmesi ile çalışan ısı borusunun kısımları.....	54
4.2 Değişken iletimli ısı borusu .....	55
4.3 Kılcal-pompalı ısı transferi döngüsü .....	56

## ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.4 Dönel ısı borusu .....	57
4.5 Dönel ısı borusunda çeşitli akışkanların Merit sayılarının sıcaklıkla değişimi.....	59
4.6 Dönel ısı borusu kesiti .....	60
4.7 Dönel ısı borularının motor rotorlarının soğutulmasına uygulanması.....	61
4.8 (a) Kapalı Uçlu Döngülü Isı Borusu, (b) Kapalı Uçlu Titreşimli Isı Borusu .....	61
4.9 Döngülü Isı Borusu .....	63
4.10 Yassı Plaka Isı Borusu .....	64
4.11 Düz plaka ısı borusunun içyapısı .....	65
4.12 Esnek bileşenli ısı borusu dizaynı .....	67
4.13 Baer tasarımı osmotik akımlı ısı borusu .....	68
4.14 Elektro-osmotik fitil sistemi .....	70
4.15 Elektro-hidrokinamik sıvı pompalamada ısı borusu .....	72
4.16 Yerçekimine karşı termosifon .....	73
4.17 Sıvı kapan diotu .....	75
4.18 Sıvı tıkkama diotu .....	76
4.19 Isı anahtarları .....	76
5.1 Çalışma akışkanlarının kaynama noktalarındaki Merit sayısı .....	80
5.2 Isı taşınımı oranına karşı ısı borusu çalışma sıcaklığı aralığı .....	82
5.3 Çeşitli ısı borusu akışkanlarının çalışma sıcaklığı aralığı .....	83
5.4 Çeşitli iş akışkanları için Merit sayısının sıcaklıkla değişimi .....	84
5.5 Çeşitli akışkanlar için Priming faktörün sıcaklıkla değişimi .....	86
5.6 IRD'de geliştirilmiş arteri fitili .....	90
7.1 Isı borulu ısı değiştiricilerinde ters akış .....	123
7.2 Isı değiştiricindeki sıcaklık dağılımı .....	125
7.3 Isı değiştiricisi sıcaklık dağılımı .....	132
7.4 Tek aşamalı ısı borulu ısı değiştiricileri .....	137

**ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)**

<b><u>Şekil</u></b>	<b><u>Sayfa</u></b>
7.5 Üç aşamalı ters akışlı ısı borulu ısı değiştiricilerindeki sıcaklık dağılımı .....	144
7.6 On aşamalı ısı borulu ısı değiştiricileri için $\epsilon_c - \epsilon_h$ diyagramı .....	145
7.7 Sıcak soğuk taraf aşama etkinliğinin ısı transfer alanı oranları .....	147
7.8 On aşamalı ısı borulu ısı değiştiricisi için ısı transfer alanı .....	148
7.9 Isı borusu ve konvansiyonel ısı değiştiricisi elemanları .....	149
7.10 Isı borusu ve konvansiyonel ısı değiştiricileri için dış ısı transfer alan oranı .....	153

## ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Cizelge</u>	<u>Sayfa</u>
3.1 Bazı ısı borusu sıvılarının yüzey gerilimi .....	18
3.2 Bazı sıvılar için atmosfer basıncı altında kaynama noktalarındaki hesaplanan kızgın $\Delta T$ sıcaklık farkları .....	42
3.3 Bazı sıvılar için kaynama noktalarına yakın $\frac{q}{P_\ell - P_v}$ değerleri .....	46
3.4 Çeşitli ısı dirençlerin bağıl büyüklükleri .....	47
3.5 Eşdeğer ısı dirençler .....	48
5.1 Isı borusu çalışma akışkanları .....	80
5.2 Isı borusunda ölçülmüş radyal evaporatör ısı akılan .....	90
5.3 Fıtıl gözenek büyüklüğü ve geçirgenlik verileri .....	91
5.4 Kap malzemelerinin ısı iletkenliği .....	97
6.1 Farklı tiplerdeki ısı değiştiricilerin karşılaştırılması .....	116
7.1 Şekil 6.3'teki ısı değiştiricisi için karakteristikler .....	133
8.1 Değişik tipte ısı değiştiricilerinin birbiriyle karşılaştırılması .....	158

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
A	Alan, m <sup>2</sup>
C <sub>p</sub>	Sabit basınçta özgül ısı, kJ/kg°C
C <sub>v</sub>	Sabit hacimde özgül ısı, kJ/kg°C
H	Ramsey-Shields-Eotvös denklemi sabiti
K	Fitilin geçirgenliği
L	Buharlaştırma gizli ısı, kJ/kg
E	Evaporatördeki buhar yoğunluğu, kg/m <sup>3</sup>
M	Kütle, kg
M <sub>e</sub>	Merit sayısı
N	Oluk ve kanal sayısı
Nu	Nusselt sayısı
P	Basınç, bar
P <sub>E</sub>	Evaporatördeki buhar basıncı, bar
R	Sıvı yüzeyindeki eğrilik yarıçapı, m
R <sub>g</sub>	Üniversal gaz sabiti
Re	Reynolds sayısı
Re <sub>r</sub>	Radyal Reynolds sayısı
T	Mutlak sıcaklık (°C)
T <sub>c</sub>	Kritik sıcaklık (°C)
T <sub>v</sub>	Buhar sıcaklığı (°C)
T <sub>w</sub>	Isıtılmış yüzey sıcaklığı (°C)
U <sub>c</sub>	Soğuk taraf alanına bağlı ısı iletkenlik
U <sub>h</sub>	Sıcak taraf alanına bağlı ısı iletkenlik
V	Hacim, m <sup>3</sup>
V <sub>c</sub>	Kondenser hacmi, m <sup>3</sup>
We	Weber sayısı
ΔP	Basınç farkı, bar
ΔP <sub>c<sub>max</sub></sub>	Maksimum kılcal basınç, bar



### SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
$\Delta P_l$	Sıvıdaki basınç düşümü, bar
$\Delta P_v$	Buhardaki basınç düşümü, bar
$\Delta P_g$	Yerçekimi nedeni ile basınç düşümü, bar
a	boru yarıçapı, m
b	Hagen-Poiseuille denklemi sabiti
c	Ses hızı, m/s
f	Fanning faktörü
g	Yerçekimi ivmesi, $m/s^2$
h	Isı transfer katsayısı
k	Isıl iletkenlik
l	Efektif uzunluk
m	Molekül kütlesi, kg
$m_g$	Yoğuşmayan gazın kütlesi, kg
r	Fitil deliklerinin efektif yarıçapı, m
$r_c$	Buhar kanal yarıçapı
$r_{p1}$	Doldurma eğim eğrisi birinci ara yarıçapı
$r_{p2}$	Doldurma eğim eğrisinin ikinci ara yarıçapı
q	Isı akısı, $kJ/m^2h$
v	Hız, m/s
$\epsilon$	Fitilin kesri boşluğu
$\epsilon$	Etkinlik
$\Omega$	Birim ısı kapasite kapasite oranı
$\Psi$	Birim termal ısı kapasite oranı
$\delta$	Isıl tabaka kalınlığı
$l$	Isı borusu boyu
$\rho$	Yoğunluk
$\sigma$	Yüzey gerilimi

**SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)**

<b><u>Simgeler</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
$\theta$	Temas açısı
$\phi$	Isı borusunun eğimi
$\mu$	Sıvı vizkozitesi
$v$	Eksenel hız, m/s
$\dot{m}$	Kütle debisi
$q$	Isı akısı, kJ/m <sup>2</sup> h

<b><u>Kısaltmalar</u></b>	<b><u>Açıklamalar</u></b>
IRD	Ticari firma
VCHP	Gaz dolgulu ısı borusu

## BÖLÜM 1

### GİRİŞ

Mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerinden birisi, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimidir. Çok küçük sıcaklık farklarından yararlanarak yüksek ısı geçişini sağlayan en önemli cihazlardan biri ısı borusudur.

Bir ısı borusu, ısıyı vakumlu bir metal boruyla bir noktadan diğer bir noktaya taşır. Boru, genelde %90'ı su, geri kalan kısmı ısı transferini optimize edecek maddeler olan bir sıvı içerir. Isı borusu, ısı iletimini iyileştirmeye yarayan bir yöntemdir. Isı borusu yönteminde, ısı, içinde kimyasal madde olan bir boru aracılığıyla soğutma yapılacak noktaya iletilir. Isı borusu, vakum prosesi uygulanmış, iç yüzeyleri gözenekli kılcal fitil ile kaplanmış kapalı boru veya farklı şekilli odalardır. Isı borusunun temel elemanları; kapalı bir kap, çalışma akışkanı ve gözenekli kılcal fitildir.

Isı borusunun bir ucu evaporatör, diğer ucu kondenser olarak işlev görür.

Çalışma akışkanı, evaporatörde dış ısı kaynağından alınan ısı vasıtasıyla buharlaşarak kondensere akar. Kondenserde, çalışma akışkanı gizli ısını dış soğuk ortama vererek yoğuşur. Kondensat kılcal hareket yardımıyla fitil boyunca evaporatöre geri döner. Böylece ısı borusu, buharlaşma gizli ısını evaporatör kısmından kondenser kısmına sürekli olarak transfer eden bir ısı değiştiricidir.

Bu çalışmada, ısı borularının çalışma karakteristikleri, ısı borularındaki gelişmeler detaylı bir şekilde incelenmiş ve ısı borularının kullanıldığı ısı değiştiriciler değişik tipteki ısı değiştiriciler ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca ısı borulu ısı değiştiricilerinin performansının diğer ısı değiştiricilerine göre daha yüksek olduğunu göstermek amacıyla literatürdeki ısı boruları derlenmiştir.

## **BÖLÜM 2**

### **ISI BORUSU TEORİSİ**

#### **2.1. Isı Borusunun Tarihsel Gelişimi**

Isı borusunun ilk ortaya çıkışı, Perkins tarafından bulunan ve onun adıyla “Perkins tübü” olarak adlandırılan sistemdir. Bu cihaz ilk defa on sekizinci yüzyıl ortalarında (1836) İngiltere’de yapılmış, fitilsiz, yerçekimi destekli bir ısı borusudur. Buradaki ısı transferi, faz dönüşümü ile sağlanmaktadır. Isı borusunun temelleri, 1944 yılında Gaugler ve 1962’de Trefethen tarafından yapılan çalışmalarla atılmıştır. Isı borusu uygulama patenti Gaugler tarafından 21.12.1942’de alınmış olup U.S Patent numarası 06.06.1944’te 2350348 sayı ile kaydedilmiştir (Dunn and Reay, 1982).

Los Alamos Ulusal Laboratuvarı’nda Grover, Cotter ve Erickson ısı transfer deneyleri yapmışlardır. Yapılan çalışmalarla ısı borusu tanınmış ve “Isı Borusu” adı Grover tarafından verilmiştir (Dunn and Reay, 1982). Her ısı borusu sızdırmaz bir tüpten ve tüpün iç yüzeyi ince bir tabaka poroz malzemededen oluşmaktaydı. Poroz malzemenin porları bir sıvıyla doldurulmuştu ve tüpün iç hacminin diğer kısmı bu sıvının buharı tarafından işgal edilmiş durumdaydı. Isı borularının bir tanesinde su, diğer ikisinde sodyum vardı. Borunun uzunluğunun bir kısmından ısı transfer edilmekte ve geri kalan kısmından doğal konveksiyon ve/veya radyasyonla ısı atılmaktaydı. Yüksek ısı akılarında bile ısı borusunun boyunun yaklaşık tamamında sıcaklığın sabit kaldığı gözlemlenmiştir. Isı borusunun çapı 0.019 m ve boyu 0.9 m idi ve paslanmaz çelikten imal edilmişti. 1000 Watt güç sayesinde ve yaklaşık 827 °C sıcaklıkta çalışmaktaydı. Los Alamos’da bu ilk ısı borusu deneylerini müteakiben araştırma ve geliştirmeler genişletilmiştir ve ısı borusu programları başka devlet, endüstri ve akademik kuruluşlarda (BM ve yurtdışında) başlatılmıştır. Bunu takip eden yıllarda gittikçe artan sayılarda ısı borusu literatürü (araştırma ve uygulama) oluşmuştur.

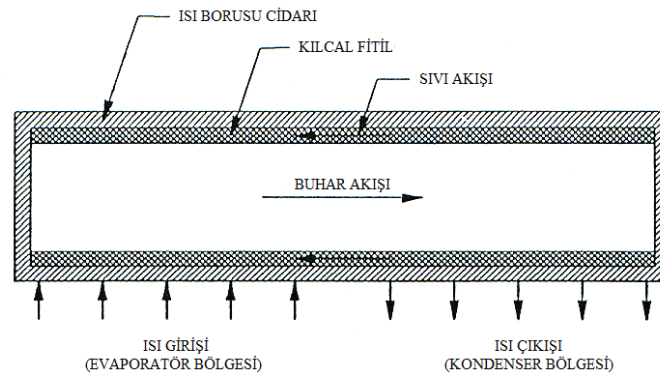
Isı borusunun yüksek potansiyel güvenilirliğinden, uzayda yer çekimsiz şartlarda çalışabilirliğinden ve dış güç gereksinimi duymadan izotermal çalışma kapasitesinden dolayı ilk çabalar uzay ısı transferi uygulamalarına yönelmiştir. Kısa bir süre içinde ısı

borusunun eşsiz karakteristiklerinden dolayı yeryüzünde de yardımcı olabileceği gerçeği görülmüş ve önemli miktarlarda ilgi duyulmaya başlanmıştır.

Nükleer güç santrallerinde ısı atılması, hipersonik araçlarda durma bölgelerinin soğutulması, yemeklerin daha homojen ve hızlı pişirilebilmesi (Silverstein, 1992), radar mikrodalga mazgallarının ve lazer aynalarının soğutulması, sondaj kuyularında elmas uçların soğutulması, tahıl kurutması, çelik ocakları, zift eritilmesi, kalıpların soğutulması, boru hattı stabilizasyonu, açık denizlerdeki şamandıraların buzlarının eritilmesi, jeotermal enerjinin yeryüzüne nakli ile güneş enerjisinin mutfağa sevk edilmesi (Alkaç, 1996) gibi ısı borularının çok geniş uygulama alanları bulunmaktadır. Isı boruları kroyenik sıcaklıklarda çalışmakta ve 1649 °C geçen sıcaklıklarda da çalışabilmektedir. Sıvı nitrojen, amonyak, su metanol, alkali sıvı metaller ve ergimiş gümüş gibi çok geniş çeşitlilikte ısı borusu akışkanı kullanılmıştır.

## 2.2. Isı Borusu Karakteristiği

Isı borusu öyle bir cihaz ki; uygun bir akışkanın buharlaşması ve hemen ardından yoğuşması aracılığıyla bir konumdan diğer bir konuma ısı transfer edilmesini sağlar. Burada, akışkanın dolaşımı kılcal güçlerle sağlanmaktadır. Bir ısı borusunun temel elemanları Şekil 2.1'de gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Isı borusunun temel elemanları

Kapalı kabın iç yüzeyi ince bir tabaka poroz malzemeden oluşmaktadır ki buna fitil denilmektedir. Kap silindirik bir biçime sahip olabilir veya üretilebilecek makul bir

biçimde de olabilir. Fitolin gözenekleri uygulamaya uygun bir sıvıyla doldurulur ve sıvının buharı geri kalan iç hacmi doldurur.

Sıvı ve buharı birlikte dengede bulunmaktadır. Bundan dolayı kabın içindeki basınç ısı borusu sıcaklığına tekabül eden buhar basıncına eşittir. Böylelikle sulu bir sıvı borusu 100 °C'de ise iç basıncı 101.400 N/m<sup>2</sup> olur.

Kabın bir bölümünün yüzeyinden ısı verilmesi fitildeki sıvının buharlaşmasına yol açar, aynı zamanda başka bir bölümün yüzeyinden ısı alınması buharın fitilde yoğunlaşmasına sebep olur. Bir uçtaki buhar birikmesi ve diğer uçtaki tükenmesi sonucu oluşan basınç gradyanı ile buhar akışı sağlanır.

Sıvı buharlaşırken sıvı fitil gözeneklerine çekilmektedir. Bu proseste sıvı yüzeyi kıvrımlı bir hal alır ve sıvı basıncı bitişindeki buhar basıncının altına düşer. Isı borusunun yoğunlaşan ucunda fitil üzerinde sıvı içinde basınç değişimi olmadan düz bir yüzey muhafaza ederek sıvı birikir. Sıvı içinde oluşan basınç gradyanı sıvının fitil içinden evaporatör uca doğru akmasını sağlar, yönü ise bitişindeki akan buharın ters yönündedir.

Akan buhar ile bitişinde akan sıvı arasındaki basınç farkını dengeleyen bir kılcal basınç fitil gözenekleri içinde gelişmektedir.

Çok önemli bir ısı borusu özelliği çok küçük bir sıcaklık düşmesi ile akış yönünde ısı taşıyabilmesidir. Isı borusundaki ısı transferi hemen hemen izotermaldir. Çünkü buhar basıncı düşüşü genellikle % 1 veya daha düşük mertebelere düşer. Doymuş buharın sıcaklık değişimi bunun neticesinde çok küçüktür. Isı taşınım yönündeki etkin ısı iletkenlik genel olarak bakırın ısı iletkenliğinden en az 4-5 mertebe daha büyüktür. Netice olarak ısı borusu ile sıcaklık dönüşümünün çoğu buhar hacmine ve buhar hacminden fitil ve duvardan transfer edilen ısıyla bağlantılıdır.

Isı borusunun diğer ilginç özelliği yüzey ısı giriş bölgesindeki ısı akısını ısı çıkış bölgesinde daha yüksek veya daha düşük bir değere çevirebilme kapasitesidir. Değiştirilen ısı akısı yüzey alanları oranına ters bir biçimde değişmektedir. Çünkü her iki bölgede de ısı taşınım oranı aynıdır. Böylece, ısı akısını 10 faktörüyle (10'da birine) düşürülmesi gerektiğinde ısı çıkış bölgesinin alanı ısı giriş alanının 10 katı olmalıdır.

Isı akısı değişim özelliği çok değerlidir. Örneğin, enerji çeviricilerde olduğu gibi ısı kaynağıyla ilgili ısı akısı bu ısıyı kullanan cihazın kabul edilebileceği sınırdan çok yüksek ise. Bu uyumsuzluğun üstesinde gelmek için ısı kaynağı ile ısı kullanıcı cihaz arasına uygun tasarlanmış ısı borusu yerleştirilebilir (Silverstein, 1992).

### **2.3. Doğal Konveksiyon Aygıtı Olarak Isı Borusu**

Dış güce ihtiyaç duymadan ısı transferi akışkanını dolaştırabilmesi ile önemli mesafelere ısıyı taşıyabilmesi ısı borusunun önemli bir yeteneğidir ve böylelikle en kullanışlı özelliğidir. Akış pompa ve güç girdisinin elimine edilmesi ısı taşıma sisteminin daha güvenilir olmasını sağlamakta, güç harcamasındaki tasarrufa ilave olarak da düşürülmüş bir ağırlığa sahip olmaktadır.

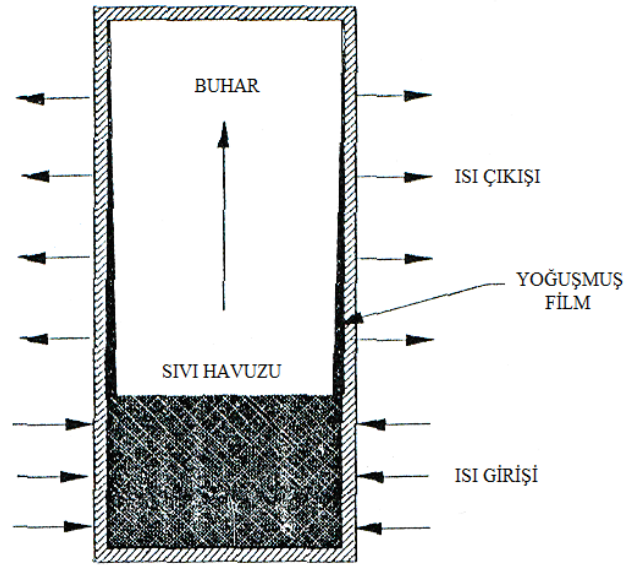
Kendi kendine gelişen ısı transferi doğal konveksiyonla çalışan ısı taşınım sistemlerinin bir özelliğidir ve ısı borusu da bu kategori içine girmektedir. Doğal konveksiyon sistemlerinde ısı transfer akışkanının dolaşımını devam ettirmek için gerekli kuvvetler ısı transfer prosesinin kendisinden kaynaklanan doğal bir kuvvettir.

Doğal konveksiyon genel olarak ısı transfer edilen akışkanın sıcaklığını artıran ve yoğunluğunu düşüren bir prosesi tanımlar. Bunun neticesinde kaldırma kuvvetleri oluşur ve bu kuvvet transfer edilen ısıyı, akışkanı kaldırarak başka bir yere nakleder ki buradan daha sonra ısı atılabilir. İki fazlı sistemlerde doğal konveksiyon benzer bir şekilde oluşur. Burada sıvı faza uygulanan ısı düşük yoğunlukta buhar üretir ve bu serbestçe sıvının içinden yükselerek başka bir yerde yoğuşur.

Her iki durumda da ısı transfer akışkanının sürekli olarak döndürülmesi, yerçekimi etkisi altında soğuyan akışkan veya kondens (yoğuşmuş) akışkanın ısı ilave edilen bölgeye dönmesi ile sağlanır.

Termosifon; sıvı ve buhar fazları ayrıştırıldığından, kapalı kabın tabanında oluşan sıvı havuz ve duvardan aşağıya doğru bir film yoğuşması gerçekleşirken, bu doğal konveksiyon sistemi termosifon olarak tanımlanır (Şekil 2.2).

Doğal konveksiyon ısı taşınımı yerçekimi kuvvetinden farklı kuvvetlerde gerçekleştirilebilir. Isı borusunda kılcal kuvvet ile iki farklı akış birlikte kullanılarak olağanüstü verimli doğal konveksiyon ısı taşınım modu üretmektedir. Akışkan döngüsü sağlamak için kılcal kuvvete bağımlılık, ısı borusu çalıştırılmasını, yerçekimi alanı içinde oluşturulan kalkınma kuvvetlerinden bağımsız hale getirmektedir. Ama ısı transferi kapasitesi hem yerçekimi hem de dış ivmelendirmelerden etkilenmektedir (Silverstein, 1992).

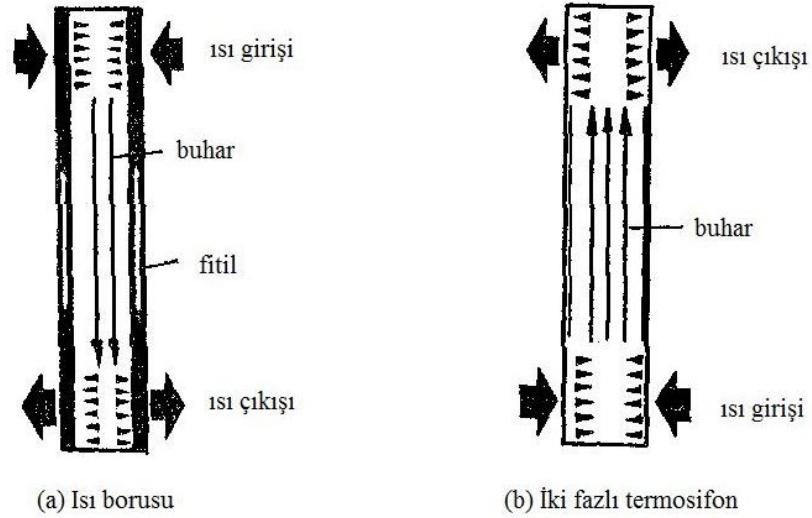


Şekil 2.2. Doğal konveksiyonlu ısı taşıma termosifonu

Isı borusu ile iki fazlı termosifon sistemleri arasında büyük benzerlik bulunmaktadır ve bu büyük benzerlik bazı hallerde iki sistemin bir diğeriyle karıştırılmasına neden olabilmektedir. İki fazlı termosifonda yoğuşan sıvı buharlaştırıcıya yer çekiminin etkisiyle döner. Oysa ısı borularında bu dönüş esas olarak kılcallık etkisiyle sağlanır. Bu nedenle iki fazlı termosifonlarda buharlaştırıcı mutlaka yoğuşturucunun altında olmak zorundayken, ısı borusunda evaporator kondensere göre herhangi bir konumda bulunabilir.

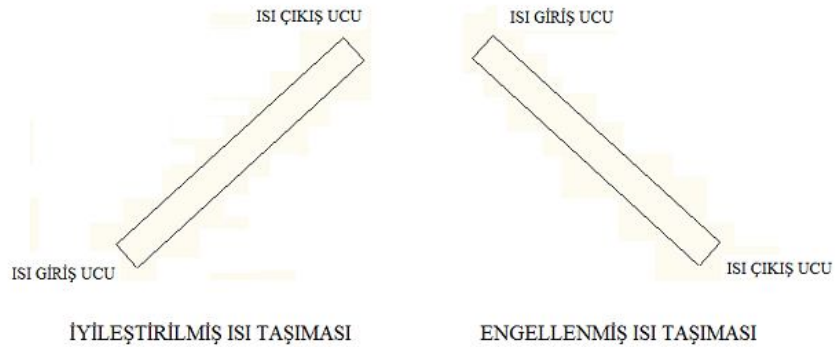
Şekil 2.3'de buharlaştırıcısı üstte olan ısı borusu ile çift fazlı termosifon yer almaktadır. Sıvının yoğuşturucudan buharlaştırıcıya yer çekimine karşı tamamen kılcallık etkisiyle döndüğü ısı borularında, buharlaştırıcının yoğuşturucudan 40 cm kadar yukarıda olması da yaygın bir uygulamadır (Alkaç, 1996).





Şekil 2.3. Isı borusu ve termosifon

Şekil 2.4'te gösterildiği gibi, eğer ısı borusunun ısı giriş ucu, ısı çıkış ucundan daha düşük bir yükseklikte ise yerçekimi geri dönen yoğuşmuş ıyı hareketlendirecektir ve ısı transferi iyileşecektir. Eğer ısı borusunun yönü değiştirilirse yerçekimi yoğuşmuş akışkanın dönüşünü engelleyecektir ve ısı taşınım kapasitesi düşecektir.



Şekil 2.4. Isı borusu yönünün ısı taşıma kapasitesi üzerindeki etkisi

Isı borusunda buhar fazdaki basınç gradyeni küçük olduğundan ısı borusu boyunca aksel sıcaklık gradyeni de küçük olacaktır. Bu özellik cihazın çok yüksek bir ısı iletkenlik göstermesine neden olacaktır. Bir ısı borusunun transfer edebileceği enerji, aynı boyutlara sahip bir bakır çubuğun iletmediği enerjinin 1000 katını

aşabilmektedir. Isı boruları küçük sıcaklık farklarında yüksek miktarlardaki ısı akılarını transfer edebilme özelliğinden dolayı geniş kullanım alanı bulmuştur.

Bunun yanında farklı sıcaklık bölgesine sahip olarak dizayn edilebilmesi, yoğuşturucuyla buharlaştırıcı arasında adyabatik bir bölgenin olabilmesi ısının sadece bir yönde transferinin sağlayacak şekilde dizayn edilebilmesi, kontrol cihazı olarak kullanılabilmesi, rejim haline geçme süresinin kısa olması, düşük ısı kayıplarıyla oldukça uzak mesafelere yüksek bir hızda ısı transfer edebilme özelliği, pompalama gücüne gereksinim duyulmaması, ısı borusu boyunca sıcaklığın hemen hemen sabit kalması, sistemin hareketli parçasının olmaması, sessiz çalışması ısı borusunun en bariz özellikleridir.

Isı borularının ısı karakteristikleri ısı borusunun sadece boyut, biçim ve malzemesine bağlı olmayıp aynı zamanda yapıya ve çalışma akışkanına göre de değişir (Alkaç, 1996).

Yatayla belli bir açıda bulunan ve yerçekimi bağımlı doğasına sahip “Yerçekimi Destekli Isı Borusu” bir yönlü ısıl valfte bir avantaj olarak kullanılabilir ki burada ısı akışı bir yönde arttırılacaktır ve ısı borusu ekseni boyunca ısı akışı ters yönde kısıtlanmış olacaktır.

Bir ısı borusunun ısı taşıma kapasitesi dış ivmelendirmelerden de etkilenmektedir. Eğer ivmelendirme yoğunmayı ısı girdi ucuna göndermeye yardımcı olursa ısı transferi iyileşecektir. Tersine ile yoğunlaşma dönüşü engellendiğinde ısı transferi düşecektir.

## BÖLÜM 3

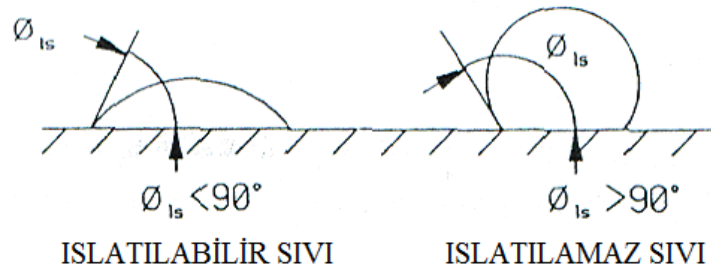
### ISI BORUSU ÇALIŞTIRMA KARAKTERİSTİKLERİ

#### 3.1. Isı Taşınımında Kılcallığın Rolü

Kılcallık, ince porlu bir yapıdaki sıvı-gaz veya sıvı-buhar arasındaki ara yüzeyinin, yüzey üzerinden oluşan basınç farkına karşı dayanım kapasitesini ifade etmektedir. Isı boruları ile ısı taşınımında kılcallık çok gerekli bir rol oynamaktadır ki ısı borusu akışkanının otomatik devir daiminin mekanizmasını sağlamaktadır.

##### 3.1.1. Islatabilirlik

Islatabilirlik bir sıvının katı bir yüzeye yapışması ve yayılma eğilimini tanımlar. Genel olarak katı bir yüzey üzerine yerleştirilen bir damla sıvı kısmen deforme olarak ve yüzeye  $\theta_{1s}$  temas açısını oluşturacaktır (Şekil 3.1).



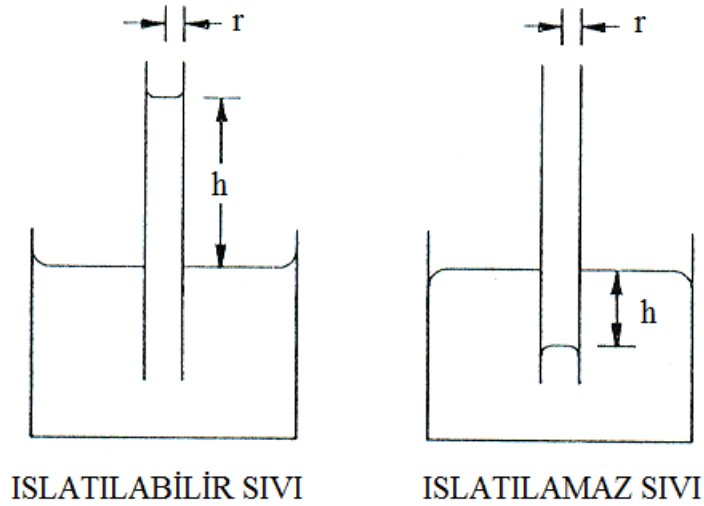
Şekil 3.1. Sıvıların ıslatılabilirliği

Kılcallık etkileri, bir sıvı güçlü bir biçimde ıslatabilir ise ( $\theta_{1s}$   $0^\circ$  çok yakın) veya güçlü bir biçimde ıslatamaz ise ( $\theta_{1s}$   $180^\circ$  çok yakın), en büyüktür. Bundan dolayı ısı borularında ısı borusu akışkanının devir daiminden kılcallık sorunu olduğundan güçlü ıslatabilir veya güçlü ıslatamaz sıvılar tercih edilmektedir. Teorik olarak ısı borularında ıslatmayan sıvılar da kullanılabilirken ısı borusu sıvıları genel olarak ıslatan tiptedir. Alkol, amonyak, sıvı metal ve su ıslatan sıvılara örnek olarak verilebilir. Belli bir

yüzeyin farklı sıvılarla ıslatılabilirliği bunların yüzey gerilmeleriyle değişebilir, yüzey gerilimi arttığında temas açısı artar ve ıslatılabilirlik düşer.

### 3.1.2. Kılcallık

Kılcallık kıvrımlı sıvı bir yüzeyin bu yüzey üzerinden bir basınç farkını sürdürebilme kabiliyetini tanımlar. Sürdürülebilir basınç farkı büyüklüğü kılcallık basıncı olarak tanımlanır. Bu ise sıvı yüzeyin kıvrım yarıçapına, sıvının yüzey gerilimine ve temas açısına (ıslatılabilirlik) bağlıdır. Isı borusu içindeki fitilin kılcallığı ısı taşıma kabiliyetinin oluşması için en önemli faktördür. Şekil 3.2’de tüplerde ıslatılabilir ve ıslatılamaz sıvıların kılcallığı gösterilmiştir.



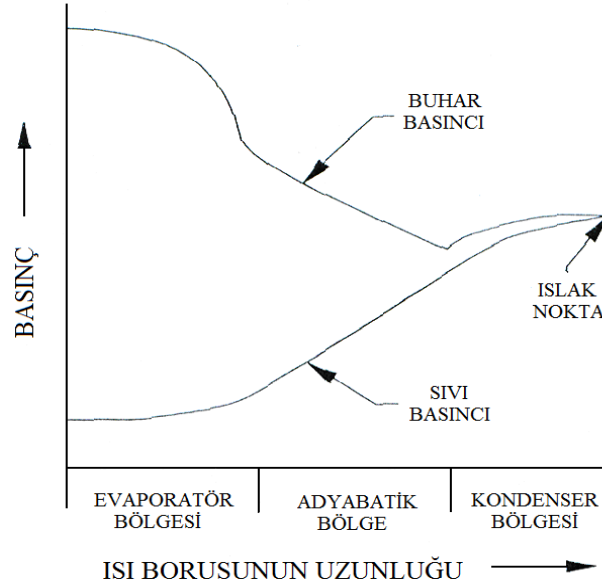
Şekil 3.2. Tüplerde ıslatılabilir ve ıslatılamaz sıvıların kılcallığı

### 3.2. Basınç ve Sıcaklık Dağılımları

Basınç dağılımı, kılcallık basıncı ile ötelenebilecek maksimum buhar-sıvı basınç farkının tespiti için, minimum buhar ve sıvı basınçları ısı borusu sıcaklık dağılımı için gereklidir.

### 3.2.1. Isı borusunda basınç dağılımı

Isı borusu içinde buhar ve sıvı basınç dağılımları ısı taşıma kabiliyetinin belirlenmesinde anahtar rol oynamaktadır. Tipik bir basınç dağılımı Şekil 3.3'de gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Isı borusunda sıvı ve buhar basınç dağılımı

Isı borusunun çalışabilmesi için maksimum kılcal pompalama basınç farkı  $(\Delta P_c)_{max}$ 'ın borudaki toplam basınç düşümünden daha büyük olmalıdır. Bu basınç düşümü, üç bileşenden meydana gelir.

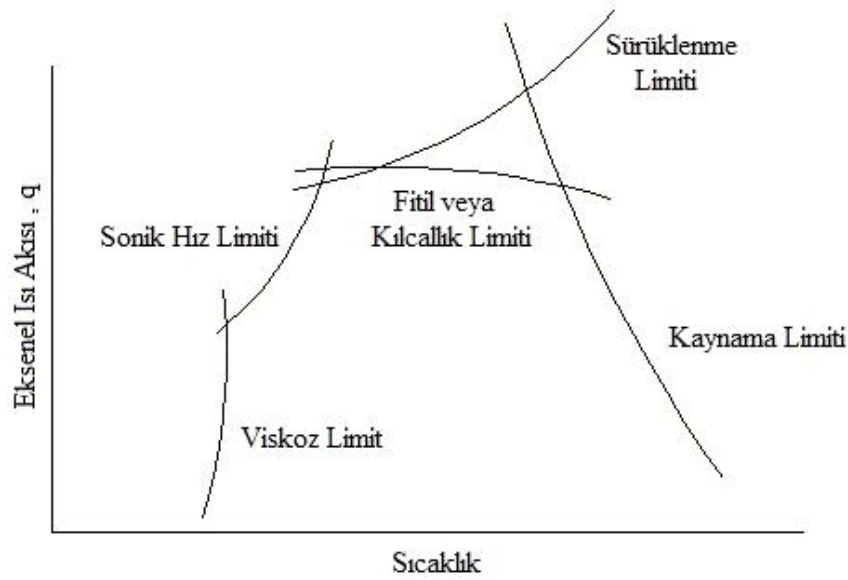
- Sıvıyı kondenserden evaporatöre geri getirmek için gerekli basınç düşümü ( $\Delta P_I$ ),
- Buharın evaporatörden kondensere akması için gerekli basınç düşümü ( $\Delta P_V$ ),
- Sıfır, artı veya eksi olabilen yerçekimi basınç farkı ( $\Delta P_g$ ).

Dolayısıyla;

$$(\Delta P_c)_{max} \geq (\Delta P_I) + (\Delta P_V) + (\Delta P_g) \quad (3.1)$$

Bu şart karşılanmaz ise, fitil, evaporator bölgesinde kurur ve ısı borusu çalışmaz.

İlk çalıştırma sırasında ve yüksek sıcaklıkta sıvı metal ısı boruları ile buhar hızları ses değerlerine ulaşır. Böyle durumlarda, sıkıştırılabilme etkileri dikkate alınmalıdır. Ses durumları, ısı borusunun olası maksimum ısı aktarım kapasitesine bir sınır getirir. Düşük sıcaklıkta viskoz kuvvetleri diğer sınırları getirir. Artan sıcaklıklarda, fitilde çalışan sıvının buhar akışından yeterli olmayan kılcallık basınç farkında ve evaporatör yanmasından ve süpürme olmasından ötürü sınırlamalı olarak ortaya çıkar. Isı borusundaki ısı transfer sınırlamaları Şekil 3.4'te gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Isı borusundaki ısı transfer sınırlamaları

Çalışma noktasının bu eğrilerin arasında bulunan alanda seçilmesi gerekir. Bu alanın gerçek şekli, çalışma akışkanına, fitil malzemesine bağlıdır ve farklı ısı boruları için değişir. Buhar basınç kaybı ve yerçekimi basınç farkı ihmal edilirse, çalışan akışkanın maksimum ısı aktarımını belirleyen özellikler, Merit Sayısını ( $Me$ ) meydana getirmek için bir araya getirilebilirler.

$$Me = \frac{\rho_{\ell} \sigma_{\ell} L}{\mu_{\ell}} \quad (3.2)$$

olarak elde edilmiştir. Burada,

$\rho_{\ell}$ : Çalışan sıvı akışkanın yoğunluğu

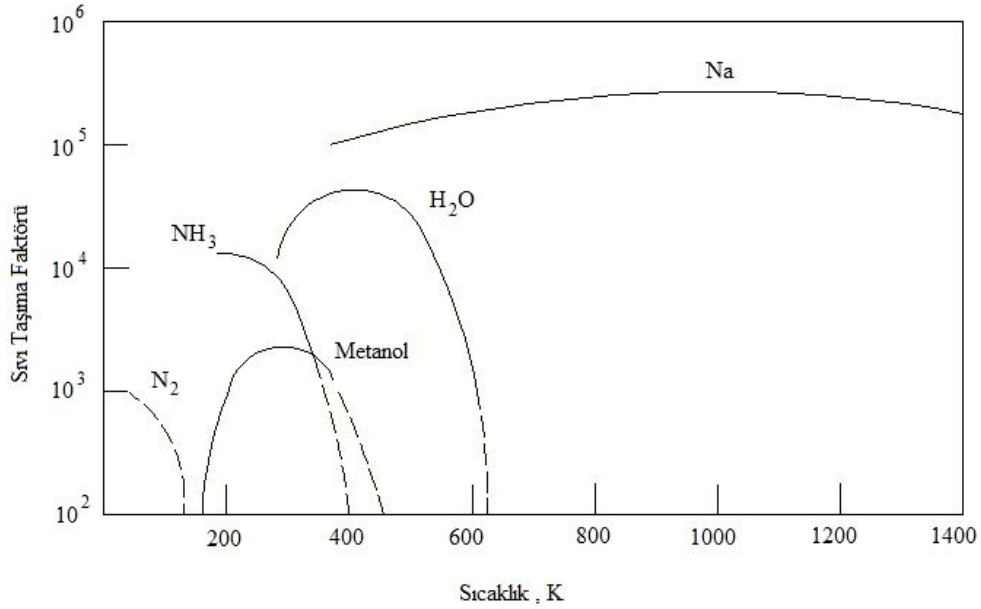
$\sigma_{\ell}$ : Yüzey gerilimi

L: Buharlaşma entalpisi veya gizli ısı

$\mu_l$ : Çalışan sıvı akışkanın viskozitesi

Merit sayısının, diğer çalışma akışkanları için sıcaklıkla değişimi Şekil 3.5'te görülmektedir. Maliyet gibi diğer faktörler de çalışma akışkanının seçiminde etkili olur.

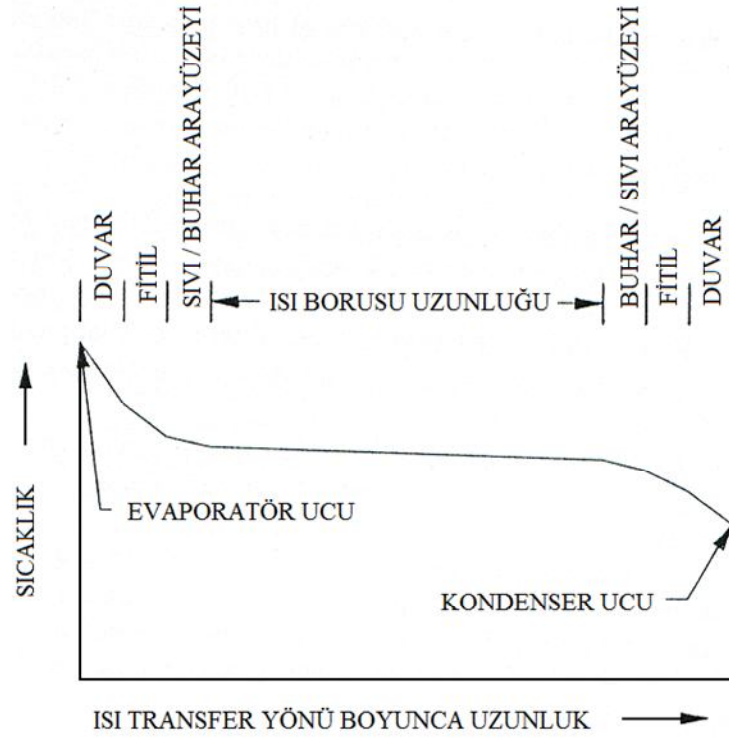
Isı borusu, çok yüksek ısı iletkenliğine sahiptir. Buna rağmen sıcaklık düşümleri hem evaporatörde ve kondenserde radyal olarak hem de borudan aşağı ekstenel olarak meydana gelir.



Şekil 3.5. Merit sayısının çalışma akışkanları için sıcaklıkla değişimi

### 3.2.2. Isı borusunda sıcaklık dağılımı

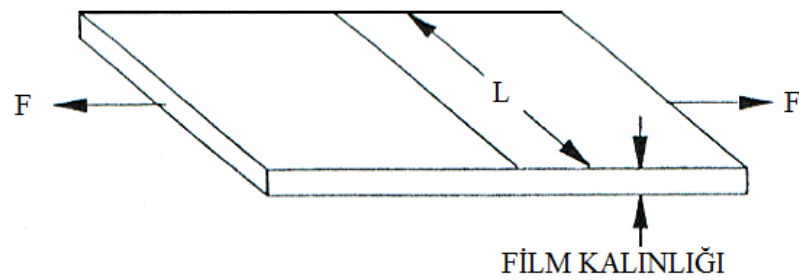
Normal çalışma şartlarında ısı borusu boyunca sıcaklık, pratik olarak sabittir. Bu izotermal çalışma karakteristiği ısı borusunun olağanüstü bir özelliğidir. Fakat ısı borusuna ve ısı borusundan olan ısı transferiyle ilgili akışlara bağlı çok önemli sıcaklık düşüşleri oluşur (Şekil 3.6).



Şekil 3.6. Isı borusu ısı transfer yönü boyunca sıcaklık dağılımı

### 3.3. Yüzey gerilimi ve yüzey enerjisi

Bütün sıvı yüzeyleri gerilim altındadır.



$F =$  Sıvı filmin parçaladığı kuvvet

$L =$  Genişlik

Yüzey Gerilimi =  $F / L$

Şekil 3.7. Sıvı yüzey filmindeki yüzey gerilimi



Çizelge 3.1. Bazı ısı borusu sıvılarının yüzey gerilimi

Sıvı	Sıcaklık, (°C)	Yüzey Gerilimi, 10 <sup>-3</sup> lb/ft (N/m)
Metil alkol	50	1.38 (0.0201)
Amonyak	11	1.61 (0.0235)
Su	20	4.99 (0.728)
Sodyum	816	8.3 (0.121)
Lityum	1204	17.8 (0.260)

(Silverstein, 1992).

Bir sıvı içindeki moleküller birbirini çekerler. Bir sıvıdaki molekül, etrafındaki diğer moleküller tarafından ve ortalama olarak bütün yönlerde eşit bir şekilde çekilir; bundan dolayı herhangi bir toplam kuvvete maruz kalmaz. Molekülün sıvının yüzeyinde veya yakınında olması halinde, çekim kuvvetleri artık dengelenmez ve molekül, içeriye doğru bir toplam kuvvete maruz kalır. Bu etkiden dolayı sıvı, minimum alana sahip olan bir şekil almaya yönelir. Vakumda serbest düşen bir damlacık küre şeklini alır. Bu kendiliğinden eğilimde, sıvı yüzey, gerilim altında lastik bir membran (zar) gibi davranır.

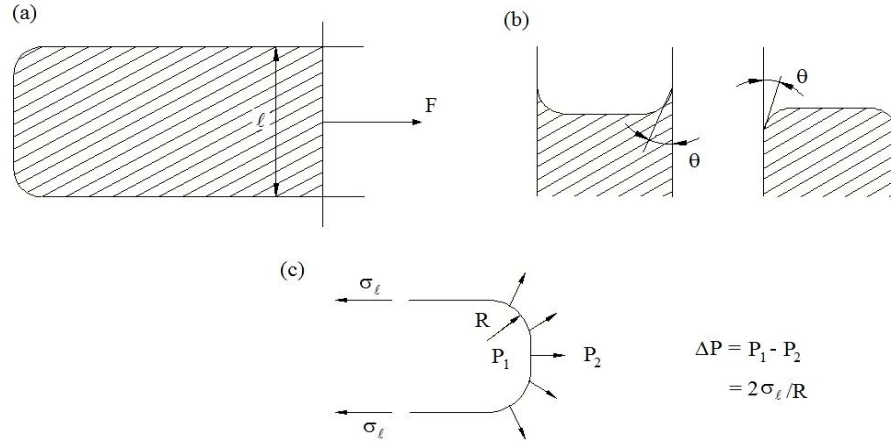
Yüzey alanını arttırmak için, sıvının üzerine iş yapılması gerekir. Bu işle ilgili olan enerji, serbest yüzey enerjisi olarak bilinir ve ilgili “Serbest yüzey enerjisi/birim yüzey alanı”  $\sigma_\ell$  sembolü ile gösterilir. Örneğin; bir sabun filmi, Şekil 3.8'de olduğu gibi bir tel desteği üzerine yerleştirilirse ve alan, bir tarafın dx mesafesi kadar hareket ettirilmek suretiyle arttırılırsa,

$$\text{Yapılan iş} = f dx = \text{yüzey enerjisindeki artış} = 2 \sigma_\ell \cdot L \cdot dx$$

2 katsayısı, filmin iki serbest yüzeye sahip olmasından ortaya çıkar. Bundan dolayı, eğer T, iki yüzeyin her bir kuvvet/birim uzunluk ise,

$$2 \cdot T \cdot L \cdot dx = 2 \cdot \sigma_\ell \cdot L \cdot dx \quad \text{veya} \quad T = \sigma_\ell \text{ 'dır.}$$

Bu kuvvet/birim uzunluk yüzey gerilimi olarak tanınır. Bu, sayısal olarak N/m gibi birim takımıyla ölçülen yüzey enerjisi/birim alan'a eşittir.



Şekil 3.8. Yüzey gerilimi ve eğri bir yüzeyin enindeki basınç farkı

Buharlaşıma gizli ısısı, bir sıvının molekülleri arasındaki çekim kuvvetlerinin bir ölçüsü olduğundan, yüzey enerjisi veya yüzey geriliminin  $\sigma_\ell$ , L ile ilgili olduğu anlaşılmıştır. Katılar da, serbest yüzey enerjisine sahiptirler ve büyüklük olarak, aynı malzemenin ergimiş halindeki değerine benzer olduğu bulunmuştur.

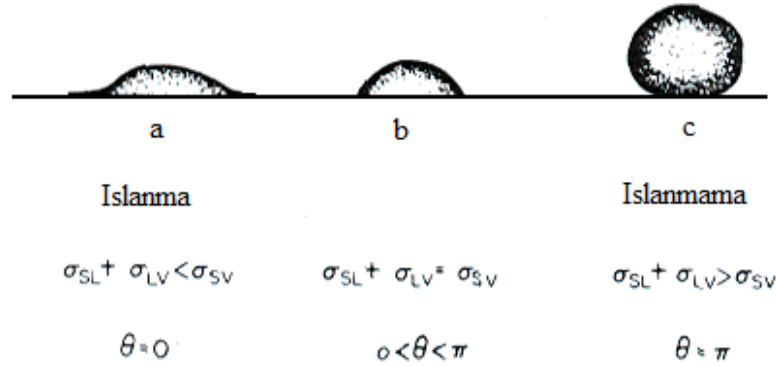
Bir sıvı, bir katı yüzeyle temas halinde olduğu zaman, katının yakınındaki sıvıdaki moleküller, sıvıdaki diğer moleküllerden gelen kuvvetlere ek olarak, katı cismin moleküllerinden gelen kuvvetlere de maruz kalır. Bu katı/sıvı kuvvetlerin, çekim ve tepki kuvvetleri olup olmasına bağlı olarak, sıvı katı yüzeyi yukarıya veya aşağıya doğru eğri yapar (Şekil 3.8.b). Çekim ve tepki kuvvetleri için bilinen en iyi örnekler sırasıyla su ve civadır.

Kuvvetlerin çekim kuvvetleri olduğu durumlarda, sıvı-katıya ıslak denir. Sıvı yüzeyin katı ile yaptığı açı, temas açısı olarak tanımlanır. Islaklık için  $\theta$ , sıfır ile  $\pi/2$  arasında bulunur ve ıslak olmayan sıvılar için  $\theta > \pi/2$ 'dir.

Toplam yüzey enerjisi, ıslaklıkla azaltılır.

$$\sigma_{s\ell} + \sigma_{\ell v} < \sigma_{sv} \quad (3.3)$$

Burada s, l ve v indisleri sırasıyla, katı, sıvı ve buhar durumlarını (Şekil 3.9) göstermektedir.



Şekil 3.9. İslanma ve ıslanmama

İslanma, eğer  $\sigma_{sl} + \sigma_{lv} > \sigma_{sv}$  (Şekil 3.9.c) olursa Şekil 3.9.a meydana gelmez. Kısmi ıslanma için durum,  $\sigma_{sl} + \sigma_{lv} = \sigma_{sv}$  Şekil 3.9.b'de gösterilmiştir.

### 3.3.1. Eğri bir yüzey boyunca basınç farkı

Yüzey geriliminin sonuçlarından biri, konkav yüzeylerdeki basınç, konveks yüzeyler üzerindeki daha azdır. Bu basınç farkı  $\Delta P$ , yüzey enerjisi  $\sigma_\ell$ , ve yüzeyin eğrilik yarıçapı R ile ilgilidir. Bu ilişki, aşağıdaki gibi elde edilebilir.

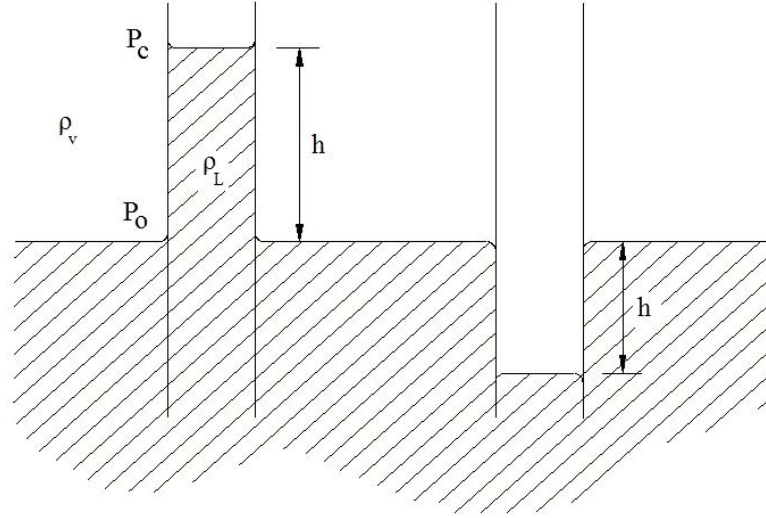
Yarı küresel bir yüzeyi düşünürsek, çevresi boyunca etki eden gerginlik kuvvetleri  $2\pi R \cdot \sigma_\ell$  ile verilir ve bu kuvvetler, yüzeye dik etki eden basınç kuvvetleri  $\Delta P \cdot \pi R^2$  ile dengelenir. Bundan dolayı;

$$\Delta P = 2 \cdot \sigma_\ell / R \quad (3.4)$$

Eğer yüzeye dik açılı olan  $R_1$  ve  $R_2$  gibi iki tane eğrilik yarıçapı varsa, o zaman;

$$\Delta P = \sigma_\ell \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (3.5)$$

Bu basınç farkından dolayı, r yarıçaplı düşey bir boru, boruyu ıslatan bir sıvının içine konursa, sıvı tüpte düz sıvı yüzeyinin h kadar üzerine yükselir (Şekil 3.10).



Şekil 3.10. Bir borudaki kılcal yükselme

Basınç dengesi;  $\rho_L gh = \frac{2\sigma_\ell}{r} \cos \theta$  'yı verir.

Burada;

$\rho_L$  : sıvı yoğunluğu

$\theta$  : temas açısıdır.

Etki, kılcallık etkisi ve kılcallık olarak tanınır ve standart ısı borusu için, temel sürükleyici kuvvettir.

Islanmayan sıvılar için, eğri yüzeyleri, sıvı düz yüzeyinin altına bastırılır. Isı borularında her zaman, ıslanan sıvılar kullanılır.

### 3.3.2. Eğri bir sıvı yüzeyindeki buhar basıncının değişimi

Şekil 3.10'dan, konkav yüzeydeki buhar basıncının, düz sıvı yüzeyindekinden, h uzunluğundaki kolondaki buharın ağırlığına eşit, bir miktar daha az olduğu görülmektedir.

Bu basınç farkı;  $P_c - P_0 = g \cdot \rho_v \cdot h$  'dır.

$\rho_v$ 'nin sabit olduğunu kabul edersek,

$$(\rho_\ell - \rho_v)gh = \frac{2\sigma_\ell}{r} \quad (3.6)$$

$$P_c - P_o = \frac{2\sigma_\ell}{r} \frac{\rho_v}{\rho_\ell - \rho_v} \quad (3.7)$$

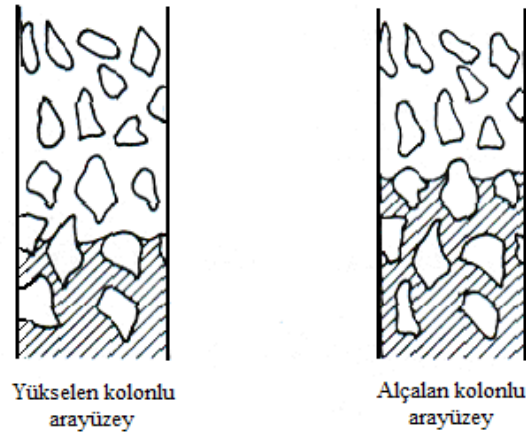
Bir basınç farkı ( $P_c - P_o$ ), toplam kılcallık basınç farkı ( $2 \cdot \sigma_\ell / r$ ) ile kıyaslandığında küçüktür ve ısı borusu tasarımında ihmal edilebilir.

### 3.3.3. Yüzey geriliminin ölçülmesi

Bir sıvının yüzey gerinliğini ölçmek için birçok yöntem vardır. Kılcallık kuvvetinin bir ölçümü olarak  $\sigma_\ell \cos\theta$  araştırırsak; en kolay ölçme, bir tüpteki h seviyesindeki kılcal yükselmedir ve bu da,

$$\sigma_\ell \cos\theta = \frac{\rho_\ell ghr}{2} \quad (3.8)$$

Pratik ısı borusu tasarımında, ayrıca efektif delik yarıçapı r'yi bilmek de gerekmektedir. Sinterlenmiş (sintered) poroz bir yapı veya birçok katıdan meydana gelen bir fitil için, bunu tahmin etmek hiç de kolay değildir. Çalışan akışkanın elde edeceği maksimum yüksekliği ölçmek suretiyle, akışkanın fitil kombinasyonları için, kılcallık basınç farkı üzerine bilgi elde etmek mümkündür. Birçok araştırmacı, farklı yapılar için, maksimum yükseklik üzerine ölçümleri bildirmişlerdir. Aynı yapılar için, sonuçlar, filmin yükselmesine ve alçalmasına bağlı olarak farklı olabilirler. Bunun nedeni, Şekil 3.11'de gösterilmiştir.



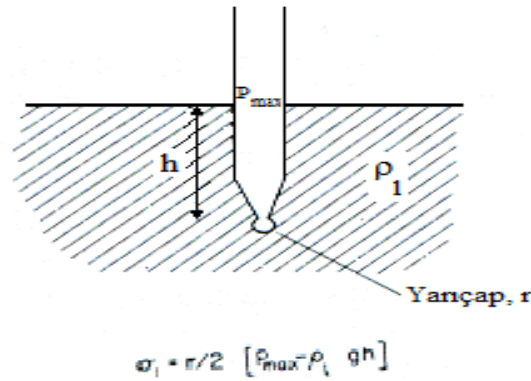
Şekil 3.11. Yükselen ve alçalan kolon ve ara yüzeyleri

$\sigma_\ell$  'nin ölçülmesi için bazen uygulanan, diğer bir kolay yöntem de, Şekil 3.12'de gösterildiği üzere, maksimum kabarcık basıncının ölçülmesidir. Basınç, kabarcık patlayınca kadar yavaş yavaş artırılır ve basınç düşer. Kabarcık yarıçapı, maksimum tüp basıncına ulaştığında ve bu noktada,

$$P_{\max} = \rho_\ell hg + \frac{2\sigma_\ell}{r} \quad (3.9)$$

Bu yöntem, Baldanski ve Schins tarafından, sıvı metaller için kullanılmıştır.

$$\sigma_\ell = \frac{r}{2} [P_{\max} - \rho_\ell gh] \quad (3.10)$$



Şekil 3.12 Yüzey gerilimi ölçümü için Jager Yöntemi

İki sıvının yüzey gerilimi; dar bir düşey borudan düşen damlacıkların kütesini karşılaştırmak suretiyle, mukayese edilebilir. Eğer sırasıyla  $m_1$  ve  $m_2$  ise;

$$\frac{m_1 \rho_{\ell 1}}{m_2 \rho_{\ell 2}} = \frac{\sigma_{\ell 1}}{\sigma_{\ell 2}} \quad (3.11)$$

### 3.3.4. Yüzey gerilimi sıcaklık ilişkisi

Yüzey gerilimi, sıcaklık artarken azalır. Bu etki, ilk önce Eötvös tarafından çalışılmıştır ve onun denklemi, daha sonra Ramsay ve Shields tarafından değiştirilmiştir.

$$\sigma_{\ell} \left( \frac{M}{\rho_{\ell}} \right)^{2/3} = H(T_c - 6 - T) \quad (3.12)$$

Burada;

M: moleküler ağırlık

$T_c$ : Kritik sıcaklık (Kelvin olarak)

T: Sıcaklık (Kelvin olarak).

H: Normal ilgisi olmayan (normal non-associated) sıvılar için 2,12'ye eşit bir sabittir. Hidroksil ihtiva eden su ve alkoller gibi maddeler, ayrıca sıcaklığa bağlı olan daha düşük H değeri verirler.

Eötvös-Ramsay-Shields denklemi, sıvı metal ve ergimiş tuzların deneysel olarak izlenen davranışları ile uyum göstermez.

Bohdansky ve Schins,  $T_c$  gerçek kritik sıcaklığından % 10 daha az ise, beklenen sonuçlarla uyum gösteren bir denklem türetmişlerdir.

$$\frac{\sigma_{\ell}}{\sigma_{\ell 0}} = 1 - \frac{T}{T_c} - 0.40 \left\{ 1 - \frac{T}{T_c} \right\} \frac{T}{T_c} \quad (3.13)$$

### 3.3.5. Kılcallık basıncı ( $\Delta P_c$ )

Eğri bir sıvı yüzey arası boyunca basınç düşümü,

$$\Delta P = \frac{2\sigma_\ell}{R} \quad (3.14)$$

Şekil 3.13'ten görülmektedir ki,  $R \cdot \cos\theta = r$  'dir. Burada,

$r$ : Fıtil porozlarının efektif yarıçapı

$\theta$  : Temas açısıdır.

Bundan dolayı, evaporatördeki kılcallık basıncı;

$$\Delta P'_c = 2\sigma_\ell \frac{\cos\theta_e}{r_c} \quad (3.15)$$

Benzer olarak, kondenserdeki kılcallık basıncı;

$$\Delta P'_c = 2\sigma_\ell \frac{\cos\theta_c}{r_c} \quad (3.16)$$

Toplam kılcallık basıncı ise;

$$\Delta P_c = 2\sigma_\ell \left( \frac{\cos\theta_e}{r_c} - \frac{\cos\theta_c}{r_c} \right) \quad (3.17)$$

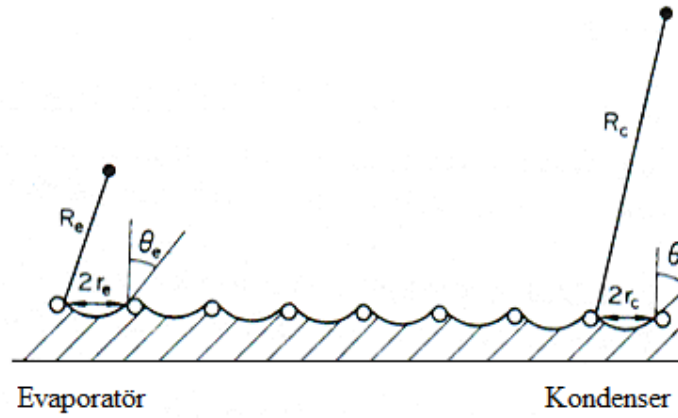
olacaktır.

Bu  $\Delta P_c$ ,  $\cos\theta_e=1$  ve  $\cos\theta_c=0$  olduğu zaman, maksimum değere sahip olacaktır.

Bundan dolayı,

$$(\Delta P_c)_{\max} = \frac{2\sigma_\ell}{r_c} \quad (3.18)$$





Şekil 3.13 Evaporator ve kondenserdeki fitil ve poroz parametreleri

### 3.4. Sürtünme kuvvetleri nedeniyle basınç farkı

Sıvı ve buhar fazlarındaki sürtünme kuvvetleri tarafından meydana gelen basınç fazları aşağıda incelenmiştir.

#### 3.4.1. Laminer akım - Hagen Poiseuille denklemi

Sabit viskoziteli sıkıştırılmayan bir sıvının yarıçapı  $a$  olan dairesel bir boru içinde zamana bağlı olmayan laminer bir akım, Hagen-Poiseuille denklemi ile açıklanmıştır.

Bu denklem,  $r$  yarıçapı mesafesinde akışkanın  $v_r$  hızını,  $\ell$  boru boyunca olan  $P_2 - P_1$  basınç farkı ile ilişki kurar.

$$v_r = \frac{a^2}{4\mu} \left[ 1 - \left( \frac{r}{a} \right)^2 \right] \frac{P_2 - P_1}{\ell} \quad (3.19)$$

Hız, borunun eksenindeki maksimum bir değerden boru duvarındaki sıfıra, parabolik bir şekilde değişir.

$$v_m = \frac{a^2}{4\mu} \frac{P_2 - P_1}{\ell} \quad (3.20)$$

$$\text{Ortalama hız; } v_{\text{ort}} = \frac{a^2}{8\mu} \frac{P_2 - P_1}{\ell}$$

Yeniden düzenlersek,

$$\frac{P_2 - P_1}{\ell} = \frac{8\mu v}{a^2} \quad (3.21)$$

Bir boyutlu işlemlerde, tamamıyla ortalama hız  $v$  kullanılır. Her saniye akan hacim  $S$  ise;

$$S = \pi a^2 v = \frac{\pi a^4}{8\mu} \frac{P_2 - P_1}{\ell} \quad (3.22)$$

Ve  $\rho$ , akışkanın yoğunluğu ise, kütle debisi  $\dot{m}$ ,

$$\dot{m} = \rho S = \rho \frac{\pi a^4}{8\mu} \frac{P_2 - P_1}{\ell} \quad (3.23)$$

### 3.4.2. Reynold sayısı (Re)

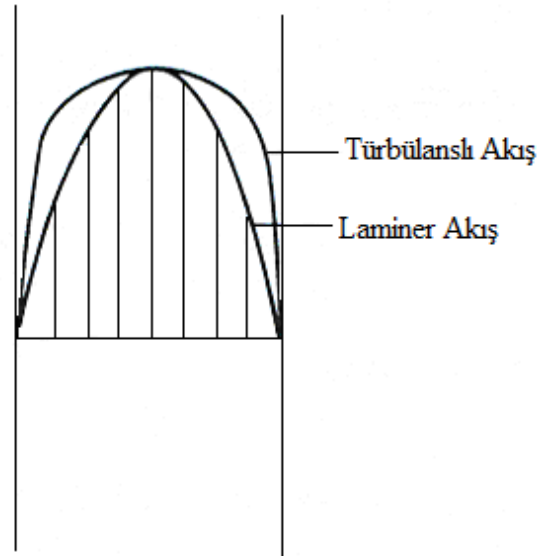
Hız arttıkça, akım laminerden, türbülansa değişir, geçiş noktası Re sayısı ile ifade edilir. Reynold sayısı;

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (3.24)$$

Burada  $d = 2a$ , boru çapıdır. Re, boyutsuzdur ve  $Re = \frac{\rho v^2}{\mu \frac{v}{d}}$  şeklinde yazmak

suretiyle akışkana etki eden, atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranının ölçüsü, olarak görünür.

$Re > 2100$  durumunda, akım şekli laminerden, türbülansa değişir ve hız profili parabolik şekilden, Şekil 3.14'te gösterilen profile değişir.



Şekil 3.14 Laminer ve türbülans akım için borudaki hız dağılımı

Kinetik enerji veya akım enerjisini, 1 boru uzunluğu boyunca viskoz sürtünmesi nedeniyle kaybedilen enerji ile karşılaştırmak, aydınlatıcıdır. Her ikisini de efektif basınç farkı  $\Delta P$  cinsinden ifade edilir.

Kinetik enerji terimi  $\Delta P_{KE} = \frac{\rho v^2}{2}$  ve viskoz terimi  $\Delta P_F$  denklemi ile verilmiştir.

$$\Delta P_F = \frac{8\mu v \ell}{a^2} \quad (3.25)$$

$$\begin{aligned} \frac{\Delta P_{KE}}{\Delta P_F} &= \frac{\rho v a^2}{16\mu \ell} \\ &= \frac{R_e a}{32\ell} \end{aligned} \quad (3.26)$$

Bu akımın hala laminar olduğu varsayıldığında, kinetik enerji terimi  $\Delta P_{KE}$  'nin

$$\ell = \frac{R_e a}{32} \quad (3.27)$$

uzunluğu için, viskoz terimine eşit olduğu anlamındadır.

### 3.4.3. Türbülans akım - Fanning denklemi

Türbülans akım için basınç düşümü, Fanning denklemiyle çoğunlukla, ortalama hızla ilgilidir.

$$\frac{P_2 - P_1}{\ell} = \frac{4}{d} f \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (3.28)$$

Burada;

$f$ , Fanning faktörüdür,  $f$ , Reynold sayısı ile bağlantılıdır ve türbülanslı bölgede,

Blasius denklemi ile verilir.

$$f = \frac{0.0791}{Re^{1/4}}, \quad 2100 < Re < 10^5 \quad (3.29)$$

Eğer  $Re < 2100$  için  $f = Re/16$  yazarsak, Fanning denklemi Hagen-Poiseuille şeklinde indirgenir.

### 3.4.4. Navier - Stokes denklemi

Yukarıda verilen basit, bir boyutlu işlem, genellikle sıvı fazındaki durumu açıklamak için yeterlidir. Evaporatördeki ve kondenserdeki radyal hız, dikkate alınması gerektiğinden, buhar faza daha karışıktır. Bu yapıldığı zaman, hız profili evaporatörde adyabatik bölgelerde, Hagen Poiseuille akımı için olan hız profiline benzer, fakat kondenser bölgesinde bundan, oldukça çok sapar. Tam bir inceleme yapmak için, tam momentum denklemini çözmek gerekir.

Bu küçük bir hacim elemanı için;

Elemanın kütlesi x ivme = Elemana etki eden kuvvetlerin toplamı

$$= \text{Basınç kuvvetleri} + \text{yerçekimi kuvveti} + \text{diğer kuvvetler (yani manyetik kuvvetler)}$$

şeklinde ifade edilir.

Bu denklem, Navier-Stokes denklemi olarak bilinir ve koordinat şeklinde yazılır. Navier-Stokes denklemi, süreklilik denklemi ile çözülür ve akışkan sıkıştırılmaz değil ise, durum denklemine de ihtiyaç vardır.

Süreklilik denklemi;

[Elemana giren kütle oranı - Elemanı terk eden kütle oranı = Kütle birikme oranı] olarak ifade edilir.

Durum denklemi, akışkanın yoğunluğunu basıncı ile bağlantı kurar. Genellikle, buharın tam gaz gibi davrandığını, kabul edilir. Bu durumda;

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (3.30)$$

Burada; P: Basınç

R: Universal gaz sabitesi=  $R_0/M$

T: Mutlak sıcaklıktır.

### 3.5. Sıvı fazdaki basınç farkı ( $\Delta P$ )

Sıvı fazdaki akım rejimi, hemen hemen her zaman laminardır. Sıvı kanalları, genel olarak doğru olmayacaklarından, ne de dairesel kesitli olacaklarından ve çoğunlukla birbirleri ile bağlantılı Hagen-Poiseuille denklem, bu farkları dikkate almak için düzeltilmelidir.

Kütle akımı (debi) hem evaporator hem de kondenser de bölgesinde değişeceğinden, bu bölgeler için geometrik uzunluktan ziyade efektif uzunluk kullanılır. Eğer birim uzunluktaki kütle değişimi sabit ise toplam kütle akımı lineer olarak bu bölgeler boyunca artar veya azalır.

Bundan dolayı, evaporator uzunluğu  $l_e$  ve kondenser uzunluğu  $l_c$ ,  $l_e/2$  ve  $l_c/2$  ile değiştirilir. Akışkan akımı için toplam efektif uzunluk,  $l_{eff}$  olur.

$$\ell_{\text{eff}} = \ell_a + \frac{\ell_e + \ell_c}{2} \quad (3.31)$$

Kılcal yapı içerisindeki eğri büğrülük ayrı olarak dikkate alınmalıdır.

Üç ana kılcallık geometrisi vardır.

- Birbirine bağlı porozlardan meydana gelen poroz bir bünyeyi ihtiva eden fitil bünyeler. Tüller, keçeler ve sinterlenmiş fitiller bu başlık altında gelirler. Bunlara sık sık homojen fitiller olarak başvurulur.

- Açık oluklar

- Sıvı akım için daha ince bir ağ kılcal bünye ile kapatılmış bir alanı ihtiva eden örtülü kanallar. Oluğu ve ana fitilleri örten tüllü oluklandırılmış ısı boruları oluşu bu kategoride dahi edilmiştir. Bu fitiller bazen kompozit fitiller olarak anlatılır.

### 3.5.1. Homojen fitiller

Eğer  $\epsilon$ , akışkan için mevcut kesit alan değeri olan fitilin kesri boşluğu ise, toplam akım kesit alanı  $\pi(r_w^2 - r_v^2) \epsilon$  'dur.

Eğer  $r_c$ , efektif delik (poroz) çapı ise, Hagen-Poiseuille denklemi,

$$\dot{m} = \frac{\pi(r_w^2 - r_v^2) \epsilon r_c^2 \rho_\ell \Delta P_\ell}{8\mu_\ell \ell_{\text{eff}}} \quad (3.32)$$

denklemini verir.

Onu ısı akımı cinsinden ifade edersek  $Q = \dot{m} L$  olur. Burada L buharlaşma gizli ısı veya entalpidir. Formülü yeniden düzenlersek,

$$\Delta P_\ell = \frac{8\mu_\ell Q \ell_{\text{eff}}}{\pi(r_w^2 - r_v^2) \epsilon r_c^2 \rho_\ell L} \quad (3.33)$$

olur.

Delikli (porozlu) madde için, bu denklem aşağıdaki gibi yazılır.

$$\Delta P_\ell = \frac{b\mu_\ell Q \ell_{\text{eff}}}{\pi(r_w^2 - r_v^2) \epsilon r_c^2 \rho_\ell L} \quad (3.34)$$

Burada b, eğri bütünlük için düzeltmeyi dahil etmek için, 10 ile 20 arasında boyutsuz bir sabittir.

Bu formül, teorik işlem için yararlı olabilirse de, uygulamada ölçülmesi zor olan b,  $\epsilon$  ve  $r_c$  gibi üç sabiti içerir. Bundan dolayı, bu şekildeki fitil malzemesi için  $\Delta P$ 'nin hesaplanması için Darcy kanunu kullanılır.

Darcy kanunu,

$$\Delta P_\ell = \frac{\mu_\ell \ell_{\text{eff}} \dot{m}}{\rho_\ell K A} \quad (3.35)$$

şeklinde yazılır.

K: Fitil geçirgenliği

A: Fitilin enine kesit alanıdır.

Denklem  $\dot{m} = \frac{\pi(r_w^2 - r_v^2) \epsilon r_c^2 \rho_\ell \Delta P_\ell}{8\mu_\ell \ell_{\text{eff}}}$  ile karşılaştırıldığında Darcy kanununun,

delik (poroz) büyüklüğünü, dağılımını ve eğriliğini dikkate alan düzeltme faktörlerini K değerinde bulunduran Hagen-Poiseuille denklemi olduğu görülür. Bu formül, değeri kolayca ölçülen K geçirgenliğinin tanımı olarak kullanılır.

Literatürde bazen Blake-Kozeny denklemi kullanılır. Bu denklem çapı D olan kürelerden meydana gelen delikli bir cisimdeki basınç gradyanını, sıvı akımı ile bağlantı kurar. Darcy kanununa benzeyen sadece düzeltme faktörlü Hagen-Poiseuille denklemi, Blake-Kozeny denklemi;

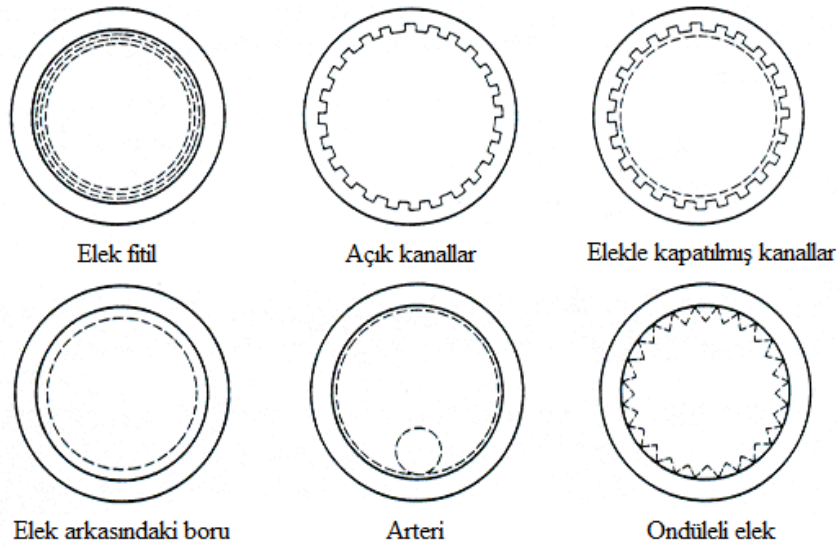
$$\Delta P_\ell = \frac{150\mu(1 - \epsilon')^2 \ell_{\text{eff}} v}{D^2 \epsilon'^3} \quad (3.36)$$

olarak yazılır ve laminar akıma uygulanır. Bunun için

$$Re' = \frac{\rho v D}{\mu(1 - \epsilon')} < 10 \text{ olması gerekir.}$$

Burada  $u = \frac{\dot{m}}{\rho_e A}$  sathi hızdır ve  $\epsilon' = \frac{\text{Boşlukların Hacmi}}{\text{Cisim Hacmi}}$  dır.

Çeşitli fitil kesitleri Şekil 3.15'de gösterilmiştir.



Şekil 3.15 Fitol seçim

### 3.5.2. Uzunlamasına oluklu fitiller

Oluklu fitiller için, sıvıdaki basınç düşümü;

$$\Delta P_\ell = \frac{8\mu_\ell Q\ell}{\pi r_c^4 N \rho_\ell L} \quad (3.37)$$

olarak verilir.

Burada,

$N$ : Oluk sayısı



$r_e$ : Efektif oluk yarıçapıdır ve efektif hidrolik yarıçap bağlantısıyla tarif edilir.

Yüksek buhar hızlarında, kayma kuvvetleri, açık oluklardaki sıvı akımını engelleme eğilimindedirler. Bu durumdan, kompozit fitil malzemesini yapmak için ince delikli elek kullanmak suretiyle, kaçınılabilir.

### 3.5.3. Kompozit fitiller

Kompozit fitiller olarak böyle bir sistem, sıvıyı evaporator ve kondenser yüzeyleri üzerine yaymak için, yardımcı bir kılcal yapıya gereksinim duyarlar.

$$\Delta P_\ell = \frac{8\mu_\ell Q_\ell}{\pi r^4 \rho_\ell L} \quad (3.38)$$

Sıvı akımı, bir boru boşluğu vermek için ısı borusu duvarından ayrılmış dahili delikli bir elek ile yapılmış fitildeki basınç düşümü, paralel yüzeylere uygulanan Hagen-Poiseuille denkleminden elde edilebilir. (Borusal genişlik  $w$ 'nin boru buhar boşluğu yarıçapı  $r_w$  ile karşılaştırıldığında küçük olması şartıyla).

Bu durumda,

$$\Delta P_\ell = \frac{6\mu_\ell Q_\ell}{\pi r_v w^3 \rho_\ell L} \quad (3.39)$$

olur.

Bu fitil yapısı, özellikle sıvı metal ısı boruları için uygulanır.

Ay şeklindeki boru kullanılabilir. Isı borusu duvarının en altına temas ettirmek için, elek aşağı hareket ettirilir. Böylece, üst noktada  $2w$  boşluğu bırakılır.

$$\Delta P_\ell = \frac{2.4\mu_\ell Q_\ell}{\pi r_v w^3 \rho_\ell L} \quad (3.40)$$

### 3.6. Buhar fazı basınç farkı ( $\Delta P_v$ )

Basınçtaki toplam buhar fazı farkı, üç bölgedeki basınç düşümlerinin toplamı olur. Bunlar evaporatör düşümü  $\Delta P_{ve}$  ve adyabatik kısım düşümü  $\Delta P_{va}$ , ve yoğuşma bölgesindeki basınç düşümü  $\Delta P_{vc}$  'dir.

Buhar basıncı düşümünün hesaplanması problemi, buharlaşma ve yoğuşma bölgelerinde, buharlaşma ve yoğuşma nedeniyle meydana gelen radyal akım nedeniyle komplike olmuştur.

$$R_r = \frac{\rho_v v r_v}{\mu_v} \quad (3.41)$$

Fitildeki  $r = r_v$  noktasındaki radyal hızı ( $v$ ) dikkate almak için radyal Reynolds sayısı gibi ek bir Reynolds sayısını tarif etmek uygun olacaktır. Burada, aksenal Reynolds sayısının tarifinde kullanılan buhar boşluğu çapı yerine buhar boşluğu yarıçapı kullanılır.  $R_r$ , evaporatör kısmında pozitif ve yoğuşma kısmında negatiftir. Çoğu pratik ısı borularında;  $R_r$ , 0,1 ile 100 arasında bulunur.

$R_r$ , birim uzunlukta ilave edilen veya çıkarılan radyal kütle oranı  $\frac{\dot{dm}}{dz}$  ile ilgilidir.

$$R_r = \frac{1}{2\pi\mu_v} \frac{\dot{dm}}{dz} \quad (3.42)$$

Düzenli buharlaşma veya yoğuşma oranları için radyal ve aksenal Reynolds sayıları aşağıdaki formülle birbirleri ile ilgilidir.

$$R_r = \frac{R_e r_v}{4 z} \quad (3.43)$$

Burada  $z$ , ya evaporatör kısmının sonundan ya da kondenser kısmının sonundan olan uzaklıktır.

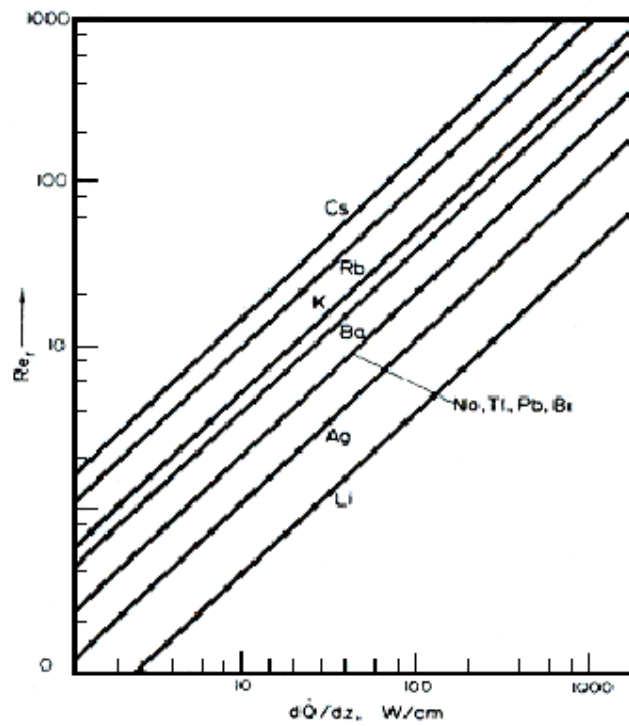
Akımın laminar olması kaydıyla  $\ell$  boyundaki viskoz kuvvetleri nedeniyle basınç düşümü;

$$\ell = \frac{R_e a}{32} = \frac{R_e r_v}{32} \quad (3.44)$$

olduğu zaman kinetik enerji eşittir. Evaporator veya kondenser bölgesi için

$$R_e = \frac{4R_r \ell}{r_v}, \text{ yi yerine koyarsak,}$$

$R_r = 8$  bulunur.



Şekil 3.16. Birim uzunluktaki ısı girişine göre değişen radyal Reynolds sayısı (sıvı metal çalışma akışkanları)

Şekil 3.16, çeşitli metal çalışma akışkanları için güç/birim uzunluğunun fonksiyonu olarak  $R$  'yi gösterir.

### 3.7. Yerçekimi Basıncı

Sıvının hidrostatik basınç nedeniyle oluşan basınç farkı evaporatör ve kondenserin relatif konumlarına bağlı olarak pozitif, negatif veya sıfır olabilir.

Bu basınç farkı  $\Delta P_g$ , aşağıdaki ifade ile verilir.

$$\Delta P_g = \rho_\ell g \ell \sin \phi \quad (3.45)$$

Burada;

$\rho_\ell$  : Sıvı yoğunluğu

g: Yerçekimi ivmesi

$\ell$  : Isı borusu boyu

$\phi$  : Isı borusunun yatayla yaptığı açıdır. ( $\phi$ , kondenser evaporatörden daha aşağı olduğu zaman pozitifdir.)

### 3.8. Süpürme

Isı borusunda buhar, evaporatörden kondensere akar ve sıvı, fitil maddesi ile geri getirilir. Fitol yüzeyi ile buhar arasındaki ara yüzeyde, buhar fitildeki sıvı üzerine bir kayma kuvveti uygular. Bu kayma kuvvetinin büyüklüğü, buharın özelliklerine ve hızına bağlıdır ve onun tesiri, sıvı damlacıklarını süpürmek olur ve sıvı damlacıklarını kondenserin sonuna taşır. Bu süpürme eğilimine sıvıdaki yüzey gerginliği ile karşı konur. Süpürme, ısı borusu çalışmasını önler ve performansı için bir sınırı temsil eder.

Atalet, buhar kuvvetlerinin, sıvı yüzeyi gerginlik kuvvetlerine oranı olarak tarif edilen Weber sayısı,  $W_e$ , süpürme ihtimalinin uygun bir ölçüsü olarak tanınır.

$$W_e = \frac{\rho_v v^2 Z}{2\pi\sigma_\ell} \quad (3.46)$$

Burada;

$\rho_v$  : Buhar yoğunluğu

$v$ : Buhar hızı

$\sigma_\ell$  : Yüzey gerginliği

$Z$ : Buhar sıvı yüzeyini karakterize eden bir boyut

Fitilli bir ısı borusunda,  $Z$ , fitil boşluğu ile ilgilidir. Bazı yazarlar Weber sayısını

$W_e = \frac{\rho_v v^2 Z}{\sigma_\ell}$  şeklinde ifade ederler.

Süpürmenin,  $W_e=1$  olduğu zaman (bu kabul gerçekte  $Z$ 'yi tayin eder), meydana geldiği kabul edilirse, sınırlayıcı buhar hızı ve aşağıdaki gibi verir.

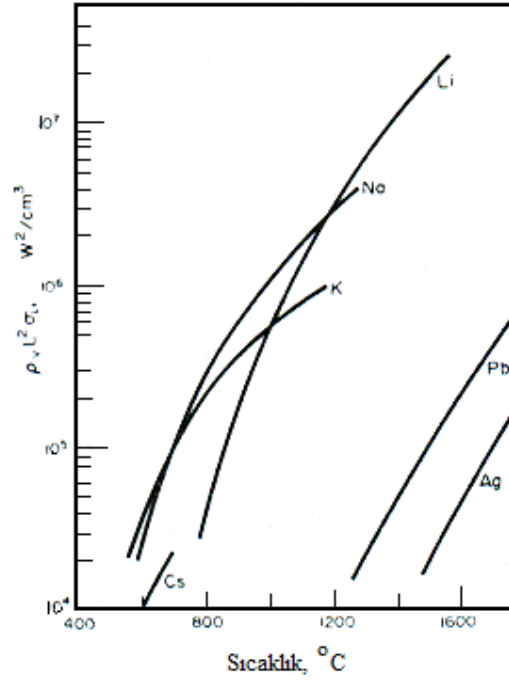
$$V_c = \sqrt{\frac{2\pi\sigma_\ell}{\rho_v Z}} \quad (3.47)$$

Eksenel enerji akısı,  $q = \rho_v L v$  olduğundan; sınırlandırılmış süpürme eksenel akısı,

$$q = \sqrt{\frac{2\pi\rho_v L^2 \sigma_\ell}{Z}} \quad (3.48)$$

$\rho_v L^2 \sigma_\ell$ , süpürme bakış noktasından, çalışan akışkanların Merit sayısıdır.

Cheung, bu Merit sayısının sıcaklıkla değişimini, bazı sıvı metaller için Şekil 3.17'de göstermiştir.



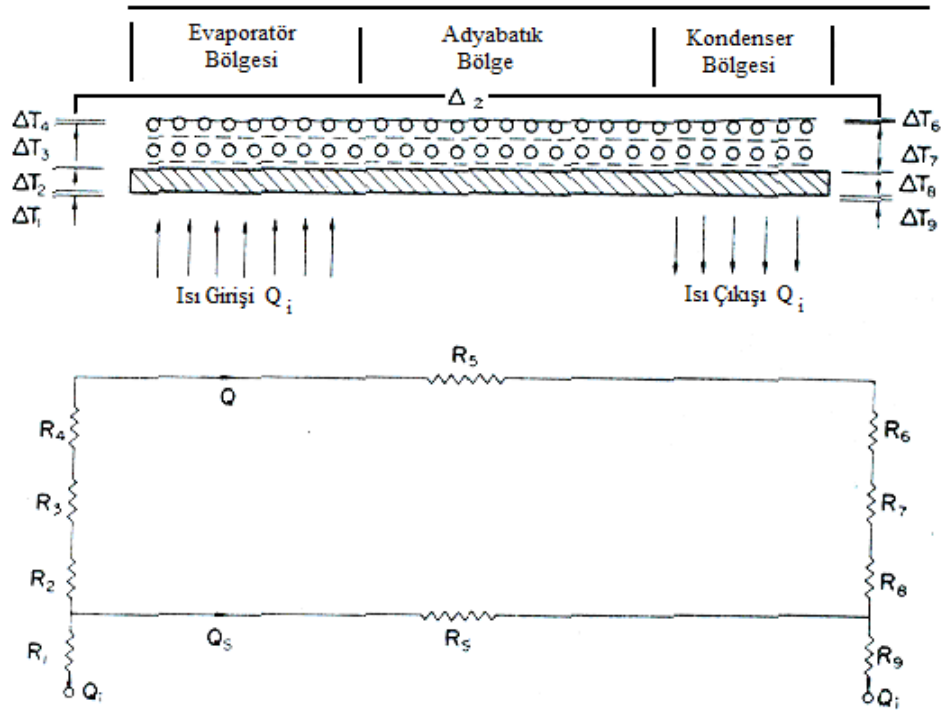
Şekil 3.17. Merit sayısının sıcaklıkla değişimi

Bazı araştırmacılar, süpürme sınırının hakkında deney sonuçlarını rapor etmişlerdir. Genellikle, sonuçlarına uyan  $Z$  değerini seçer ve sınırın sıcaklık bağımlılığını,

$q = \sqrt{\frac{2\pi\rho_v L^2 \sigma_\ell}{Z}}$  denklemi ile tahmin edildiği gibi olduğunu göstermişlerdir (Dunn and Reay, 1982).

### 3.9. Isı Borularında Isı Transferi ve Sıcaklık Farkı

Isı, konveksiyon veya termal ışıınım tarafından ısı kaynağından iletim ile girer ve terk eder. Bir ısı borusunda sıcaklık düşmesi, Şekil 3.18'de gösterildiği gibi termal rezistanslar ve eşit bir devre ile temsil edilebilir.



Şekil 3.18. Bir ısı borusunda sıcaklık düşmeleri ve eşdeğer ısıl dirençler

Isı dirençlerini hesaplamak ve evaporatör ve kondenser bölümlerindeki maksimum ısı transferi limitlerini tanımlamak için evaporatör ve kondenser ayrı ayrı ele alınarak incelenmelidir.

Az miktarda olan ısı akışı için ısının bir kısmı doğal taşınım ile bir kısmı da sıvı ve fitil içinde taşınım vasıtasıyla sıvı yüzeyine intikal edecektir. Isı akışı arttıkça cidar ile temas eden sıvı yavaş yavaş ısınacak ve buhar kabarcıkları ara yüzeyde oluşacaktır. Buhar kabarcıkları enerjinin bir kısmını buharlaşma gizli ısısı ile yüzeye taşıyacaktır. Aynı zamanda ısı taşınımını da arttıracaktır.

### 3.9.1. Kabarcıklı kaynama ve kabarığın oluşumu

R yarıçaplı eğimli bir yüzeyin basınç farkı;

$$\Delta P = \frac{2\sigma_f}{R} \text{ şeklinde verilmektedir.}$$

Bir sonlu başlangıç yarıçapına sahip çekirdekleşme merkezinde bir kabarcık meydana gelmeye başlamalıdır.  $\Delta P$  basınç farkı sağlamak için sıvının kızgın olması gerekecektir. Gereken kızgınlık miktarı da  $\Delta T_s, \Delta P$  basınç farkına bağlıdır. Clausius-Clapeyron Denklemi:

$$\frac{dP}{dT} = \frac{L}{T(V_v - V_\ell)} \quad (3.49)$$

Burada,

$V_v$  : Buharın birim kütlesinin hacmi,

$V_\ell$  : Sıvının birim kütlesinin hacmi

Normalde  $V_\ell \ll V_v$

Bundan dolayı  $\frac{dP}{dT} = \frac{L}{TV_v}$  olur.

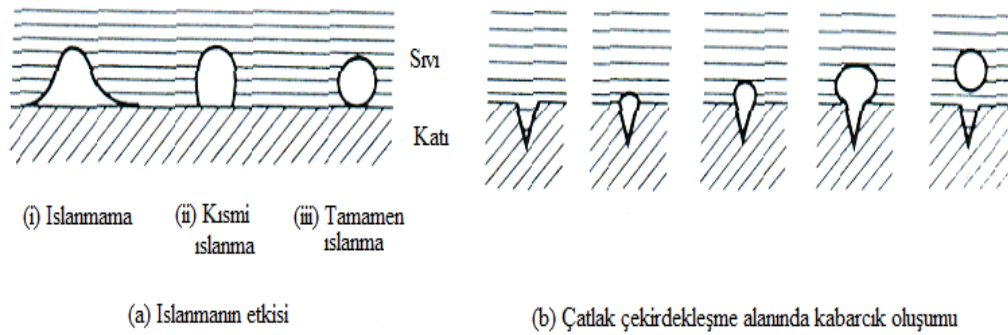
$\Delta P = \frac{2\sigma_\ell}{R}$  ile  $\frac{dP}{dT} = \frac{L}{T(V_v - V_\ell)}$  denklemleri birleştirilirse,

$$\Delta T = \frac{2\sigma_\ell TV_v}{Lr} = \frac{2\sigma_\ell T}{\rho_v Lr} \quad (3.50)$$

olur.

Kabarcık oluşumunun mekanizması, ısı yüzeyinin ıslaklık karakteristiğine önemli derecede bağlıdır. Kabarcığın oluşumunu etkileyen ıslaklık aşağıdaki şekillerde gösterilmektedir.





Şekil 3.19. Kabarcığın ısıtılan bir yüzeyde oluşumu

HSU aynı ifadeyi aşağıdaki şekilde tanımlamıştır.

$$\Delta T = \frac{12.8\sigma_{\ell} T_s}{J\rho_v L\delta} = \frac{3.06\sigma_{\ell} T}{\rho_v L\delta} \quad (3.51)$$

Burada,

$\delta$  : Isıl tabaka kalınlığı,

Bazı akışkanların atmosfer basıncında, kaynama noktalarına karşılık gelen  $\Delta T$  değerleri Çizelge 3.2'de listelenmiştir.

Çizelge 3.2. Bazı sıvılar için atmosfer basıncı altında kaynama noktalarındaki hesaplanan kızgın  $\Delta T$  sıcaklık farkları

Akışkan	Kaynama Noktası °K	Buhar Yoğunluğu kg/m <sup>3</sup>	Gizli Isı kJ/kg	Yüzey Gerilimi N/m	$\Delta T$ °C
Amonyak	239,7	0,3	1350	0,028	2
Etil alkol	338	2	840	0,021	0,51
Su	373	0,6	2258	0,059	1,9
Potasyum	1047	0,486	1938	0,067	8,9
Sodyum	1156	0,306	3913	0,113	26,4
Lityum	1613	0,057	19700	0,26	44,8

### 3.9.2. Su ve organik sıvılarda kabarcıklı kaynama

Akışkanlar için kullanılabilir bir bağıntı Rohsenhow tarafından elde edilmiştir. Rohsenhow modelinde, kabarcıklardan dolayı ısı transferinin iletimini dikkate almıştır.

Boyutlar göz önüne alındığında;

$Nu_b = f(Re_b, Pr_\ell)$  şeklinde yazılır.

Burada,

$Nu_b$  : Kabarcıkların Nusselt Sayısı

$$Nu_b = \frac{q}{K_\ell \Delta T} \quad (3.52)$$

dir.

Sıvılar için Prandtl Sayısı aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$Pr_\ell = \frac{C_p \mu_\ell}{K_\ell} \quad (3.53)$$

Kabarcığın Reynolds Sayısı,

$$Re_b = \frac{\rho_v V_\ell D_\ell}{\mu_\ell} \quad (3.54)$$

Burada,  $D_\ell$  kabarcığın çapıdır.

Rohsenow bu bağlantıları deneysel olarak genişleterek,

$$\frac{Re_b Pr_\ell}{Nu_b} = C Re_b^n Pr_\ell^m \quad (3.55)$$

bağıntısını bulmuştur.

Rohsenow saf su içinde 0.024 inç'lik platinyum tel kullanarak aşağıdaki bağıntıyı bulmuştur.

$$\frac{C_p \ell \Delta T}{L} = 0.013 \left[ \frac{q}{\mu_\ell h} \sqrt{\frac{g_c \sigma}{g \rho_\ell - \rho_v}} \right]^{0.33} \left[ \frac{C_p \ell \mu_\ell}{K_\ell} \right]^{1.7} \quad (3.56)$$

$\frac{g}{g_c}$  teriminde yer çekimi ivmesi standart değer olarak  $g_c = 9.81\text{m/s}^2$  alınmıştır.

Rohsenow ve Griffith tarafından aşağıdaki ifade elde edilmiştir.

$$\frac{q_c}{L\rho_v} = 0.012 \left[ \frac{\rho_\ell - \rho_v}{\rho_v} \right]^{0.6} \quad (3.57)$$

Caswell ve Balzhieser tarafından metal ve metal olmayanlar için bir başka bağıntı geliştirmişlerdir.

$$\frac{qC_p^\gamma}{L^2\rho_v K_\ell} \text{Pr}^{-0.71} = 1.02 \times 10^{-6} \left[ \frac{\rho_\ell - \rho_v}{\rho_v} \right]^{0.65} \quad (3.58)$$

### 3.9.3. Sıvı buhar ara yüzeyinde sıcaklık düşmesi

Bir sıvı yüzeyi düşünüldüğünde, buharlaşma sırasında sürekli bir molekül akışı yüzeyi terk edecektir. Eğer sıvı yüzeyi üzerindeki buhar tabakası sıvı ile denge durumunda ise eşit moleküllerin akışı buhardan sıvıya doğru dönecektir ve aynı zamanda kütlede ne kazanç ne de net kayıp olacaktır.

Sıcaklık düşmesinin büyüklüğü şöyle oranlanabilir. Moleküler kütlesi  $m$  olan  $T_v$  sıcaklığındaki buharın ortalama hızı  $V_{av}$ 'yi veren kinetik teori,

$$V_{av} = \sqrt{\frac{8kT_v}{\pi m}} \quad (3.59)$$

dir.

Burada,  $k$  Boltzmann Sabitidir.

Moleküllerin ortalama akışı,

$$\frac{nV_{av}}{4} / \text{birim alan},$$

Ve ısının akışı/birim alan bağıntısı,

$$\frac{mLnV_{av}}{4} \text{ tür.}$$

Burada n: birim hacim başına molekül sayısı, L: gizli ısıdır.

Bir kusursuz gaz için,

$$\text{Basınç, } P_v = nkT_v$$

$$\text{Buradan ısı akısı} = P_v L \sqrt{\frac{m}{2\pi kT_v}} \text{ dır.}$$

Sıvı yüzeyine olan ısı akısı, yüzeyden dışarı olan ısı akısı,

$$P_\ell L \sqrt{\frac{m}{2\pi kT_\ell}} \quad (3.60)$$

dır.

Buradan, yüzeyden olan net ısı akısı,

$$\begin{aligned} q &= (P_\ell - P_v) L \sqrt{\frac{m}{2\pi kT_s}} \\ &= \frac{(P_\ell - P_v)}{\sqrt{2\pi RT_s}} \end{aligned} \quad (3.61)$$

$$T_s = T_v = T_\ell \quad (3.62)$$

Bazı sıvılar için kaynama noktalarına yakın  $\frac{q}{P_\ell - P_v}$  değerleri Çizelge 3.3'te verilmiştir.

$$\frac{dP}{dT} = \frac{L}{T(V_v - V_\ell)} \text{ denklemi } q = \frac{(P_\ell - P_v)}{\sqrt{2\pi RT_s}} \text{ denklemine yerine konulursa;}$$

$$q = \frac{\Delta T L^2 P}{\sqrt{2\pi R T_s}} \times \frac{1}{R T_s^2} \quad (3.63)$$

Çizelge 3.3. Bazı sıvılar için kaynama noktalarına yakın  $\frac{q}{P_\ell - P_v}$  değerleri

Sıvı	T <sub>b</sub> (K)	$\frac{q}{P_\ell - P_v}$ (kW/cm <sup>2</sup> atm)
Lityum	1613	55
Çinko	1180	18
Sodyum	1156	39
Su	373	21,5
Etanol	351	13,5
Amonyak	238	15,2

Buharlaştırma şartları altında, evaporatördeki yüzeyden buharlaştırma esnasında, kondenser bölgesinde fitilin ısı direncini hesaplamak için çalışma akışkanı ile doyurulmuş fitilin etkili iletkenliği gerekmektedir.

Literatürde iki model kullanılmaktadır.

Paralel durum: Fitol ve çalışma akışkanının paralel olduğu varsayılırsa

Eğer çalışma akışkanının ısı iletkenliği  $k_\ell$ , fitil malzemesinin ısı iletkenliği  $k_s$  ise

$\varepsilon$  = Fitoldeki çalışma akışkanının oranı/fitilin toplam hacmi

$$k_w = (1 - \varepsilon)k_s + \varepsilon k_\ell$$

Seri durum: Fitol ve çalışma akışkanının seri olduğu varsayılırsa

$$k_w = \frac{1}{\frac{1 - \varepsilon}{k_s} + \frac{\varepsilon}{k_\ell}}$$

Fitoldeki taşınım etkili ısı iletimi arttıracaktır.

### 3.9.4. Toplam sıcaklık düşmesi

$R_1$  ve  $R_9$  bir katı yüzeyi ısıtıcı normal ısı transfer dirençleridir. Bunlar bilinen yollardan hesaplanabilir.

$R_2$  ve  $R_8$  ısı borusu duvarının ısı dirençleridir.

$R_3$  ve  $R_7$  fitil yapısının ısı direncini ve sıvı ve duvar arasındaki sıcaklık farkını içerir.

$R_4$  ve  $R_6$  buhar sıvı yüzeyleri ile ilgili ısı dirençleridir. Genellikle ihmal edilirler.

$R_5$  buhar sütunu boyunca  $\Delta T_5$  sıcaklık düşüşünün sebebidir.  $\Delta T_5$ , buhar basınç düşümü  $\Delta P_v$  ile ilişkilidir. Clapeyron Denklemi,

$$\frac{dP}{dT} = \frac{L}{TV_v} \quad (3.64)$$

Veya gaz denklemi ile birleştirilir ise,

$$\frac{dP}{dT} = \frac{LP}{RT^2} \quad (3.65)$$

Buradan,  $\Delta T_5 = \frac{RT^2}{LP} \Delta P_v$

$\Delta T_5$  genellikle ihmal edilir.

$R_s$  ısı borusu yapısının ısı direncidir. Genellikle ihmal edilir. Isı borularının gaz ayırıcıları çalıştığında önemli olabilir.

Çeşitli ısı dirençlerin bağıl büyüklüklerinin su ısı borusu için bazı yaklaşık değerler/cm<sup>2</sup> olarak ölçümü Çizelge 3.4'te verilmiştir.

Çizelge 3.4. Çeşitli ısı dirençlerinin bağıl büyüklükleri

Direnç	°C/W
R <sub>1</sub>	10 <sup>3</sup> – 10
R <sub>2</sub>	10 <sup>-1</sup>
R <sub>3</sub>	10
R <sub>4</sub>	10 <sup>-5</sup>
R <sub>5</sub>	10 <sup>-8</sup>
R <sub>6</sub>	10 <sup>-5</sup>
R <sub>7</sub>	10
R <sub>8</sub>	10 <sup>-1</sup>
R <sub>9</sub>	10 <sup>3</sup> – 10

Isıl dirençlerin hesaplanması için gerekli formülasyonlar Çizelge 3.5’de verilmiştir.

Çizelge 3.5. Eşdeğer ısı dirençleri

No	Tanımlanan İlişki	Isıl Direnç	Açıklama
1	$Q_1 = h_e A_e \Delta T_1$	$R_1 = \frac{1}{h_e A_e}$	
2	Yüzey geometrisi: $q_e = \frac{k \Delta T_2}{t}$ Silindirik geometri: $q_e = \frac{k \Delta T_2}{r_2 \log_e \frac{r_2}{r_1}}$	$R_2 = \frac{\Delta T_2}{A_e q_e}$	
3	$k_w = (1 - \varepsilon) k_s + \varepsilon k_\ell$ veya $k_w = \frac{1}{\frac{1 - \varepsilon}{k_s} + \frac{\varepsilon}{k_\ell}}$	$R_c = \frac{d}{k_w A_e}$	Sıvı metaller için geçerlidir. Ametaller için üst limitleri verir.
4	$q_e = \frac{L^2 P_v \Delta T_4}{(2\pi RT)^{1/2} RT^2}$	$R_4 = \frac{RT^2 (2\pi RT)^{1/2}}{L^2 P_v A_e}$	Genellikle ihmal edilir.
5	$\Delta T_5 = \frac{RT^2 \Delta P_v}{LP_v}$	$R_5 = \frac{RT^2 \Delta P_v}{QLP_v}$	Genellikle ihmal edilir.
6	$q_c = \frac{\Delta T_6 L^2 P_v}{(2\pi RT)^{1/2} RT^2}$	$R_6 = \frac{(2\pi RT)^{1/2} RT^2}{L^2 P_v A_c}$	Genellikle ihmal edilir.

7	$q = \frac{\Delta T L^2 P}{\sqrt{2\pi R T_s}} \times \frac{1}{R T_s^2}$	$R_7 = \frac{d}{k_w A_c}$	İlave dirençler için ilave çalışma akışkanı gerektiği durumlarda kullanılır.
8	Yüzey geometrisi: $q_c = \frac{k \Delta T_8}{t}$ Silindirik geometri: $q_c = \frac{k \Delta T_8}{r_2 \log_e \frac{r_2}{r_1}}$	$R_8 = \frac{\Delta T_8}{A_c q_c}$	İnce cidarlı silindirler için $\log_e \frac{r_2}{r_1} \approx \frac{d}{r}$
9	$Q_i = h_c A_c \Delta T_9$	$R_9 = \frac{1}{h_c A_c}$	

NOT: Direnç = Sıcaklık farkı / Toplam ısı akısı

Toplam Isı Akısı  $Q_i = Q + Q_s$

Akı Yoğunluğu  $q = Q / A$

$A_e$  ve  $A_c$ , evaporatör ve kondenser cidar alanı

$h_e$  ve  $h_c$ , evaporatör ve kondenser dış yüzeylerindeki ısı transfer katsayısı

$q_e$  ve  $q_c$ , evaporatör ve kondenser cidarlarından gelen ısı akısı

$k$ , ısı borusu cidarının ısı iletim katsayısı

$t$ , ısı borusu cidarının kalınlığı

$r_1$  ve  $r_2$ , silindirik ısı borusunun iç ve dış yarıçapları

$d$ , fitil kalınlığı

$k_w$ , efektif fitil ısı iletim katsayısı

$P_v$ , buhar basıncı

$L$ , gizli ısı

$R$ , buhar için gaz sabiti  $R = \frac{R_0}{M}$



T, buharın mutlak sıcaklığı

$\Delta P_v$ , borudaki toplam buhar basıncı.

### 3.10. Isı Transfer Limitleri

Isı borusu tasarımındaki en önemli konu, ısı borusunun transfer edebileceği ısı miktarıdır. Isı borusu birkaç W'tan birkaç KW'a kadar ısı taşıyabilecek şekilde tasarlanabilir. Ancak ısı borularının da taşıyabilecekleri bir ısı yükü sınırı vardır. Bu limitler; viskoz, ses, kılcal pompalama, köpürme ve kaynama limitleri olarak sıralanmaktadır. Bu limitlerin her biri fitil yapısına, iş akışkanına, sıcaklığa, ısı borusunun konumuna ve boyutlarına bağlıdır. Isı borularının çalışmalarını kısıtlayan bu faktörlerle ilgili olarak çok sayıda çalışma yapılmıştır.

#### 3.10.1. Viskoz limit

Düşük sıcaklıktaki çalışmalarda, akışkanın viskoz kuvvetleri, buhar akışında baskın olmaktadır. Bu durumla sadece ısı borusunun ilk çalışmaya başlamasında karşılaşılır. Bu sorunla karşılaşmamak için, ısı borusu içerisindeki toplam basınç düşümünün buhar basıncına oranına bakılır. Bu oranın (3.66) eşitliğinde gösterildiği gibi 0,1'den küçük olması yeterlidir.

$$\frac{\Delta P_v}{P_v} < 0.1 \quad (3.66)$$

#### 3.10.2. Ses limiti

Isı borusu içerisinde evaporatörden kondensere doğru buharın akışı düz bir borudaki akıştan farklıdır. Bu ortamdaki akış, daralıp genişleyen bir boğazdaki akışa benzer. Bu akış esnasında, buharın boğazdan geçişinde, buharın geçtiği bölgenin gerisinde kalan bölgede, basınç çok düşerse, tam boğaz kısımdaki hız, ses sınırına ulaşır. Akışta bir boğulma meydana gelir. Bu noktadan sonra evaporatör bölgesinden verilen ısı artırılrsa bile ısı borusu, daha fazla ısı taşıyamayacağı için bu nokta ses sınırı

olarak tanımlanır. Ses sınırı yüksek sıcaklıklı ısı borularında karşılaşılan bir sınırdır. Ses sınırına bağlı ısı yükü için, (3.67) eşitliği önerilmiştir.

$$Q_{s,max} = A_v \rho_0 h_{fg} \left[ \frac{Cp_v R_v T_0}{2(Cp_v + 1)} \right]^{1/2} \quad (3.67)$$

Burada,  $A_v$  buhar kesit alanını,  $\rho_0$  ve  $T_0$  durma noktasındaki yoğunluk ve sıcaklığı tanımlamaktadır.

### 3.10.3. Köpürme limiti

Isı borusu içerisinde zıt yönlerde akmakta olan buhar ve sıvı akışkanlarından buharın hızı yeterince büyükse, sıvı taneciklerini fitil yüzeyinden koparıp tekrar kondensere doğru taşır. Bu olayın nedeni kesme kuvvetlerinin fazla olmasıdır. Eğer sıvı zerreciklerinden kopartılıp kondensere taşınan sıvı taneciği miktar artarsa, ısı borusundaki akış yavaşlar ve durur. Bu olay evaporatör kısmının fazla ısınmasından ve kondensere sıvı taneciklerinin çarpmasıyla ortaya çıkan seslerden anlaşılabilir. Köpürme sınırını veren eşitlik (3.68) bağıntısı ile verilmiştir.

$$Q_{e,max} = A_v h_{fg} \left( \frac{\sigma \rho_v}{2r_{h,1}} \right)^{1/2} \quad (3.68)$$

Burada,  $r_{h,1}$  terimi, buhar-sıvı ara yüzeyi için hidrolik çapı ifade etmektedir. Köpürme limiti Weber Sayısı 1'e eşit olduğu zaman ( $We=1$ ) oluşur.

### 3.10.4. Kılcal limit

Kılcal limit, kılcal pompalama limiti olarak da bilinir. Sözü edilen bu limit, ısı borusunda yoğuşan sıvının, evaporatörden kondensere, fitilde oluşan kılcallıkla taşınmasında karşılaşılan bir limittir. Isı borusu içerisine yerleştirilen fitil, gözenek yapısı ve akışkanın yüzey gerilmesi ile bağıntılı olarak, kılcal basınç oluşturur. Bu kılcal basıncın ısı borusu içerisindeki basınç kayıplarından daha büyük olması gerekir.

Isı borusu içerisindeki basınç düşümü üç farklı şekilde meydana gelir. Bunlar;

$\Delta P_\ell$ : Sıvının kondenserden evaporatöre dönmesi için gerekli basınç farkı,

$\Delta P_v$ : Buharın evaporatörden kondensere dönmesi için gerekli olan basınç farkı,

$\Delta P_g$ : Yerçekimi kuvvetine bağlı olarak ortaya çıkan basınç düşümüdür. Bu değer, sıfıra eşit, sıfırdan büyük veya küçük olabilir.

$$\Delta P_{\text{kılcal}} > \Delta P_\ell + \Delta P_v + \Delta P_g$$

Isı borusundaki maksimum kılcal pompalama basıncının, borudaki toplam basınç düşümünden büyük olması gerekir. Eğer kılcal pompalama basıncı küçükse fitilin buharlaştırıcı bölgesi kuru olacaktır. Sonuçta kondenserden evaporatöre dönen akışkan miktarı verilen ısıyı taşıyamayacaktır.

### 3.10.5. Kaynama limiti

Isı borusunda ısı taşınımı, akışkanın buharlaşıp yoğuşması ile gerçekleşmektedir. Eğer ısı aktarılan yüzeylerde buhar tabakası birikirse, burada ısı akışına karşı bir direnç meydana gelir. Bu direnç nedeniyle yüzeyden ısı aktarımı yavaşlar. O bölgede aşırı bir sıcaklık artışı meydana gelir. Bunu önlemek için ısı borusu iç yüzeyinde (fitil ile yüzey arasında) buhar birikmesine neden olabilecek seviyede sisteme ısı verilmemelidir. Bu sınır, kaynama limiti olarak tanımlanır. Kaynama sınırını veren eşitlik (3.69) bağıntısı ile verilmiştir.

$$Q_{b,\max} = \frac{2\pi L_c k_e T_v}{h_{fg} \rho_v \ln(r_i / r_v)} \left( \frac{2\sigma}{r_v} - P_c \right) \quad (3.69)$$

Burada,  $P_c$  kılcal basıncı,  $k_e$  evaporatör iletkenliğini,  $r_i$  ve  $r_v$  boru iç yarıçapını ve buhar akış yarıçapını göstermektedir.

Kaynama limiti, radyal ısı akışı ile oluşan bir yüksek sıcaklık limitidir. Bu limitin sınır değerini daha büyük değerlere çekebilmek için, fitil yüzey alanını

büyütmek gerekir. Bu çözüm için önerilen en uygun fitil, toz metalden sinterlenerek üretilen fitillerin kullanılmasıdır.

### 3.11. Termosifonlardaki Limitler

Termosifon içerisinde iki önemli olay meydana gelmektedir. Bunlar, sıvı-buhar fazlarının karşılıklı akışı ve kaynama olayıdır. Bu olayların anlaşılabilmesi için bazı boyutsuz sayılar kullanılır. Bu boyutsuz sayılar; Weber Sayısı, Bond sayısı, Froude Sayısı ve Kutateladze Sayısı'dır.

Kutateladze sayısı, ısı akısının kritik ısı akısına oranı olarak tanımlanır. Weber Sayısı, atalet kuvvetlerinin yüzey gerilme kuvvetlerine oranı olarak tanımlanır ve (3.70) eşitliği ile hesaplanabilir.

$$We = \frac{\rho_v V^2 d}{\sigma} \quad (3.70)$$

Buradaki  $V$  akış hızını,  $d$  boru çapını,  $\rho_v$  buhar yoğunluğunu ve  $\sigma$ 'da yüzey gerilmesini ifade etmektedir.

Bond sayısı yerçekimi ve yüzey kuvvetlerinin oranı olarak tanımlanır ve (3.71) eşitliğinden bulunur.

$$Bo = d_i \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{0.5} \quad (3.71)$$

Termosifonlardaki ısı transferi de pek çok etmenden etkilenir. Bunlar; akışkan tipi, akışkan miktarı, ısı borusu geometrisi, evaporatör uzunluğunun kondenser uzunluğuna oranı, ısı akısı, çalışma basıncı (veya akışkanın doyma sıcaklığı)dir. Bütün bu faktörler termosifonun çalışmasında etkilidir. Termosifonun çalışması esnasında bu etmenlere bağlı olarak ısı borularındaki ısı limitlerinden farklı limitlerle karşılaşılabilir. Termosifon tipi ısı borularında karşılaşılan limitler; taşma limiti, köpürme limiti, kaynama limiti ve gayzer etkisidir. Sıvı şarjının az olduğu durumlarda taşma ve

köpürme limiti, fazla akışkan şarj edilmesi durumunda da gayzer kaynaması önemli bir sınırdır.

Termosifonlardaki köpürme ve taşma, genellikle sıvı ve buharın karşılıklı akışı nedeniyle meydana gelir. Buhar ve sıvı akışkanların karşılıklı bağıl hızı artırıldığında, viskoz kayma gerilme kuvvetleri, sıvının kondenserden evaporatöre dönüşünü yavaşlatır. Eğer bağıl hız biraz daha artırılırsa, sıvının kondensere dönüşü tamamen durur. İşte sıvı dönüşünün durduğu anda taşma limitine ulaşılmış olur. Bu esnada ısı akışkan şartları kararlı haldedir. Eğer evaporatör bölgesinden ısı verilmeye devam edilirse, doğal olarak buhar hızı artacağı için ısı akışkan şartları kararsız hale gelir. Kondenserden evaporatöre doğru akışı duran sıvıdan, kayma kuvvetleri nedeniyle küçük taneciklerin koparılıp tekrar kondensere doğru taşınmasına da köpürme limiti adı verilir.

Termosifonlardaki taşma limit için (3.72) eşitliği önerilmiştir.

$$Q_{\max} = Kh_{fg}A[g\sigma(\rho_\ell - \rho_v)]^{0.25}(\rho_v^{-0.25} + \rho_\ell^{-0.25})^{-2} \quad (3.72)$$

Burada A, termosifonun kesit alanını göstermektedir. K katsayısı da (3.73) eşitliği ile ve bu eşitlikteki Bo sayısı (3.71)'de verilen eşitlikle hesaplanabilir.

$$K = \left(\frac{\rho_\ell}{\rho_v}\right)^{0.14} \tanh^2 Bo^{0.25} \quad (3.73)$$

Isı borusundaki akışkan miktarı toplam hacmin % 40'ından fazla ve ısı borusu iç basıncıda  $10^4$  Paskaldan büyükse kaynama ve köpürme limiti baskın olmaktadır. Köpürme limiti evaporatörden kondensere giden buharın kondenserden evaporatöre dönen sıvı zerreciklerini koparıp sürüklemesi ile, yani sıvı ve buharın zıt yönlerde akışı nedeniyle oluşur. Eğer termosifon içerisinde bu iki fazın karşılaşması önlenirse bu limiti ortaya çıkaran şartlar ortadan kaldırılmış olur. Isı borusunun adyabatik bölgesine sıvı ve buhar fazlarının birbirleri ile temasını önlemek için ince metal bir bariyer kullanılmasını önerilmiştir.

Endüstriyel termosifonlu ısı değiştiricilerinde, ısı borusu boyunca uniform sıcaklık dağılımını sağlamak için, akışkan miktarı gereğinden bir miktar fazla konulur.

Bu ısı değiştiricilerin ilk çalıştırılmalarında, evaporatör bölgesinde uygulanan ısı yükü yetersizdir. Kararlı durumdaki havuz kaynaması için gerekli ısı yükü verilemediği için, sıvı havuzunun sıcaklığı kararlı duruma gelinceye kadar artar. İşte tam bu noktada, sıvı havuzunda oluşan buhar kabarcığı hızlıca büyür ve büyüklüğü boru çapına ulaşır. Kabarcık daha da büyür ve kondenser kapağına doğru taşınır. Bu şekilde oluşan büyük buhar kabarcıkları arka arkaya, dalgalar halinde taşınıp kondenser st kapağına çarpar. Bu hızlı akışkan transferi, ısı transferinde dalgalanma ve ses oluşumuna neden olur. Bu olaya Gayzer kaynaması veya patlaması adı verilmektedir. Gayzer patlaması olayının incelenmesinde, ısı borusu boyunca yüzeyde ölçülen sıcaklıklardaki periyodik dalgalanmalar gözlenmektedir. Bu esnada büyük buhar kabarcıklarının kondenser st kapağına çarpması ile ortaya çıkan sesler, su veya buhar çekicinin çıkardığı seslere benzerdir.

## **BÖLÜM 4**

### **ISI BORUSU ÇEŞİTLERİ**

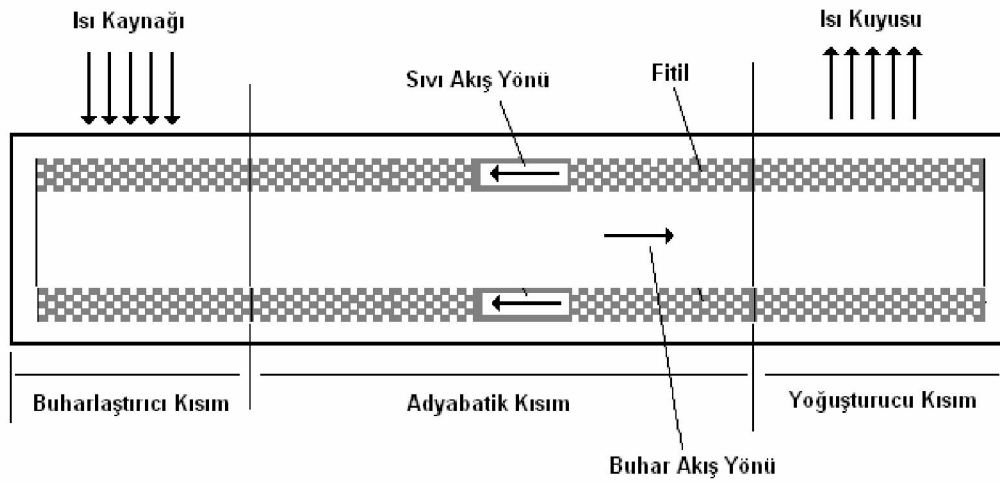
#### **4.1. Isı Borusu Çeşitleri**

Temel ısı borusu konsepti belli karakteristik elde etmek için modifiye edilebilir ve özel ısı taşıma ihtiyaçlarına adapte edilir.

Isı borusu, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı kısımlarını kendi bünyesinde içeren, tamamen hava geçirmez şekilde vakumlanmış, içindeki akışkanın faz değiştirmesi ile çalışan bir sistemdir. Şekil 4.1'de bu ısı borusunun kısımları detaylı olarak gösterilmiştir.

Buharlaştırıcı kısımda akışkanın ısınması sonucu faz değişimi gerçekleşir ve bu değişim basınç gradyanı oluşturur. Basınç gradyanı etkisi ile buhar yoğuşturucu kısma doğru hareket eder. Buharlaştırıcı kısmın sonunda bulunan sıvı buhara dönüştükçe bu noktada buhar basıncı artar. Bunun sonucu sıvı-buhar ara yüzeyi fitil içinde buharlaştırıcıya doğru çekilir. Geri çekilme sonucu oluşan kılcal basınç yoğuşturucu kısımda bulunan sıvıyı fitil içine çekerek buharlaştırıcı kısma taşır.

Kılcal basıncın oluşmasında fitil çok önemlidir. Fitil içinde bulunan gözenekler ne kadar küçük ve düzgün olursa buharlaştırıcı ve yoğuşturucu kısım arasındaki basınç farkı o kadar çok olur (Arslan, 2007).



Şekil 4.1 İçindeki akışkanın faz değişimi ile çalışan ısı borusunun kısımları

Temel ısı borusu konsepti;

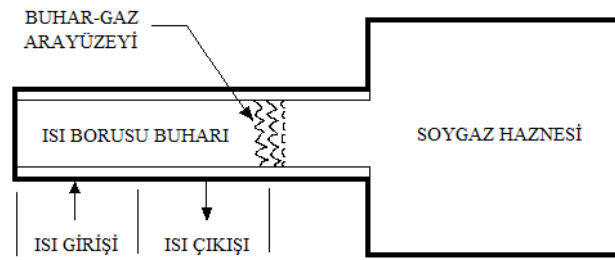
- Değişken iletimli ısı borusu,
- Kılcal-pompa ısı transferi döngüsü,
- Dönel ısı borusunu,
- Titreşimli ısı borusu,
- Minyatür ısı borusu,
- Döngülü ısı borusu,
- Yassı plaka ısı borusu,
- Uzun ve kısalabilen (esnek) ısı borusu,
- Osmotik ısı borusu,
- Elektro-osmotik pompalama ve elektro-hidrokinematik,
- Yerçekimine karşı ısı sifonu,
- Isı diotları ve anahtarlarını içermektedir.



#### 4.1.1. Değişken iletimli ısı borusu

Verilmiş bir ısı girdisi ve ısı çıktısı şartında ısı borusu sıcaklık dağılımı sabit kalacaktır. Fakat bu şartlardaki değişimler sıcaklıkta da genel olarak bir değişmeye neden olacaktır. Bazı ısı borusu uygulamalarında, örneğin deneysel ekipmanın soğutulması veya ısısının elektriğe dönüştürülmesi gibi, hassas sıcaklık kontrolü istenir.

Değişken iletimli ısı borusu, ısı girdi oranı ve ısı çıktı karakteristiklerindeki geniş değişimlere rağmen, çok dar sınırlar arasında sıcaklığını tutma yeteneğine sahiptir. Sıcaklık kontrolü ısı girdi ve/veya çıktı değişimlerine, ısı atma uzunluğu değişimlerinin otomatik olarak değiştirilmesiyle sağlanmaktadır.



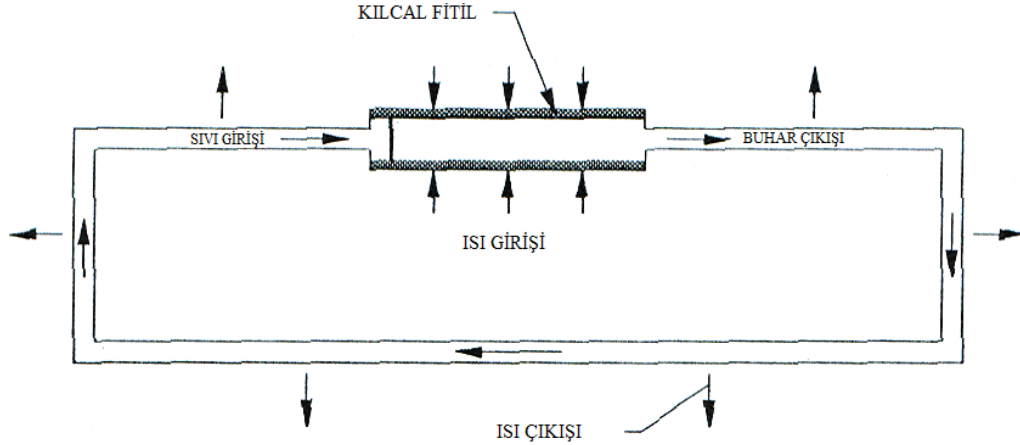
Şekil 4.2 Değişken iletimli ısı borusu

Şekil 4.2’de gösterildiği gibi kontrol mekanizması büyük hacimli bir soy gaz haznesi ve ısı borusunun yoğuşan ucuna bağlı oldukça sabit bir basınçla bağlıdır. Isı girdi (evaporatör) uzunluğu sabittir ve ısı girdi oranı zamanla değişebilir. Doymuş sıvı-buhar sisteminin iç basıncı ve buna bağlı olarak sıcaklığı oldukça sabit kalmaktadır. Değişen ısı girdi oranları ve/veya dış ısı alıcı (kondenser) kısmının etkin uzunluğu değişmektedir.

#### 4.1.2. Kılcal-pompa ısı transferi döngüsü

Isı taşıyan akışkanı otomatik olarak çevirmek için yüzey gerilim kuvvetleri bir ısı transferi döngüsünde ve aynı zamanda ısı borusunda da kullanılabilir. Kılcal bir fitil yapısıyla döngünün ısı giriş bölümü ısı borusuna çok benzemektedir. Isı çıkış kısmı

sıradan tüplerden yapılmıştır ve fitil yapısı içermektedir. Bunun neticesinde oluşan kılcal-pompaı ısı transferi döngüsü bir hibrid cihazdır ve ısı borusu ile konveksiyonel ısı transferi döngüsü elemanı içermektedir. (Şekil 4.3)



Şekil 4.3. Kılcal-pompaı ısı transferi döngüsü

Fitilli ısı transfer edilen bölümde üretilen buhar ısı verici kısımda hareket ederken yoğuşur, yoğuşan kısım üretilen buhardan daha düşük bir basınçtır ve ısı girdi kısmına yeniden girerek buharlaştırılır. Yeniden buharlaşma prosesinde döngüde hareket eden ısı transfer akışkanının kaybettiği basınçlar fitil porları içindeki kılcal kuvvetlerle yeniden oluşturulur.

Kılcal-pompaı ısı transferi döngüsü, ısı girdi kısmının toplam ısı taşıma uzunluğundaki yerinin küçük bir kısmını oluşturduğu durumlar için oldukça yararlıdır ve ısı çıkışı ışkenceli bir yol takip etmek zorunda kalır. Isı borusunun aksine sadece ısı girdi bölgesi fitillenir. Isı çıktı bölümü basit tüpten olduğundan fitil hasarı derdi olmadan karmaşık biçimlere sokulabilir.

#### 4.1.3. Dönel ısı borusu

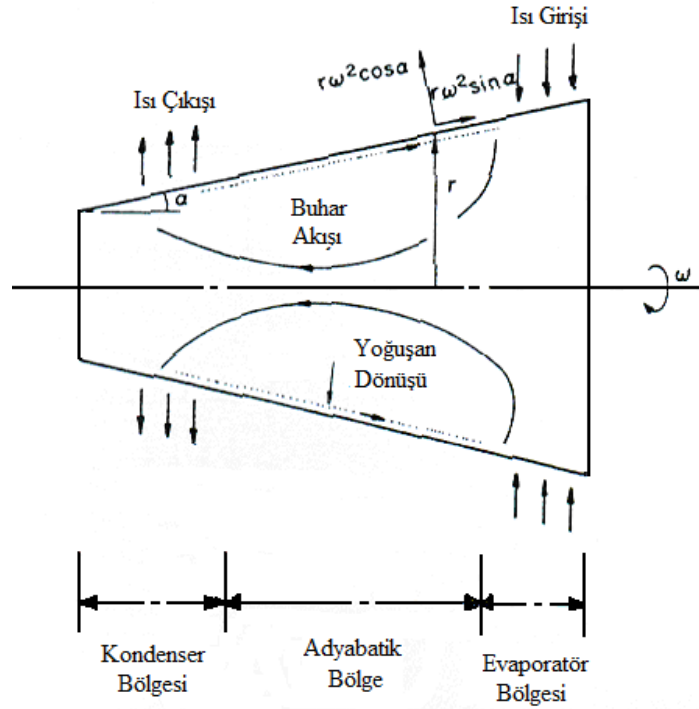
Dönen bir şaftın yanında bir ısı transferine ihtiyaç duyulduğunda, dönmeden kaynaklanan santrifüj (merkezkaç) kuvveti kullanılarak bir doğal konveksiyon ısı

transfer aygıtı oluşturulabilir. Bu ise dönel ısı borusu olarak bilinmektedir (Silverstein,1992).

Dönel ısı borusu, iki fazlı bir termosifondur. Bu termosifonun içinde yoğuşum, santrifüj kuvvet aracılığı ile evaporatöre döndürülür. Dönel ısı borusu, içi boş bir milden ve sabit bir akışkandan meydana gelmektedir. İçi boş mil, eksenini boyunca hafif bir dahili eğime sahiptir (Şekil 4.4).

Alışılmış kılcal ısı borusu gibi, dönel ısı borusu da üç bölgeye ayrılmıştır. Bunlar, evaporator bölgesi, adyabatik bölge ve kondenser bölgesidir. Buna rağmen, eksen etrafındaki dönme hareketi, merkezci ivme ( $w^2r$ )'ye neden olur. Bunun ısı borusu duvarı boyunca bileşeni ( $w^2r\sin\theta$ )'dir. Meydana gelen kuvvet, yoğuşmuş akışkanın duvar boyunca, evaporatör bölgesine akmasına neden olacaktır.

Merkezcil (santrifüj) kuvvetler, dönel ısı borusunda, ısı ve kütle transfer etkilerine etki eder ve bu üç bölge sırasıyla incelenecektir.



Şekil 4.4. Dönel ısı borusu

Dönel kazanlardaki buharlaşma üzerine yaptığı yayınlanmış çalışmasında, Gray şunu tavsiye etmektedir. Yüksek merkezci ivmeler, sıvı ile buhar fazları arasında düzgün 1 atmosfer basıncında su ve 400 gr'a kadar merkezci ivmeler kullanarak,  $257 \text{ W/cm}^2$ 'ye kadar ısı akıları elde edilmiştir.

Kaynama ısı transfer katsayısı, 1 gram'dakine benzer. Buna rağmen, zirve veya kritik akı, ivmesiyle artmıştır. Costello ve Adams, en yüksek ısı akısının, ivmenin  $\frac{1}{4}$  üssü ile arttığını tahmin eden teorik bir bağıntı türetmişlerdir.

Dönel kondenser bölgesinde, soğutulmuş sıvı yüzeyinden yoğuşmanın etkin bir şekilde santrifüj hareketi ile bertaraf edilmesi suretiyle yüksek bir yoğuşma katsayısı muhafaza edilmektedir.

Ballbach, Nusselt tipi bir analiz icra etmiştir, fakat buharın sürüklenme etkilerini ihmal etmiştir. Dainels ve Jumaily, benzer bir analiz icra etmişlerdir, fakat eksenel buhar akımıyla dönel sıvı yüzeyi arasındaki sürüklenme kuvvetinin etkisini dikkate almışlardır. Buhar sürüklenme etkisinin küçük olduğu ve yüksek ısı akılarında hariç olmak üzere, ihmal edilebileceği sonucuna varmışlardır. Bu araştırmacılar, teorik tahminlerini akışkan olarak Arcton 113, Arcton 21 ve su kullanan dönel ısı borularındaki ölçümlerle karşılaştırmışlardır. Bu araştırmacılar, verilen bir ısı geometrisi, hızı ve ısı akımı için en uygun akışkan yüklenmesi olduğunu ifade etmişlerdir.

Deneysel sonuçlar, geniş bir ısı akımı alanında, teoriyi tasdik eder görünmektedirler ve küçük farklar, deneysel faktörlerle açıklanabilir. Bu çalışmadan gelen ilginç bir netice, Merit sayısının elde edilmesidir.

$$Me = \frac{\rho_\ell^2 L k_\ell^3}{\mu_\ell} \quad (4.1)$$

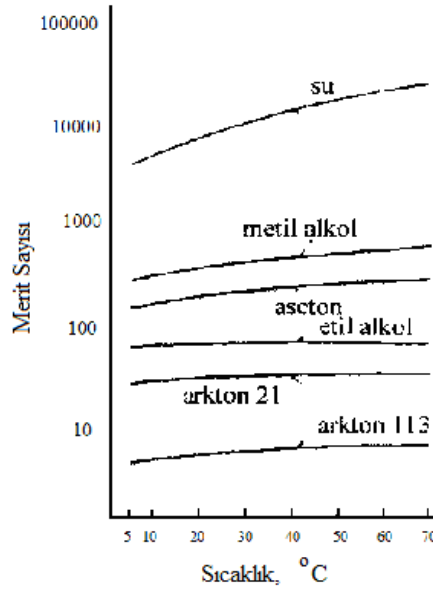
$\rho_\ell$ : Sıvı yoğunluğu

L: Gizli buharlaşma ısısı

$k_\ell$ : Sıvı ısı iletkenliği

$\mu_l$ : Sıvı viskozitesi

Me'nin birkaç akışkan için, sıcaklıkla nasıl değiştiği Şekil 4.5'de verilmiştir.



Şekil 4.5. Dönel ısı borusunda çeşitli akışkanların Merit sayılarının sıcaklıkla değişimi

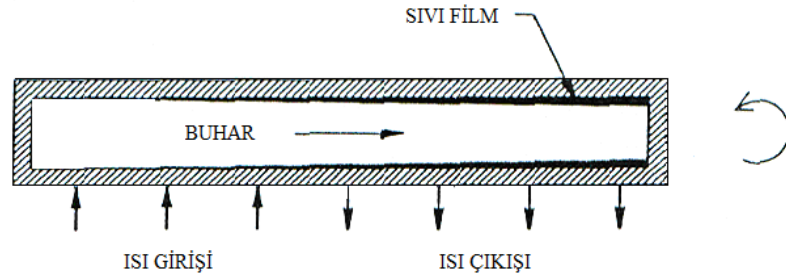
Normal olarak, dönel ısı borusu, kılcal ısı borusunun ısı iletkenliği ile mukayese edilebilir veya daha yüksek bile ısı iletkenliğine sahip olmalıdır.

Daniels ve Jumaily tarafından bildirilen düşük eşdeğer ısı iletkenliği, sıvı Arcton'un çok düşük ısı iletkenliğinden ve kondenserdeki rölatif olarak kalın tabakanın beraber olmasından olmuş olabilir.

Adyabatik bölgede, kılcal ısı borusunun aynı bölgesinde olduğu gibi buhar ve sıvı akımları, karşı yönlerde olacaktırlar ve buhar hızı, sıvı fazından çok daha fazla olacaktır (Dunn and Reay, 1982).

Şekil 4.6'da görüldüğü gibi şaftın ekseni boyunca devam eden kapalı bir hacimden dönel ısı borusu oluşmaktadır ki bu sıvı-buhar karışımından oluşmaktadır. Şaft dönerken boşluk (kavite) duvarı boyunca sıvı bir film oluşmaktadır. Belli bir noktadan sıvı aktarılması, örneğin bir rulman, kaynatır veya buharlaştırır. Oluşan buhar boşluk boyunca hareket eder ve ısının atıldığı kısımda yoğuşur. Sıvı film yoğuşma

bölgesinde kalınlaşır, buharlaşma bölgesinde ise inceler. Oluşan santrifüj basıncı yoğuşan sıvıyı ısı girdi bölgesine geri pompalar ve böylelikle ısı transfer akışkanının otomatik döngüsü sağlanmış olur.

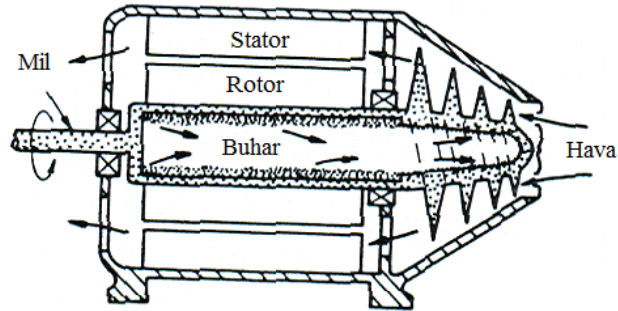


Şekil 4.6. Dönel ısı borusu kesiti

Temel ısı borusunda olduğu gibi dönen ısı borusu içindeki kolay konveksiyon ısı transferi yerçekimine bağımlılığı kalmamaktadır. Isı transferi prosesi buharlaşma, yoğuşma ve buhar ile sıvı fazların karşıt akışlarıyla oluşmaktadır, aynı klasik ısı borusunda olduğu gibi. Fakat bu ısı borusunda fitil yapıya ihtiyaç yoktur. Bu sebeple dönel ısı borusu aynı zamanda “fitilsiz ısı borusu” olarak da adlandırılmaktadır.

Dönel ısı borusunun ısı taşıma kapasitesi dönme hızına bağlı olarak değişecektir. (Silverstein,1992).

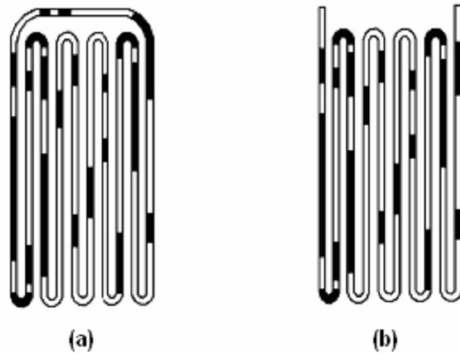
Dönel ısı borusu elektrik makinalarının rotorları, döner kesme aletleri, çok yüklü rulman yatakları gibi enerji yapan yüklere sahip olan dönel millere açık olarak uygulanabilir. Polasek, Şekil 3.7’deki içi boş mildeki dönel bir ısı borusundan meydana gelmiş olan bir alternatif akım motorunun soğutulması üzerine olan deneyleri, rapor etmiştir. Bu araştırmacı, sıcaklığında herhangi bir yükselme olmaksızın ısı borusu kullanılarak, gücün %15 civarında artırılabilceğini bildirmiştir. Gray, bir klima sistemi içinde, dönel bir ısı borusunun kullanılmasını tavsiye etmiştir. Groll ise, döner bir kasnağın sıcaklık düzeltmeleri için dönel bir ısı borusunun kullanılmasını bildirmiştir. 250 °C’de muhafaza edilen kasnak, plastik lifleri uzatmak için kullanılmıştır ve 4000 ile 6000 devir/dakika’da dönmektedir (Dunn and Reay, 1982).



Şekil 4.7. Dönel ısı borularının motor rotorlarının soğutulmasına uygulanması

#### 4.1.4. Titreşimli ısı borusu

Kıvrım yapmış kılcal boru, buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve adyabatik kısımlardan oluşmuştur. İçerisinde yoğuşan akışkanı buharlaştırıcı kısma göndermek için fitil kullanılmamıştır. Akışkanın çevrimi kılcal boru ile birlikte gerçekleşir. Bu yüzden kullanılan borunun iç çapı çok önemlidir. Kılcallık etkisi ile akışkan boru içinde atma (pulse) ile ilerler.



Şekil 4.8. (a) Kapalı Uçlu Döngülü Isı Borusu. (b) Kapalı Uçlu Titreşimli Isı Borusu

Titreşimli ısı borusu genel olarak iki çeşittir. Şekil 4.8'de gösterilen bu borulardan birincisi kapalı uçlu döngülü titreşimli ısı borusu olarak adlandırılır. Kapalı bir çevrim sağlamak için borunun uçları birbirine bağlanmıştır. İkincisi ise kapalı uçlu titreşimli ısı borusu olarak adlandırılır. Boru uçları kapatılmıştır. Bu tip ısı borularında ısı geçişi habbecikli kaynama ve buharlaşma sonucu oluşan basınç dalgası sonucu akışkanın titreşerek ilerlemesi sonucu oluşur.

#### 4.1.5. Minyatür ısı borusu

Bu tip ısı boruları uzay uygulamalarında kullanılan elektronik cihazların ısı kontrolünü sağlamak amacıyla kullanılır. Buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve fitilden meydana gelen minyatür ısı borusunun genel ısı borularından farkı boyutlarıdır. Boyları genellikle 100 mm ile 300 mm arasında değişmektedir.

Genellikle elektronik parçaların soğutulmasında kullanılır. 1998 yılında, Belarus Luikov Enstitüsünde yapılan minyatür ısı borusu dış çapı 4 mm ve boyu 20 mm olarak imal edilmiştir. Bu tür ısı borularından da en fazla 50 W ısı çekilebilmektedir.

NASA Glenn Araştırma merkezinde yapılan ısı borusu ise minyatür ısı borularına yeni bir örnek teşkil etmektedir. Silikonlu mikro ölçekli döngülü ısı borusu olarak adlandırılan bu cihaz chip seviyesinde elektronik parçaların soğutulmasında kullanılmaktadır. Bu ısı borusunun buharlaştırıcı kısmı silikondan imal edilerek ısı kaynağı ile buharlaştırıcı arasındaki ısı direnç azaltılmak istenmiştir. Bu yeni teknoloji Mikroelektro Mekanik Sistemlere (MEMS) bir örnek teşkil etmektedir.

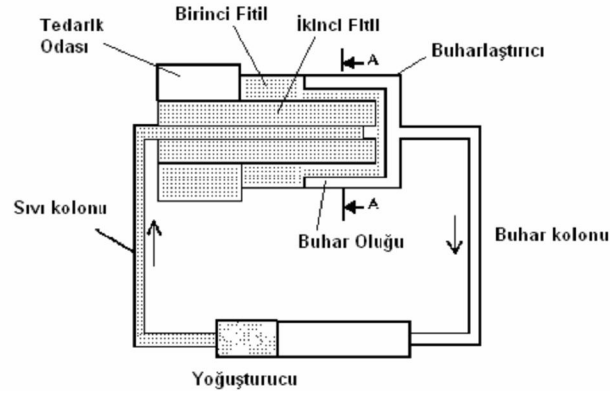
#### 4.1.6. Döngülü ısı borusu

Bu cihazların tarihi 1972 yılına kadar dayanır. İlk defa Ural Politeknik Enstitüsünde Rus bilim adamı Maydanik tarafından yapılmıştır. Genel ısı boruları gibi iki fazlı ve pasif çalışan, ısı geçişini sağlamak için tasarlanmış cihazlardır. Pasif oldukları için sisteme dışarıdan güç beslemesi yapılmaz ayrıca akışkan dışında herhangi bir hareketli parça olmaması bu cihazları güvenilir ve uzun süre sorunsuz çalışabilir yapmaktadır.

Geleneksel ısı borularında fitilin boru boyunca yerleşmesi bu cihazların ısı iletkenliğini düşürmektedir. Şekil 4.9'de görüldüğü gibi döngülü ısı borularında buharlaştırıcı kısma ek olarak birinci fitil, ikinci fitil, bunların ortasından geçen bir boru ve ara oda eklenmiştir. İkinci fitil aracılığıyla yoğuşturucudan çekilen sıvı fitillerin içindeki borunun buharlaştırıcı kısmına kadar çekilerek burada ara oda içinde toplanır. Buharlaştırıcı ile ara oda arasında akışkan taşınımını birinci fitil gerçekleştirir. Bu



işlemede ara oda ikinci bir yoğuşturucu vazifesi görmektedir. Sonuçta buharlaştırıcı kısımda akışkanın buhar fazına geçmesi birinci fitilde kılcal basınç etkisi yaratarak sıvının sürekli olarak buharlaştırıcıya akmasını sağlar. İkinci fitil kullanmakta ki ana gaye buharlaştırıcı kısma sürekli olarak sıvı pompalanmasını sağlamaktır.



Şekil 4.9. Döngülü Isı Borusu

1972 yılında ilk defa Rus bilim adamları Gerasimov ve Maydanik tarafından yapılan döngülü ısı borusu 1.2 m uzunluğunda ve 1 kW ısı geçiş kapasitesine sahipti. Sistem içinde akışkan olarak su kullanılmaktaydı. Kullanılan akışkan ve fitilin özelliklerine göre bu cihazların etkenliği 10000 ile 100000 W/m<sup>2</sup>K arasında değişmektedir (Arslan, 2007).

Döngülü ısı boruları konvansiyonel ısı borularının tüm ana avantajlarına sahiptirler. Bunun nedeni kılcal yapının orijinal tasarımı ve özel özelliklerinden dolayıdır. Bunun sonucunda, ısıyı verimli bir biçimde birkaç metreye kadar yerçekimi alanında herhangi bir yönde taşıyabilmektedirler. Hatta yatay konumda 30-40 m. uzaklıklara taşıyabilmektedir. Bu çok yüksek verimli cihazların uzay teknolojisindeki ve elektronikteki uygulamaları ile ilgili örnekler verilmiştir (Maydanik, 2004).

Döngülü ısı borusu çalışmasının parametrik analizi akışkanın sirkülasyonunu sağlamak için kılcal pompalama gücü kullanılarak sağlanmaktadır. (Launay, Sartre and Bonjour, 2006).

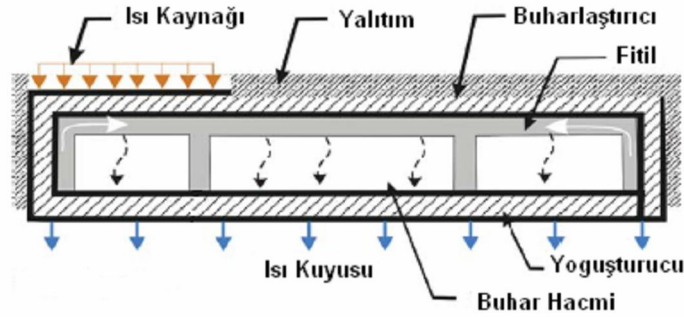
Minyatür döngülü ısı boruları ile yatay, dört dik yönde ve değişik alıcı sıcaklıklarında tüketici elektronik soğutma testi yapılmıştır. Birçok durumda sıvı

hattında büyük sıcaklık dalgalanmaları bulunmuştur. Fakat evaporatördeki sıcaklık dalgalanmaları çok düşük kalmıştır. Yönlendirmeler, minyatür döngülü ısı borularının çalışma karakteristiklerini çok fazla etkilemektedir. En azından yatay konumda minyatür döngülü ısı borularının performansı yeterli bulunmuştur (Chen, Groll, Mertz, Maydanik and Vershinin, 2006).

Döngülü ısı borusunun kılcal poroz yapısı ve kütle transferi nümerik olarak incelenmiş ve döngülü ısı borusunun kaynama limiti araştırılmıştır. Döngülü ısı borularının kaynama limitindeki dayanıklılığı gözlemlenmiştir (Kaya and Goldak, 2006).

#### 4.1.7. Yassı plaka ısı borusu

Yassı plaka ısı borusu, dikdörtgen şeklindeki bakır levhaların birleştirilmesi ile oluşturulmuştur. Şekil 3.10'da gösterilen sistem tamamen sızdırmaz olup, ısı yassı yüzeylerin bir tarafından çekilir diğer tarafından uzaklaştırılır. Buharlaştırıcı kısmın iç yüzeyi fitil ile kaplanmıştır. Bu sayede oluşan kılcal kuvvetlerin etkisi ile akışkan buharlaştırıcı ve yoğuşturucu arasında dolaştırılır (Arslan, 2007).

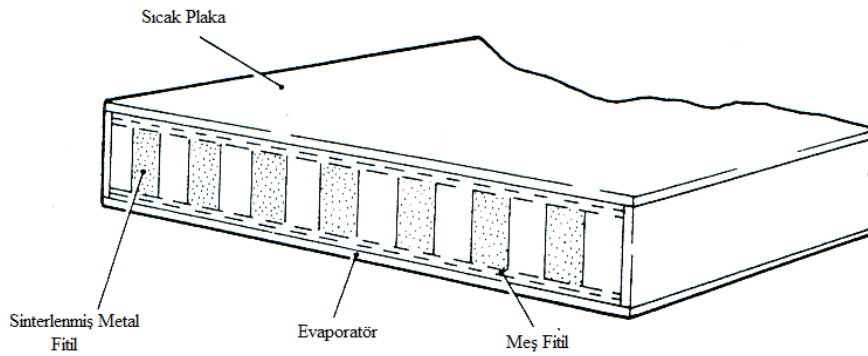


Şekil 4.10 Yassı Plaka Isı Borusu

Bir çeşidi Şekil 4.11'de gösterilen, düz plaka ısı borusu, alışılmış dairesel ısı borunun çalıştığı şekilde çalışır. İki çeşit arasındaki ana fark, elde edilecek geniş bir yüzey alanı üzerine sıvı dağılmasını sağlamak için, fitilin aldığı şekildir.

Bu şekildeki ısı borusunun ana özelliği, yüzey boyunca çok küçük sıcaklık gradyanlı bir yüzey üretme kabiliyetidir. Bu izotermal yüzey, ısıtıcı tarafından üretilmiş sıcak bölgeleri, düzlemek ve bertaraf etmek veya üzerine monte edilmiş cihazların soğutulması için, çok verimli bir radyatör üretmek üzere kullanılabilir. Ayrıca, düz plaka ısı borusu üzerine birçok ısı üreten kısımlar monte etmek suretiyle, benzer sıcaklıklarda çalıştırılabilirler. Bunun nedeni, buhar boşluğunun sabit düzenli sıcaklıkta olması gerçeğinden doğan eşitleme prosesidir.

Şekil 4.11'de gösterilen fitil yapısı, yerçekimine karşı çalışmanın gerekli olduğu durumlarda, plakanın üst yüzeyine, sıvının döndürülmesini ve dağıtılabilmesini temin etmek için, dizayn edilir.



Şekil 4.11. Düz plaka ısı borusunun iç yapısı

Eğer ısı girdisi taban üzerinden yapılıyorsa, sinterlenmiş yapı ihmal edilir. Sadece alt plakadaki sıvı dağıtımı gerekli olur.

Plakanın bir kenarı boyunca olan, evaporatör bölümü ve evaporatör için sınırlı boşluğun mevcut olduğu yerlerde buhar, düz plaka buhar odasına beslenebilir ve ısı, daha büyük bir yüzeye dağıtılır.

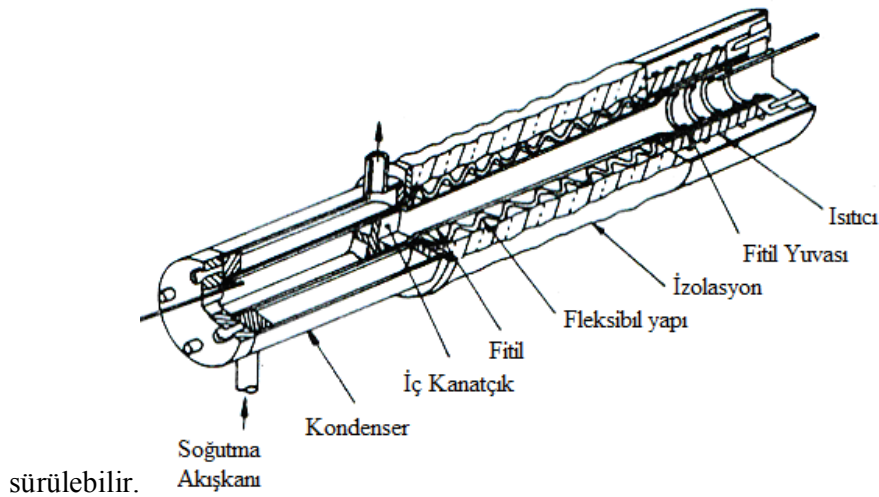
The Marconi Şirketi, ince bir polyester film kullanarak imal edilmiş ayarlanabilir bir duvar kullanan, bir plaka ısı borusu geliştirmiştir. Isı borusunun uzayıp kısalabilen duvarı, bileşenlere karşı bastırılır ve çalışma esnasında ısı borusundaki buhar basıncı, ayarlanabilen yüzün, bileşenlerin şeklini alması ve iyi ısı teması vermesini sağlar (Dunn and Reay, 1982).

Buharlaşma işlemi ni hızlandırmak amacıyla ısıtılmış yzeye sinterlenmiş bakır tozu tabakası uygulanarak, deneysel ve teorik olarak dzy plakalı ısı borusunun performans ve mekanizması incelenmiştir. Isı borusunun yzünün, sinterlenmiş tabakanın kalınlığının, çalışma akışkanının miktarının, dzy plakalı ısı borusunun performansı üzerindeki etkisi farklı ısı akılarında, çalışma akışkanı miktarında ve yzlerinde deneysel olarak hesaplanmıştır. Deney sonuçları, dzy plakalı ısı borusunun dinamik davranışının geometrik parametreler, çalışma akışkanının miktarı ve yzden etkilendiğini gstermiştir. Isıtılmış yzey üzerindeki sinterlenmiş poroz tabaka, buharlaşma prosesini ve dzy plakalı ısı borusunun performansını artmıştır (Xuan, Hong and Li, 2004).

#### 4.1.8. Uzayıp kısılabilen ısı borusu

Amerika Birleşik Devletlerindeki birçok firmalar, bu tip ısı borularının, kaynak titreşimin karşılaşıldığı veya zor montaj problemlerinin ve rijit ısı borularının kullanılmasının uygun olmadığı durumlarda kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Esneklik, evaporatör ile kondenser arasında, körük tipi bir yapının veya ısı girdisi ve çıkarılması bölgeleri için alışılmış metal kısımla ve bazı plastik malzemeden yapılmış olan, basit bir esnek boru, bir araya getirilmesi aracılığıyla öne



şekil 4.12. Esnek bileşenli ısı borusu dizaynı

Bliss, RCA Şirketi ve Eastman, esnek bileşenli, içi boş körük yapılan olan esnek ısı boruları üzerine çalışmalar yapmışlardır.

Bliss tarafından yapılan ve Şekil 4.12'de gösterilmiş olan sistem, sabit bir durumda iken, 90 °C'ye kadar değişen kavis açılarıyla veya kavis olmama durumunda, çapraz ve uzunlaması titreşimler oluşurken, test edilmiştir. Isı borusu performansı, eğilme veya titreşim nedeniyle, değişikliğe uğramıştır. Bu değişiklik, artırılmış maksimum yatay ısı aktarım kapasitesinde ve yerçekimine karşı çalışırken fitil pompalama kapasitesinde bir azalmayı meydana getirmiştir.

Ayrıca, boyuna kritik titreşimlerin, ısı borusunun çalışmasını tamamiyle durdurmaya neden olabileceği, bulunmuştur. Bu, güç girdisi 500 W'a ulaştığı zaman 10 cps frekansında olmuştur.

Bir esneklik derecesini fitil yapısına getirmek için RCA bütün tellerin, ısı borusunun boyu eksenine bağıntılı olarak, çapraz yönde gidecek şekilde dokunmuş meş fitilini teklif etmişler ve patentini almışlardır. Bunun ısı borusunu daha esnek yaptığı ve fitilin mekanik olarak bozulmasını önlemeye yardım ettiği, iddia edilmektedir. RCA, yukarıda açıklandığı gibi bir meş kullanan, düşük güçlü bir ısı borusu, başarılı bir şekilde çalıştırılmıştır.

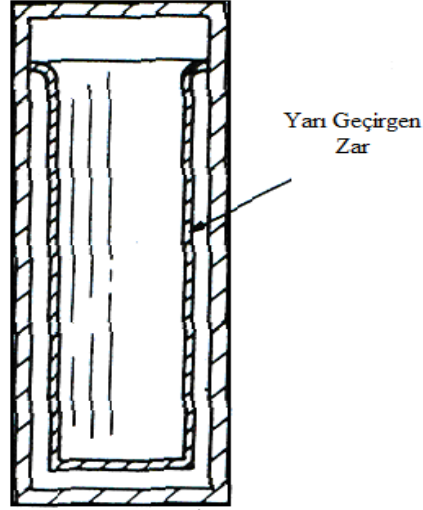
Ticari olarak mevcut olan esnek ısı boruları, çoğunlukla evaporatör ve kondenser arasında bulunan plastik bir kısmı da ihtiva ederler.

#### **4.1.9. Basit osmosis**

Herhangi bir elektrik veya magnetik alan uygulaması kullanmayan Osmosis'in, kullanımı, birçok araştırmacı tarafından teklif edilmiştir ve en az iki patentte konu teşkil eder.

Her iki patent de, kılcallık hareketinin sınırlarından bahseder ve Osmosis'in, yerçekiminin olmadığı bir yerde ve belki de, daha önemli olarak, yerçekimine karşı bir yerde, ısı borusunun performansının ehemmiyetli bir şekilde artırabilecekleri iddia

edilir. Midola'nın, daha sonra verilen patente çok benzeyen ve Baer tarafından ortaya atılan tasarımı Şekil 4.13'de gösterilmiştir.



Şekil 4.13. Baer tasarımı osmotik akımlı ısı borusu

Herhangi bir ısı borusunda olduğu gibi dış kap sızdırmaz bir hale getirilmiştir ve sadece akışkan sıvı ve buharı ihtiva eder. Evaporatör ve kondenser kısımları, kılcallık ile çalışan sistemde olduğu gibi benzer bir şekilde konumlandırılabilir.

Sıvı için dönüş kanalı, merkezi buhar akım pasajından, selüloz gibi yan geçirgen bir zar ile ayrılmıştır. Her ne kadar burada gösterilmemesine rağmen, Baer ayrıca konvansiyonel bir fitilin, kılcallık hareketini tamamlamak için de kullanılabileceğini teklif etmiştir. Teklif edilen çalışabilen bir eriyik, şeker ve sudur. Buhar pasajındaki eritici sıvının ve zarın arkasındaki sıvının kirlenmesini önlemek için, sızdırmazlık temin edilir. Eriyiğe ısının uygulanması, onun saf bir eritici sıvıda buharlaşmasına neden olur ve bu eritici sıvı buhar pasajına girer ve yan geçirgen zar üzerinde yoğunlaşmanın meydana geldiği, kabın daha soğuk kısmına akar.

Saf sıvı-eritici sıvı, daha sonra zar içinden, dönüş kanalındaki eriyiğe geçer. Eritici sıvının zar içinden geçişi, yüzey gerginliği ile yaratılan kılcallık etkisinden oldukça daha kuvvetli olan osmotik bir basınç yaratır. Basınç dönüş kanalındaki

eriyiğin hidrostatik irtifasından oldukça daha büyüktür ve eriyiğin evaporatöre akımına etkili olur.

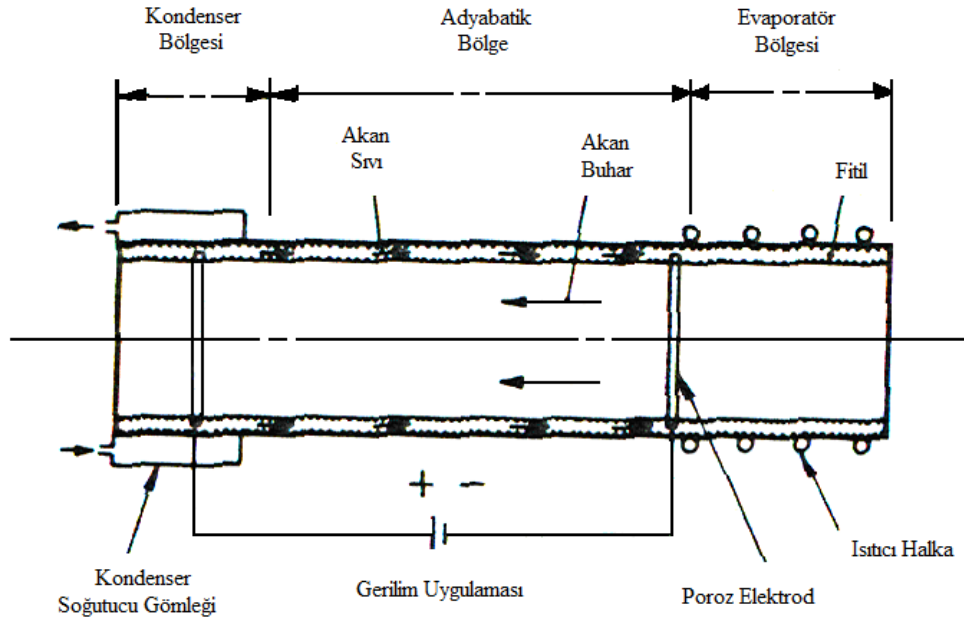
#### **4.1.10. Elektro-osmotik akım pompalama ve elektro-hidrodinamik**

Isı borularında başarılı bir şekilde kullanılmakta olan, sıvı pompalama kapasitesini artırma metodu, elektro-osmotik akım pompalamayı içeren elektrokinetik uygulamasıdır.

Elektrokinetik, bir sıvı ve bir katının bağıntılı hareketine eşlik eden elektrik olayına verilen isimdir. Bu olaylar, hareketlerin meydana geldiği, herhangi iki faz arasındaki ara yüzeylerde, potansiyel bir farkın varlığına atfedilirler. Bundan dolayı, eğer potansiyelin ara yüzeydeki elektriksel olarak yüklenmiş karşı işaretli tabakaların varlığından meydana gelmesi bekleniyorsa, o zaman bir elektrik alanının uygulanması, bir tabakanın diğerine göre hareketine sebebiyet verecektir. Eğer katı faz bir ısı borusu fitilinde olduğu gibi sabit ise, sıvı hareket etmek için serbest iken, sıvı uygulanan alanın neticesi olarak, fitilin gözenekleri arasında akmaya başlayacaktır. Bu hareket, elektro-osmosis olarak bilinir.

Bir Elektro-osmotik ısı borusu, Brooklyn Politeknik Enstitüsünde Abu-Romia tarafından tasarlanmış ve test edilmiştir. Cosgrove'nun çalışmasında kullandığı "A" tipi ile aynı büyüklüğe sahiptir, yani toplam boy 41 cm ve çapı takriben 5 cm'dir. Fital, cam parçacıklarından yapılmıştır ve akışkanlar ise, atmosferik karbondioksit ile dengede olan arıtılmış su,  $10^{-5}$  HCl,  $10^{-5}$  KCl ve  $10^{-5}$  KOH'dur ( $10^{-5}$ , her litredeki mol olarak konsantrasyonu ifade eder).

Elektro-osmotik etki, Şekil 4.14'teki gibi, iki gözenekli (porozlu) elektrot sokularak ve elektrotlar arasında bir gerilim uygulayarak başarılmıştır. Abu-Romia, 20 voltluk bir gerilimle neticeleri elde etmiştir fakat her ne kadar elektrik ısıtma, çok yüksek gerilimlerde neticeleri etki etmeye başlamasına rağmen, Abu-Romia daha yüksek gerilimlerle daha yüksek kapasitelerin elde edileceğini tahmin etmiştir.



Şekil 4.14. Elektro-osmotik fitil sistemi

En yüksek ısı transfer kapasitesi, potasyum hidroksit eriyiği ile elde edilmiştir. Bu Cosgrove'nun modeli ile karşılaştırıldığında yatay olarak çalıştığında, kapasiteyi iki katına çıkarmıştır ve evaporatörün düşey olarak kondenserin üzerinde olması halinde kapasiteyi üç katına çıkarmıştır. Bu durumda, yaklaşık 2,4 kW nakledilmiştir.

Isı borularında elektro-osmotik akım pompalanmasının kullanılmasının, performansı ehemmiyetli bir şekilde arttırabileceği sonucuna varılmıştır. Bu durum, özellikle yerçekimine karşı olan çalışmada olduğu gibi, fitilleme sınırının maksimum kapasiteyi yönlendirdiği durumlarda görülmüştür. Bu ayrıca, ilk çalıştırma ve geçici durumları azaltmaya yardım etmek için kullanılabilir. En büyük sınırlama, yüksek elektrik dirençli fitillerin ve akışkanların kullanılması gereğidir.

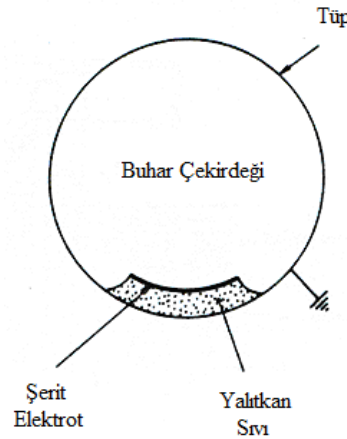
Daha esaslı bir ısı borusu tasarımı T. B. Jones tarafından teklif edilmiştir. Bu tasarımda, tüm kılcıl bünye, elektro-hidrodinamik bir kuvvet üreten bir elektrot yapı ile değiştirilebilir. Isı borusu, akışkan olarak izole edilen yalıtkan (elektrik geçirmez) sınırların kullanımına sınırlıdır; fakat bunlar kötü bir fitilleme kapasitelerine sahip olmaya meyilli olduklarından ve 150 °C ile 350 °C arasındaki buhar sıcaklığı aralığında



kullanılabileceklerinden, performans iyileştirilmesi faydalıdır. Bu sıcaklık aralıklarında, uygun akışkanları bulmak zordur.

Jones tarafından önerilen elektro-hidrokinamik ısı borusu, alüminyum veya benzeri bazı elektrik ileten malzemedan yapılmış ince et kalınlığındaki bir boru ile her iki ucundaki pleksiglas malzemedan yapılmış iki yalıtkan kapakçıktan meydana gelmektedir. İnce bir şerit elektrot uzatılır ve elektrot ile ısı borusu duvarı arasında, ısı borusunun tüm boyunca, küçük dairesel boşluk meydana getirecek şekilde, iki kapakçığa tutturulur. Bu dairesel boşluk ısı borusunun çevresinin sadece % 20'siyle sınırlıdır ve sıvının, alışılmış vasıtalarla evaporatörün etrafında dağılması için hazırlık yapılmalıdır.

Yeterli derecede yüksek gerilim yani voltaj uygulandıında, elektrot ile ısı borusu duvarı arasındaki yüksek elektrik akımı bölgesinde, akışkan toplanır ve Şekil 4.15'de gösterildiği gibi, damar tipi meydana getirir. Sıvının buharlaşması, evaporatördeki net bir durgunluğa (veya gerilemeye) neden olur. Halbuki kondenserdeki soğuma, sıvı ara yüzeyinin dışarı doğru yükselmesine yani çıkıntı yapmasına neden olur. Bu durum, sıvı yüzeyine dik olarak etki eden elektromekanik yüzey kuvvetlerindeki eşitsizliği yaratır ve kondenser ile evaporator arasındaki negatif bir basınç gradyanına neden olur. Bundan dolayı, ısı borusunun her iki ucu arasında bir sıvı akımı meydana getirilir.



Şekil 4.15. Elektro-hidrokinamik sıvı pompalamada ısı borusu

Jones, Dowtherm A olan akışkanın yerçekimine karşı olarak 50 cm'ye yaklaşan bir mesafeye pompalanabileceğini hesaplamıştır ve bu mesafe, alışılmış fitillerle başarılabilenden çok daha büyüktür. Bu tekniğin uygulamaları, sıcaklık kontrolüne damarın otomatik doldurulmasını ihtiva edebilir.

Yerçekimine karşı performansı iyileştirmek için olan diğer teklifler, aşağıda açıklanan, "Yerçekimine karşı" termosifonu ihtiva ederler.

#### **4.1.11. Yerçekimine karşı termosifonlar ve ters termosifonlar**

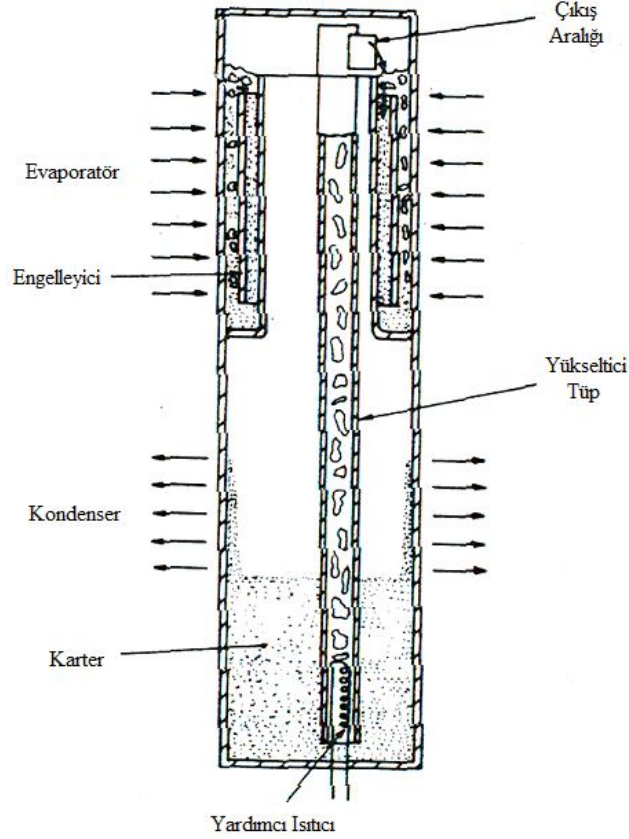
Doğal taşınımındaki akışkan hareketi akışkan içindeki kaldırma kuvvetleri ile oluşur. Kaldırma, akışkan içindeki yoğunluk granyadı ile, yoğunlukla orantılı bir gövde kuvvetinin birlikte olmalarının sonucu doğar. Gövde kuvvetleri genellikle yerçekimi kuvvetidir. Boru içindeki akışkan hareketi yerçekimi etkisi ve yoğunluk farkı nedeniyle oluşmaktadır (F.P. Incorpora, D.P. DeWitt).

Termosifonlarda, evaporatörün, kondenserin altında bulunması gereklidir. Çünkü, yoğuşumun geri dönmesi için cihaz, yerçekimine güvenmek zorundadır. Bundan dolayı bu termosifon yerçekiminin olmadığı veya çok küçük olduğu durumlarda etkin değildir.

Uluslararası Mühendislik Laboratuvarında yapılan son çalışmalar yerçekimine karşı termosifonun gelişmesine yol açmıştır ve bu düzen Şekil 4.16'da gösterilmektedir. Alışılmış ısı boruları ve termosifonlarda olduğu gibi, kap sızdırmaz hale getirilmiştir ve sadece sıvı buhar ve buhar şeklindeki akışkanı ihtiva eder.

Evaporatör kısmına yoğuşumu geri götürmek için, bir buhar kaldırma pompası kullanılır. Bu, bir ucu yoğuşum haznesinde ve diğer ucu da evaporatöre giden bir borudur. Buhar kaldırma pompası, çalışmak için, tabanda küçük bir ısı girdisine ihtiyaç gösterir ve boruda iki fazlı bir karışım meydana getirir. Bu karışımın yoğunluğu, haznedeki geri kalan sıvınınkinden daha azdır. Bu karışım, yükseltici boru olarak bilinen borunun en üstünde dönmeye zorlanır.

Evaporatör, alt kısmında sızdırmaz hale getirilmiş, iç içe iki boru şeklindedir ve sıvı, buhar pompası ile onun içine beslenir. Evaporatördeki dolaşıma yardımcı olmak için, ilave bir parça konulmuştur.



Şekil 4.16. Yerçekimine karşı termosifon

Bu cihazın, önemli bir avantajı evaporatördeki kaynama sınırları ile sınırlandırılmazlar ve bu şekliyle, alışılmış ısı borularına benzemezler.

Chisholm'ın araştırması, yerçekimine karşı olan termosifonların teorisini sunmaktadır ve yükseltici boru çapı ve kaldırma kapasitesi cinsinden, eksenel akının ifadelerini vermektedir.

Akışkan olarak su kullanıldığında ve 100 °C buhar sıcaklığında çalışıldığında, 1 cm çapındaki yükseltici boru çapıyla ve 2 cm çaplı termosifon, 10 kaldırma oranlı, 1.2 kW/cm<sup>2</sup>'lik bir eksenel akıyı destekleyebilirler. Kaldırma oranı 5'e azaltılırsa, bu 4 kW/cm<sup>2</sup>'e artmaktadır.

#### 4.1.12. Isı borusu anahtarları ve diotları

Geliştirilmiş olan ısı borularının ısı transfer kapasitelerine ilave olarak, ısı engelleme olarak davranacak ısı borularının yapılması mümkündür. Bu görevler, ısı borusunun uygulama alanını çok fazla bir şekilde arttırır. Örneğin, uzay araçlarında yakın sıcaklık kontrolü gereklidir. Halbuki, dahili yayılma ve dış akısı çok fazla bir şekilde değişebilir. Çok düşük sıcaklıklarla soğutmalarda ve diğer uygulamalarda ısı bir yönde etkin bir şekilde transfer edilmelidir ve ters yöndeki ısı akımından kaçınılması gerekir.

Isı borusunun kontrolünü başarmak için, ısı borusunun dört kademesinin biri veya daha fazlası değiştirilmelidir. Bu kademeler şunlardır:

- Buharlaşma
- Kondensere buhar akımı
- Yoğuşma
- Evaporatöre sıvı akımı

Tek yönlü çalışma için, akım proseslerine bazı oransızlıkların tanıtılması gereklidir. Tamamen bir kapama, proseslerin birine uygulanmalıdır. Örneğin, akışkanı dondurmamak suretiyle veya soygaz ile kondenseri korumak suretiyle, bu yapılır. Değişken engelleme, nötr bir gaz kullanan kondenserin bir kısmını boşaltmak suretiyle başarılır. Etki, gaz basıncını el ile değiştirmek suretiyle, büyük bir hacim nötr gaz hacmi kullanmak suretiyle veya sıcaklık sensörü kullanmak suretiyle ve nötr gaz basıncın değiştiren aktif tepki çevirimini kullanmak suretiyle, kontrol edilebilir. Isı diotları ve anahtarları, aşağıda incelenmektedir.

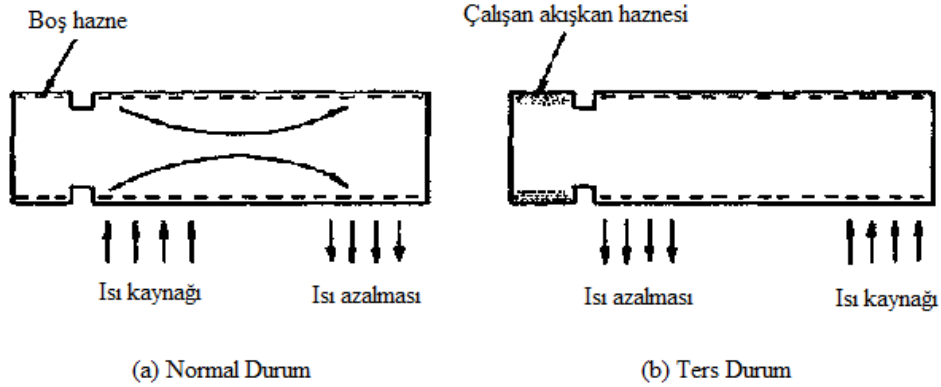
##### 4.1.12.1. Isı diotları

En basit ısı diotu, yerçekiminin asimetric yarattığı termosifondur. Yerçekimi, ayrıca fitillendirilmiş ısı borusundaki diot etkisini verir. Çünkü,

$$\Delta P_c = \Delta P_\ell + \Delta P_v \pm \Delta P_g$$

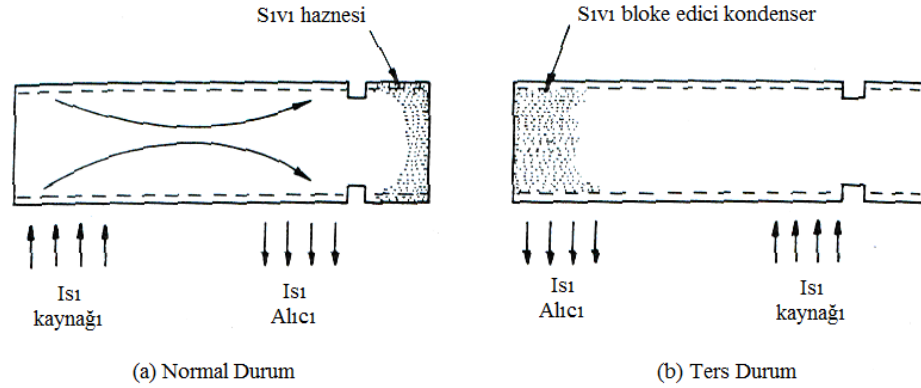
Akımın yönünün değiştirilmesi,  $\Delta P_g$  'nın işaretini değiştirecektir ve  $|\Delta P_g| > \Delta P_c$  olmak kaydıyla ısı borusu bir diot olarak davranmaya başlayacaktır.

Kirkpatrick, iki çeşit ısı diottan bahsetmektedir. Birincisi, sıvı tutmasına yani yakalanmasında, ikincisi ise sıvı bloke edilmesini yani önlenmesinde kullanır. Isı akımıyla, ısı borusu normal bir şekilde hareket edecektir. Eğer evaporatörün ve kondenserin rölatif yani bağıl konumları yer değiştirdiğinde, o zaman yoğuşan sıvı, haznede yakalanır (Şekil 4.17). Haznenin fitili, diyagramın sol tarafındaki boru fitiline bağlı değildir. Dolayısıyla yoğuşan sıvı geri dönemez. O zaman ısı borusu çalışmayacak ve hiçbir ısı transferi meydana gelmeyecektir.



Şekil 4.17. Sıvı kapan diotu

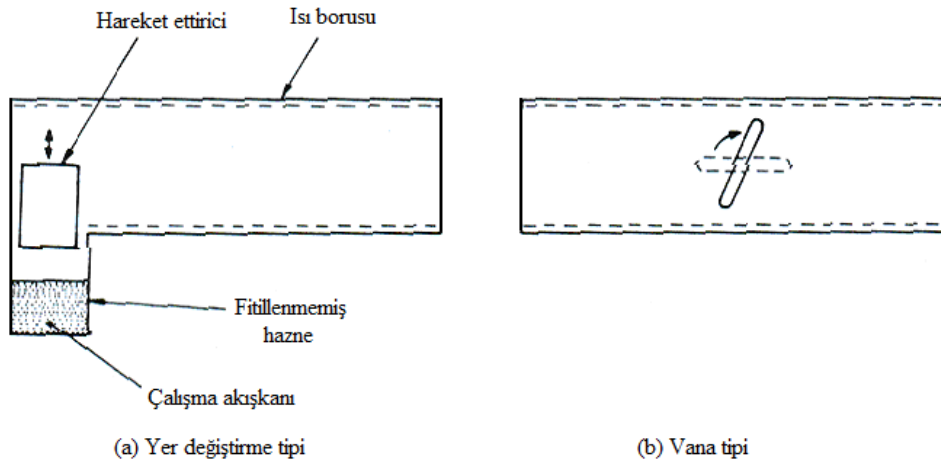
Şekil 4.18 benzer düzeni göstermektedir, fakat bu durumda fazla sıvı, borunun içine konulur. Şekil 4.18.a'da su sıvı yoğuşan uçtaki haznede toplanacaktır ve ısı borusu normal bir şekilde çalışacaktır. Şekil 4.18.b'de evaporatörün ve kondenserin konumu değişmiştir ve aşın sıvı evaporatörü tıkar ve ısı borusunun çalışması kesilir.



Şekil 4.18. Sıvı tıkama diodu

#### 4.1.12.2. Isı anahtarı

Isı borusunu kapamak için birkaç yöntemden bahsedilmiştir. Şekil 4.19.a, basit bir yer değiştirme metodunu göstermektedir ve bu yöntemde, sıvı akışkan, katı bir hareket ettirici cisim tarafından, fitillendirilmiş bir kaptan hareket ettirilebilir. Şekil 4.19.b, magnetik olarak çalıştırılabilen bir vana aracılığı ile buhar akımının kesilmesini göstermektedir. Çalışan akışkan, hermo elektrik bir soğutucu aracılığı ile dondurulabilir (Dunn and. Reay, 1982).



Şekil 4.19. Isı anahtarları

## BÖLÜM 5

### ISI BORUSU DİZAYNI TEKNOLOJİSİ

#### 5.1.Çalışma Akışkanı

Fitil yapısına ve kabın duvarlarını ıslatma yeteneğine bağlı olarak konveksiyonel ısı borusunda herhangi bir akışkan kullanılabilir (Silverstein, 1992).

Uygun bir çalışma akışkanının tespit edilmesinde birinci düşünce, çalışma buhar sıcaklık alanıdır ve akışkanların seçimi Çizelge 5.1'de gösterilmiştir. Yaklaşık olarak sıcaklık bandının içerisinde, birçok olası çalışma akışkanları bulunabilir ve düşünülen uygulama için, bu akışkanların en çok kabul edilebilenini tespit etmek için özelliklerinin iyi bilinmesi gerekir. Başlıca faktörler şunlardır.

- Fitil ve duvar malzemeleri ile uygunluk,
- İyi ısı denge,
- Fitilin ve duvar malzemelerinin ıslanabilirliği,
- Çalışma sıcaklık alanlarında buhar basınçlarının çok yüksek veya çok alçak olması,
- Yüksek gizli ısı,
- Yüksek ısı iletkenlik,
- Düşük sıvı ve buhar viskoziteleri,
- Yüksek yüzey gerilimi,
- Kabul edilebilir donma ve dökme noktası.

Çizelge 5.1. Isı borusu çalışma akışkanları

<b>Araç</b>	<b>Erime Noktası (°C)</b>	<b>Kaynama Noktası (°C)</b>	<b>Faydalı Çalışma Alanı (°C)</b>
Helyum	-272	-269	-271 / -269
Nitrojen	-210	-196	-203 / -160
Amonyak	-78	-33	-60 / 100
Freon 11	-111	24	-40 / 120
Pentan	-130	28	-20 / 120
Freon 113	-35	48	-10 / 100
Aseton	-95	57	0 / 120
Metanol	-98	64	10 / 130
Flutek PP2	-50	76	10 / 160
Etanol	-112	78	0 / 130
Heptan	-90	98	0 / 150
Su	0	100	30 / 200
Toluen	-95	110	50 / 200
Flutek PP9	-70	160	0 / 225
Termiks	12	257	150 / 395
Merkür	-39	361	250 / 650
Kaesyum	29	670	450 / 900
Potasyum	62	774	500 / 1000
Sodyum	98	892	600 / 1200
Lityum	179	1340	1000 / 1800
Gümüş	960	2212	1800 / 2300

Çalışma akışkanının seçimi, ısı borusu içinde meydana gelen ısı akımına çeşitli sınırlamalarla ilgili olan termodinamik düşüncelere dayalı olmalıdır. Bunlar viskoz, ses, kılcallık, süpürme ve habbecikli kaynama sınırlamalarıdır.

Uzun ömürlü, ısı borusu çalışmasıyla ilgili problemlerin çoğu, malzeme uyumsuzluğunun direk bir sonucudur. Bu, ısı borusunun tüm üç bölümünü de içine alır. Çalışma akışkanına özgü olan görüş, buna rağmen ısıl bozulma olasılığıdır. Bazı organik akışkanlarla, akışkanın farklı bileşiklere ayrılmasını önlemek için film



sıcaklığını belli bir değerin altında tutmak gerekir. Bundan dolayı, iyi bir ısı denge, akışkanın olası çalışma sıcaklık alanındaki çalışma akışkanının gerekli bir özelliğidir.

Bir sıvının yüzeyi, sıvı yüzeyindeki gerginlik yüzey alanına bağlı olmaması, hariç olmak üzere gerilmiş bir deri gibi davranır.

Bir sıvının tüm yüzey alanında, birbirlerinin kaçmasını önlemeye yönelik moleküllerin çekiminden dolayı, bir çekim vardır. Bu yüzey gerilimi, sıcaklık ve basınçla değişir, fakat basınçla olan değişim küçüktür.

Yüzey geriliminin efektif değeri, sıvı/buhar, sıvı/sıvı veya katı yüzeylerdeki yabancı madde birikmesiyle, önemli şekilde değişir.

Isı borusu dizaynında, ısı borusunu yerçekimine karşı çalıştırmak ve yüksek bir kılcal sürücü kuvveti yaratmak için yüksek yüzey gerilimi değerinin olması gerekir.

Yüksek yüzey gerilimine ek olarak, çalışma akışkanının fitil ve kap malzemesini ıslatması gereklidir. Temas açısı sıfır olmalı veya en azından küçük olmalıdır.

İşletme sıcaklığı alanındaki buhar basıncı, büyük sıcaklık gradyanını kurmaya ve karşı akımdaki geriye akan yoğuşumu süpürmeye ve sıkıştırabilme ile ilgili akım dengesizliklerine neden olmaya yönelik yüksek buhar hızlarından kaçınmak için yeterli miktarda büyük olmalıdır. Buna rağmen, basınç çok yüksek olmamalıdır, çünkü bu, kalın cidarlı kap gerektirecektir.

Yüksek gizli buharlaşma ısısı, minimum akışkan akımıyla çok büyük ısı miktarını transfer etmek ve bundan dolayı, ısı borusu içinde düşük basınç damlacıklarını muhafaza etmek için istenir. Çalışma akışkanının ısı iletkenliği de, radyal sıcaklık gradyanı minimize etmek için ve fitil/duvar ara yüzeyinde habbecikli kaynama ihtimalini azaltmak için tercihli olarak yüksek olmalıdır.

Akışkan akımına direnç, düşük buhar ve sıvı viskoziteli akışkanları seçmek suretiyle minimize edilir.

Çalışma akışkanlarını çabuk bir şekilde mukayese etmek için uygun araç, Merit sayısıdır.

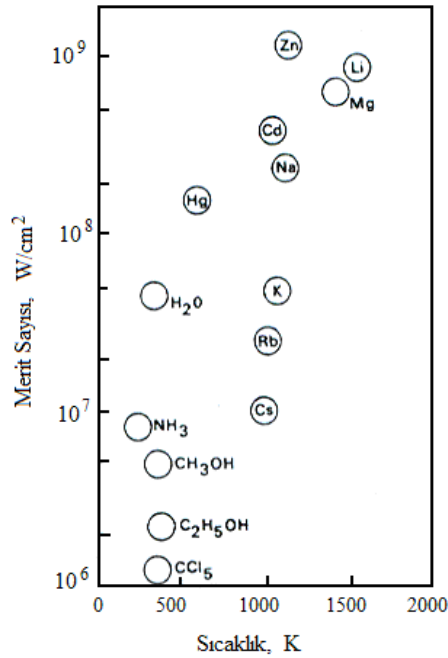
$$Me = \frac{\sigma_\ell L \rho_\ell}{\mu_\ell} \quad (5.1)$$

$\sigma_\ell$  : Yüzey gerilimi

L: Gizli buharlaşma ısısı

$\rho_\ell$  : Sıvı yoğunluğu

$\mu_\ell$  : Sıvı viskozitesi



Şekil 5.1. Çalışma akışkanlarının kaynama noktalarındaki Merit sayısı

Şekil 5.1, 200 K ile 1750 K arasındaki sıcaklıkları kapsayan çalışma akışkanları için kaynama noktasındaki, Merit sayısını vermektedir. Yüksek gizli ısı ve yüzey gerilimine sahip olan suyun, aseton ve alkoller gibi tüm organik akışkanlara kıyasla apaçık bir özelliğdir. Şüphesiz akışkan seçimi, maliyete, elde edilebilirliğe ve yukarıda listelenen diğer etmenlere dayalıdır.

Asselman ve Green yüksek Merit sayısı, çalışma akışkanının seçimi için sadece bir kriter değildir. Diğer faktörler de, özel bir durumda, önemli olabilir. Örneğin fiyat

bakımından, potasyum, 100 kat daha pahalı olan kaesyum ve rubidyum yerine seçilebilir. Ayrıca 1200 K ile 1800 K sıcaklığı alanında lityum, sodyum dahil çoğu metallere daha yüksek Merit Sayısı'na sahiptir. Buna rağmen lityumun kullanılması, pahalı olan ve lityuma karşı dirençli bir alaşımdan kap yapılmasını gerektirir. Halbuki sodyum, paslanmaz çelikte muhafaza edilebilir. Bundan dolayı, daha ucuz olabilir ve sodyum, paslanmaz çelikten yapılmış düşük performanslı ısı borusunu kabul etmek daha uygundur.

Isı borusunda kullanılan akışkanlar, 4 K derecesindeki helyumdan, 2300 K derecesindeki lityuma kadar değişir. Şekil 5.1, alternatif organik akışkanların oldukça düşük Merit Sayısı'na sahip olmaya yöneldikleri 350 K ile 500 K derecelerinde, suyun en iyi durumda olduğunu göstermektedir. 270 K ile 350 K dereceleri gibi daha düşük sıcaklıklarda, her ne kadar amonyak, saflığını muhafaza etmek için daha dikkatli dokunulmaya gereksinim gösteriyorsa da amonyak istenilen bir akışkandır. Aseton ve alkoller, düşük buhar basıncına sahip olan alternatif akışkanlardır. Bu akışkanlar, uzay uygulamaları için ısı borularında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bakır ile kullanılması uygun olan su ve metanol, elektronik cihazların soğutulması için sık sık kullanılmaktadır. 500 K sıcaklığını aşan ve 650 K sıcaklığına varan sıcaklıklar için, Thermeks (ICI) ve Dowtherm A (Dow Chemical Co.) gibi yüksek sıcaklık organik ısı transferi akışkanları kullanılabilir. Bu akışkanların her ikisi de atmosfer basıncında yaklaşık 260 °C civarında kaynama noktalarına sahip olan diphenil/diphenil oksid ötektikleridir. Bunlar düşük yüzey gerilimine ve kötü buharlaşma gizli ısısına sahiptirler. Diğer birçok organik bileşimlerle olduğu gibi diphenil, film sıcaklığı kritik değeri aştığında, kolaylıkla parçalanmaktadır. Buna rağmen, benzer sıcaklık çalışma alanlarına sahip olan diğer birçok akışkanlara benzemeyen bu ötektik karışımlar bir kaynama alanı yerine özel bir kaynama noktasına sahiptirler.

Sıcaklık skalasında yukarı doğru hareket ederken, sıvı metaller rejimine girilir. Cıva, 500 K ile 950 K sıcaklığı civarında, faydalı çalışma sıcaklığı alanına sahiptir ve çekici termodinamik özelliklere sahiptir. Cıva, aynı zamanda oda sıcaklığında, sıvı olduğundan, bu durum taşınmasını, doldurulmasını ve ısı borusunun ilk çalıştırılmasını kolaylaştırır.

Zehirli olmasından başka, ısı borularında çalışma akışkanı olarak cıva kullanılmasına olabilecek engeller, termosifonlara karşı olarak, fitili ve kap duvarını ısıtmada karşılaşılan güçlüğdür. Bu konuya özellikle adanmış birkaç araştırma raporu mevcuttur, fakat Deverall, Los Alamos'taki ve Reay, cıva ıslatması üzerine çalışma, rapor etmişlerdir.

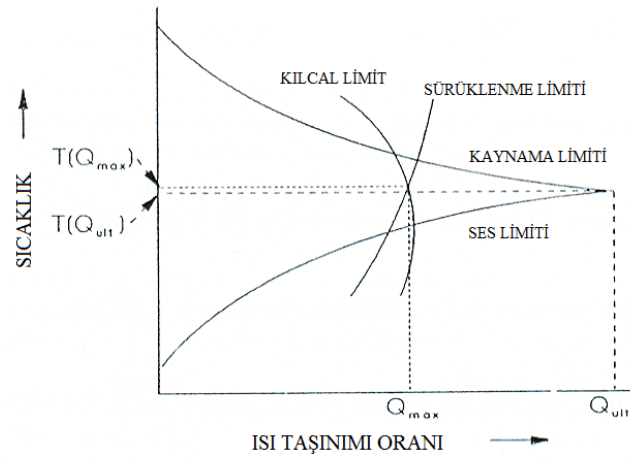
Bienert, güneş enerjisi odaklayıcıları için cıva/paslanmaz çelik ısı boruları teklifinde, evaporatör kısmındaki fitili ıslatma için Deverall'ın tekniğini kullanmıştır. Yerçekiminin yardımcı olduğu çalışmalar için yeterli ıslatmayı başarmıştır. Isı borusunun kondenserindeki ıslanmanın, damlacıklı yoğuşmayı artırdığını ve bu durumun, film yoğuşması ile elde edileninkinden daha yüksek film katsayıları sonucunu doğurduğunu ileri sürmüştür.

Daha da yüksek buhar sıcaklığı alanına çıkarsak, kaesyum, potasyum ve sodyum kabul edilebilen çalışma akışkanları olurlar ve onların ısı borusuyla ilgili özellikleri çok iyi belgelendirilmiştir.

1400 K sıcaklığı üzerinde lityum, genellikle çalışan akışkan olarak birinci tercihtir, fakat gümüş de kullanılmaktadır (Dunn and Reay, 1982).

### **5.1.1. Çalışma sıcaklığı aralığı**

Belirli bir ısı borusu akışkanı ve ısı borusu tasarımı için ısı borusunun çalışabileceği bir çalışma sıcaklığı aralığı olacaktır. Bu çalışma sıcaklığı aralığı belirli bir ısı taşıma oranında ısı taşıma sınırıyla belirlenmektedir (Şekil 5.2).

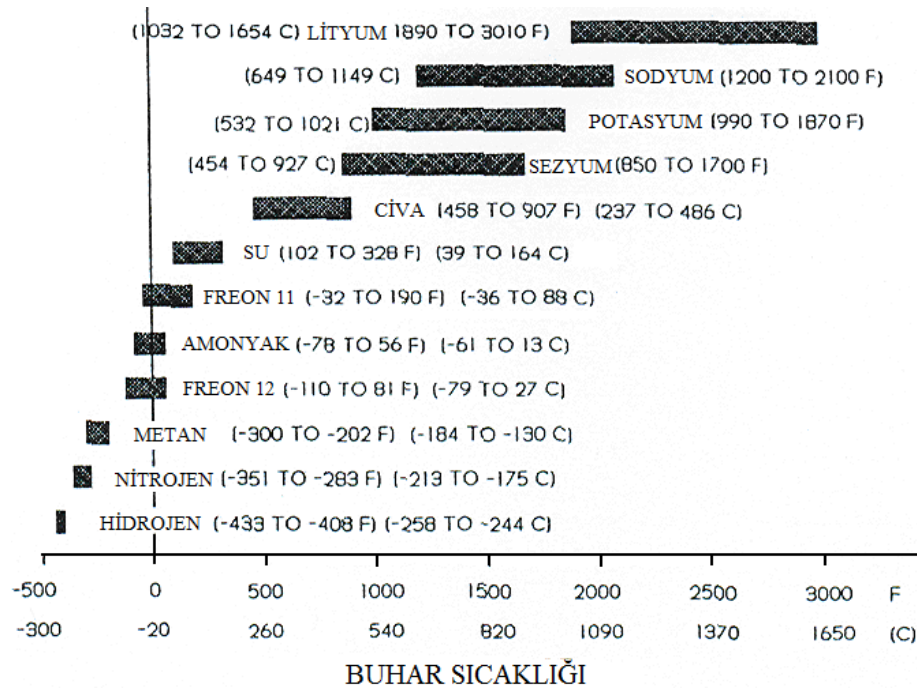


Şekil 5.2. Isı taşınımı oranına karşı ısı borusu çalışma sıcaklığı aralığı

Çalışma Sıcaklık Aralığı; Kaynama Limitinin üstünde ve Sonik Limitin altında çalışmaz.  $Q_{max}$ 'tan büyük ısı transfer oranlarında ve  $T(Q_{max})-T(Q_{ult})$  sıcaklık aralığı haricindeki sıcaklıklarda ısı borusu çalışmaz. Alt çalışma sıcaklığı limiti sonik ısı taşıma limitidir. Üst çalışma sıcaklığı limiti kaynama ısı taşıma limitidir.

Tüm kısıtlamalardan çalışma aralığı öyle bir noktaya geliyor ki; o da sadece,  $T(Q_{max})$  noktasıdır.

Değişik ısı borusu akışkanlarının çalışma sıcaklığı aralıkları Şekil 5.3'te verilmiştir. 6895-689.500  $N/m^2$  buhar basıncı aralığı için geçerli.



Şekil 5.3. Çeşitli ısı borusu akışkanlarının çalışma sıcaklığı aralığı

### 5.1.2. Sıvı ısı taşıma parametresi

Isı borusu akışkan seçimi için belirli bir çalışma sıcaklığı aralığında, Şekil 5.3 gerekli temeli sağlamaktadır. Fakat ısı taşıma kabiliyetleri hakkında bilgi vermemektedir. Isı taşıma kabiliyetinin büyüklüğü için sıvı ısı taşıma parametresi ( $P_{ht}$ ) uygun bir ölçüdür.

$$P_{ht} = \rho_l \Delta k / \mu_l \quad (5.2)$$

$\rho_l$ : ısı borusu akışkanını yoğunluğu

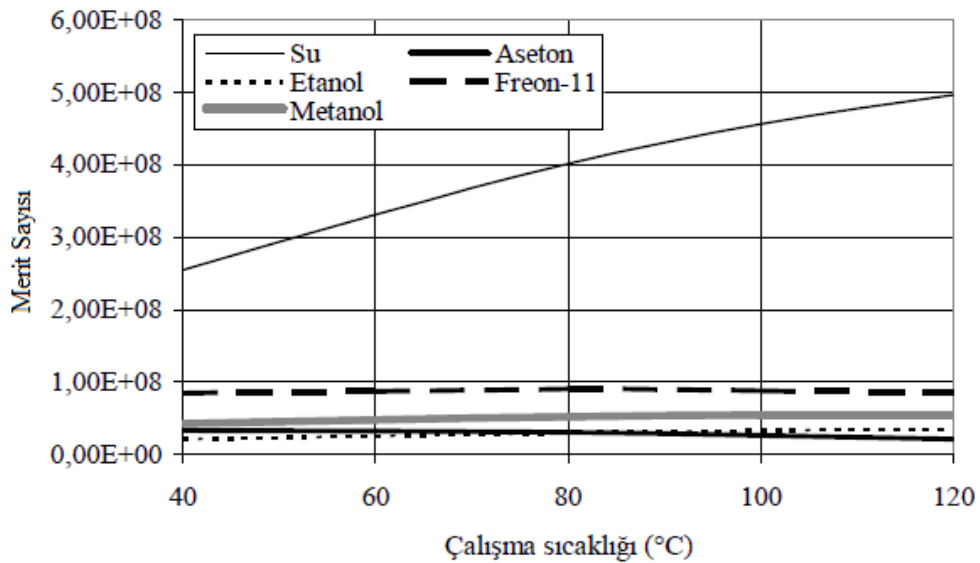
$\Delta$ : yüzey gerilimi

$k$ : buharlaşma ısısı

$\mu_l$ : sıvı vizkositesi

### 5.1.3. Isı borusunda kullanılacak çalışma akışkanı seçimi

Isı borularında kullanılacak akışkan seçiminde ilk önce dikkate alınacak konu çalışma sıcaklığıdır. Bu çalışmada baca gazlarında suya ısı aktarımı sağlanacağı için baca sıcaklığı ve ısının aktarılacağı su sıcaklığı dikkate alındığında ısı borusundaki iç sıcaklığın 40 ile 120 °C arasında olacağı beklenmektedir. Çizelge 5.1 incelendiğinde ısı geri kazanım sistemimizin çalışma sıcaklık aralığında (40–120 °C arasında) Su, Freon-11 Metanol, Etanol ve Aseton'un kullanılabilceği ilk öngörüdür.



Şekil 5.4. Çeşitli iş akışkanları için Merit sayısının sıcaklıkla değişimi

Akışkan seçiminde sadece sıcaklık aralığına bakmak yeterli olmamaktadır. Aynı zamanda akışkanın yoğunluğu, buharlaşma gizli ısısı, yüzey gerilmesi ve viskozitesini de dikkate alma zorunluluğu vardır. Bu özelliklerin tamamını içeren Merit sayısı tanımlanmıştır. Herhangi bir akışkan için Merit sayısının yüksek olması, ısı borusunda iş akışkanı olarak kullanılmasının daha uygun olduğunu gösterir.

Merit sayısına sıvı taşıma faktörü de denilmektedir . Bu çalışmada, ısı borusu içerisinde kullanılabilcek bazı iş akışkanları için Merit sayısının sıcaklıkla değişimi Şekil 5.4'te görülmektedir.

Isı borularında kullanılan akışkanların seçiminde ilk devreye girme kolaylığı da bir ölçüttür. Isı borulu sistemin, ilk çalıştırılmasında ısı borusunun devreye girmesinin

hızlı olması istenir. Bu ölçüt, literatürde Priming faktör (Pf) olarak adlandırılır ve yüzey gerilmesinin, sıvı yoğunluğuna oranı olarak tanımlanır (Dunn ve Reay, 1982).

$$P_f = \frac{\sigma_{sivi}}{\rho_{sivi}} \quad (5.3)$$

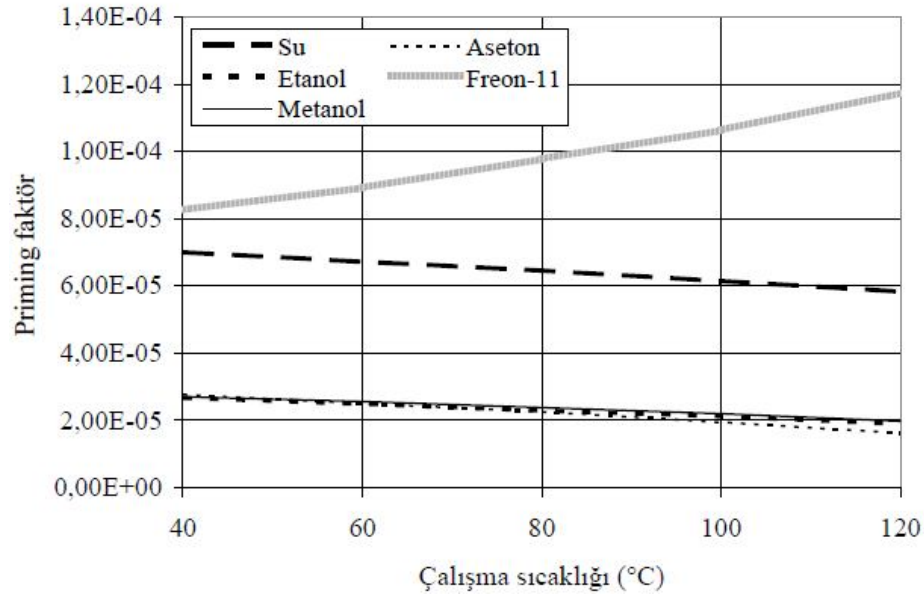
Farklı akışkanlar için bu faktörün değişimi Şekil 5.5'te verilmiştir. Bu şekil incelendiğinde sistemin ilk çalıştırılmasında incelenen akışkanlardan en önce devreye girecek olan ısı borusunun Freon kullanılan sistemler olduğu görülür. Freon'dan sonra gelen akışkan ise sudur. Diğer akışkanlar ise benzer bir davranış sergilemektedirler. Şekil 5.4 ve Şekil 5.5 incelendiğinde bizim çalışma şartlarımıza en uygun akışkanın su olduğu açıkça görülebilmektedir. Burada kullanılacak olan su, saf sudur. Saf su, buhar yoğunluğunun ve buharlaşma gizli ısısının yüksek olması, zehirleyici olmaması, çok ucuz olması gibi nedenlerden dolayı orta sıcaklıklarda çalıştırılacak ısı boruları için çok uygun bir akışkandır.

Suyun kullanıldığı sistemlerde ilk devreye girmesinde özellikle düşük sıcaklıklarda zorlukla karşılaşılabileceği de göz ardı edilmemelidir. Düşük sıcaklıklarda ilk devreye girmede gerekli aşırı ısıtma miktarı artmaktadır. Tanecik kaynamasının oluşabilmesi için gerekli aşırı ısıtma miktarı Noie-Baghban ve Majideian tarafından aşağıdaki eşitlik verilmiştir.

$$\Delta T = \frac{3,06\sigma_{\ell} T_v}{\rho_v h_{fg} \delta} \quad (5.4)$$

Burada  $\delta$  ısı tabaka kalınlığı olup 0,15 mm olarak alınabilir. Çalışma akışkanı olarak su kullanılması durumunda, ısı borusunun 45 °C çalışma sıcaklığında ihtiyaç duyduğu aşırı ısıtma miktarının 20 °C olduğu bildirilmiştir.





Şekil 5.5. Çeşitli akışkanlar için Priming faktörün sıcaklıkla değişimi

#### 5.1.4. Isı borusuna konulacak akışkan miktarı

Isı borusu içerisine şarj edilecek akışkan miktarı çeşitli limitler nedeniyle önemli olmaktadır. Literatüre göre toplam hacmin % 15-22'si oranında, veya evaporatör hacminin % 40-50'si oranında akışkan koyulabileceği bildirilmiştir. Literatürde verilen farklı akışkan miktarları yaklaşık olarak aynı miktarlara karşılık gelmektedir. Bu bilgilerden hareketle bu çalışmada, ısı borusu içerisine evaporatör hacminin % 50'si oranında akışkan konulması uygun görülmüştür.

#### 5.2. Fital veya Kılcal Yapısı

Bir ısı borusu için fitil seçimi, birçok faktöre bağlıdır. Bu faktörlerin çoğu, çalışma akışkanının özelliklerine yakından bağlıdır. Şüphesiz fitilin ilk amacı, çalışma akışkanını kondenserden evaporatöre taşımak için kılcal basıncı yaratmaktır. Ayrıca fitil, evaporatör civarındaki sıvıyı, ısı borusu tarafından ısının alınabileceği yerlere dağıtmaya yeterli olmalıdır. Çoğunlukla bu iki fonksiyon, özellikle yoğuşumun belirli

bir mesafe içerisinde; örneğin 1 m gibi sıfır yerçekiminde farklı şekildeki fitillere gereksinim gösterir.

Bir fitil tarafından üretilen maksimum kılcallık basınç farkı, gözenek büyüklüğünün azalmasıyla artar. Diğer bir istenen özellik olan fitil geçirgenliği, buna rağmen, gözenek büyüklüğünün artmasıyla artar. Homojen fitiller için, bir uzlaşma olan optimum gözenek büyüklüğü vardır. Bu şartlarda üç ana tip fitil vardır.

Yatay ve yerçekimi yardımcı ısı borularındaki düşük performanslı fitiller, 100 veya 150 meş gibi karşılaştırmalı olarak büyük gözenek büyüklüğüne sahip olmak suretiyle maksimum sıvı akımına izin verirler. Yerçekimine karşı pompalama kapasitesine gerek olduğu durumlarda küçük gözeneklere ihtiyaç vardır. Uzayda, büyüklük ve ihtiyaç duyulan genel yüksek güç kapasitesi üzerindeki zorunluluklar, aksenel sıvı akımı için homojen olmayan fitil veya küçük gözenek yapıları ile yardım edilen arteri fitillerini gerekli kılar.

Optimize edilmesi gereken, fitilin diğer bir özelliği de kalınlığıdır. Isı borusunun ısı transfer kapasitesi fitil kalınlığını artırmak suretiyle yükseltilir. Buna rağmen, bu şekilde yaratılan fitilin artırılmış radyal ısı direnci, artırılmış kapasiteye karşı çalışabilir ve izin verilen maksimum evaporatör ısı akısını azaltabilir.

Evaporatördeki toplam ısı direnci, ayrıca fitildeki çalışma akışkanının ısı iletkenliğine bağlıdır. Çizelge 5.2 çeşitli fitil/çalışma akışkanı kombinasyonları için evaporatör ısı akımının ölçülen değerlerini vermektedir. Fitilin, diğer gerekli özellikleri, çalışma akışkanı ile uyumluluk ve ıslanabilmedir. Isı borusunun duvar şekline kalıplanmak için kolaylıkla şekil verilebilmelidir. Tekrarlanabilir performansı elde etmeye yardım eden bir şekilde ve ucuz olmalıdır.

Homojen denilen fitiller birçok şekil alırlar. Meşler, köpükler, keçeler, fiberler ve sinterlerdir. Diğer tipler, oluklar ve çevresel sıvı dağılımı için fitilleriyle birleşebilen arteri fitilleridir.

Çizelge 5.2. Isı borusunda ölçülmüş radyal evaporatör ısı akılan (Çizelgedeki değerler, sınırlayıcı değerler değildir.)

Çalışma Akışkanı	Fitil	Buhar Sıcaklığı (°C)	Radyal Isı Akısı (W/cm <sup>2</sup> )
Helyum	s/s meş	-269	0,09
Nitrojen	s/s meş	-163	1,0
Amonyak	Çeşitli	20 – 40	5 – 15
Etanol	4x100 meş s/s	90	1,1
Metanol	Nikel köpük	25 – 30	0,03 – 0,4
Metanol	1x200 meş	25	0,09
Metanol	1x200 meş (baş-2.5 cm)	25	0,03
Su	Çeşitli	140 – 180	25 – 100
Su	Meş	90	6,3
Su	100 meş s/s	90	4,5
Su	Sinterli bakır	60	8,2
Merkür	s/s meş	360	180
Potasyum	s/s meş	750	180
Potasyum	Çeşitli	700 – 750	150 – 250
Sodyum	s/s meş	760	230
Sodyum	Çeşitli	850 – 950	200 – 400
Sodyum	3x65 meş s/s	925	214
Sodyum	508x3600 meş s/s	775	1250
Lityum	Niobyum %1 Zirkonyum	1250	205
Lityum	Niobyum %1 Zirkonyum	1500	115
Lityum	SGS Tantal	1600	120
Lityum	W-26 Re yivli	1600	120
Lityum	W-26 Re yivli	1700	120
Gümüş	Tantal %5 Tungsten	-	410
Gümüş	W-26 Re yivli	2000	155

Bir tanesi fitilli, diğeri fitilsiz olan ve çalışma akışkanı olarak su kullanılan iki tip ısı borusu incelenmiştir. Isı borusu yataydan farklı açılarda 30°,60° ve 90° konumlandırılmıştır. Sonuçlardan fitilli ısı borusunun, fitilsiz ısı borusu ile karşılaştırıldığında toplam ısı transferi katsayısı bakımından sıcaklık aralığına performansının daha iyi olduğu gözlemlenmiştir. (Sait and Akashe, 1999).

### 5.2.1. Homojen yapılar

Mevcut olan fitil şekillerinden meşler ve tivil (twill; kabarık ve çapraz dokunmuş kumaş), en çok yaygın olanlarıdır. Bunlar çeşitli gözenek büyüklüklerinde ve malzemelerinde imal edilirler.

Malzemeler paslanmaz çeliği, nikeli, bakır ve alüminyumunu kapsar. Çizelge 5.3, çeşitli meşler ve tiviller için ölçülmüş gözenek büyüklüklerini ve geçirgenlikleri göstermektedir. Homojen metal köpüklerini ve özellikle keçelerini kullanarak imal edilen homojen fitiller, gittikçe artan bir şekilde daha faydalı olmaktadır ve montaj sırasında keçe üzerindeki basıncı değiştirmek suretiyle değişen gözenek büyüklükleri elde edilebilir.

Çizelge 5.3. Fitil gözenek büyüklüğü ve geçirgenlik verileri

Meş Büyüklüğü ve Malzemesi	İnce Boru Yüksekliği (mm)	Gözenek Yarıçapı (mm)	Geçirgenlik	Gözeneklilik
Cam lif	25,4	-	$0,061 \times 10^{-11}$	-
Toz Nikel 200 $\mu$	24,6	0,038	$0,027 \times 10^{-10}$	-
Toz Nikel 500 $\mu$	>40	0,004	$0,081 \times 10^{-11}$	-
Nikel lif 0,01 mm	>40	0,001	$0,015 \times 10^{-11}$	68,9
Nikel keçe	-	0,017	$6 \times 10^{-10}$	89
Nikel köpük	-	0,023	$3,8 \times 10^{-9}$	96
Bakır köpük	-	0,021	$1,9 \times 10^{-9}$	91
Toz Bakır (sinterli)	156,8	0,0009	$1.74 \times 10^{-12}$	52
Toz Bakır 45-56 $\mu$	-	0,0009	-	28,7
Toz Bakır 100-125 $\mu$	-	0,0021	-	30,5
Toz Bakır 150-200 $\mu$	-	0,0037	-	35
Nikel 50	4,8	-	-	62,5
Bakır 60	3	-	$8,4 \times 10^{-10}$	-

Fiber malzemeler, ısı borusunda çok fazla kullanılmaktadır ve bu malzemeler küçük gözenek büyüklüklerine sahiptirler. Seramik fiberlerin az katılığa sahip olması ve genellikle, bir metal meş gibi sürekli bir desteğe ihtiyaç duymaları, çok büyük bir dezavantajdır. Bundan dolayı, fiber, çalışma akışkanı ile kimyasal olarak uygun olabilir iken, destek veren malzemeler probleme neden olabilir.

Sinterlenmiş tozlar, birçok metallerde, küre şekillerde mevcuttur. İlave edilmiş sıvı akımı kapasitesi için muhtemelen daha büyük arterilerini bir araya getiren ince gözenek yapıları yapılabilir.

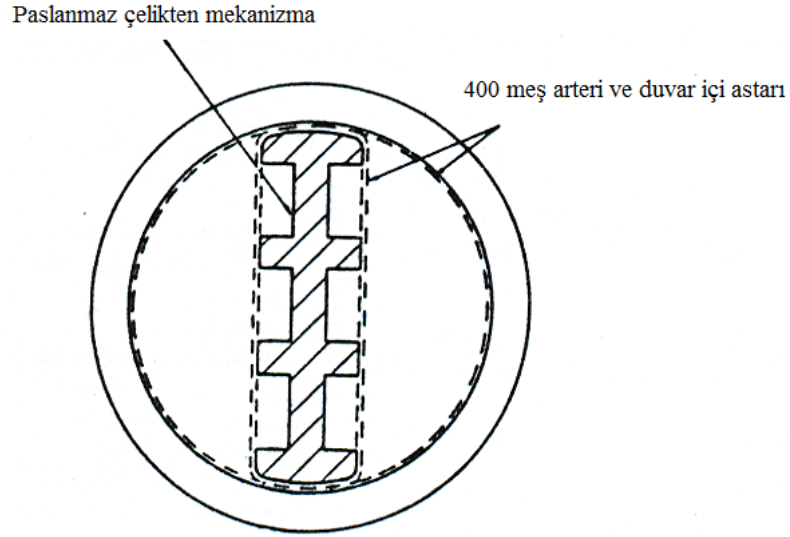
Bakır malzemede, ince uzunlamasına kanallar ve bakırda oluklu duvarlar üretmek için süzme işlemi kullanılmaktadır ve alüminyum ısı boruları, sıfır yerçekimindeki çevrelerde ısı boruları için uygulanmaktadırlar. Genelde oluklar, dünyadaki yerçekimi uygulamalarında önemli kılcal basınç farklarını desteklemeye yeterli değildir. Ayrıca süpürme, eksenel ısı akımını sınırlayabilir.

### 5.2.2. Arteri fitiller

Arteri fitiller, uzay araçları için yüksek performanslı ısı borularında gereklidir. Bu durumlarda ısı borusuna olan sıcaklık gradyanları genellikle düşük ısıl iletkenlikli çalışan akışkanların kötü etkisine karşı koymak için minimize edilmek zorundadırlar. IRD'de geliştirilmiş olan bir arteri fitil Şekil 5.6'da gösterilmiştir. Bu durumda ısı borusunun çapı 5,25 mm'dir. Avrupa Uzay Birliği için geliştirilmiş olan bu ısı borusu, 1 m'lik mesafede toplam sıcaklık düşümü 6 °C'yi geçmeyecek bir şekilde, 15 W ısı nakletmek için dizayn edilmiştir. Duvar malzemesi alüminyum alaşımıdır ve çalışma akışkanı asetonur.

Bu fitil sisteminin amacı, minimum basınç düşümlü, boru boyunca sıvı naklini elde etmektir. Yüksek sürüklenme kuvveti, altı arteriyi ince bir perde (elek) ile kapama suretiyle başarılmıştır.

Arteri fitilinin tam ısı nakil potansiyeline ulaşmak için arteri, buhar boşluğundan tamamıyla kapatılmış olmalıdır. Maksimum kılcal sürüklenme kuvveti, bundan dolayı, perdenin gözenek büyüklüğü vasıtasıyla tayin edilmektedir. Bundan dolayı çok iyi kalite kontrolü, arterinin başarı ile kapatılmasını ve perdenin tahrip edilmemesini temin etmek için imalat sırasında gereklidir.



Şekil 5.6. IRD'de geliştirilmiş arteri fitili

Arteri ısı borularının dizaynındaki ilave bir faktör de arterilerin buhar ve gaz ile tıkanmasıdır. Eğer bir buhar veya gaz kabarcığı, arteri içinde meydana gelirse veya arteriye salıverirse o zaman nakil kapasitesi ciddi olarak azalır. Gerçekten, eğer kabarcık arteriyi tamamen tıkarsa o zaman ısı nakil kapasitesi arterinin efektif kılcal yarıçapına bağlı olur yani, açık arterinin efektif durumu vardır. Bu şartı müteakip, arteriyi tekrar kullanmaya hazırlamak için ısı yükü, açık arteri ile ilgili olan maksimum kapasitenin altındaki bir değere azaltılmalıdır.

Arteri ısı borusundaki, fitil dizaynı ve çalışan akışkan özelliklerinden istenenler aşağıdaki gibidir. Çalışma akışkanı, yoğunlaşmayan gazların arteriyi tıkama tehlikesini minimize etmek için doldurulmadan önce gazlardan tamamıyla arındırılmalıdır. Arteri, habbecikleri kaynamayı önlemek için duvarla temasta olmamalıdır. Başarısızlık durumuna izin vermemek için gerekenden fazla birkaç arteri verilmelidir. Eğer uzay aracına uygulanırsa arterinin tekrar doldurulması, yerçekiminin olduğu bir çevrede yapılmalıdır.

### 5.2.3. Doymuş fitillerin ısı direnci

Hem fitilin hem de çalışma akışkanlarının istenen özelliklerinin açıklanmasında ifade edilen bir özellikte ısı iletkenliğidir. Çeşitli tipteki doymuş fitillerin ısı iletkenliğini tahmin etmek için ifadeler mevcuttur ve bunlar aşağıda açıklanmıştır. İletkenlik, müsaade edilen fitil kalınlığını tespit etmede önemli bir faktördür.

#### 5.2.3.1. Meşler

Gorring ve Churchill, aşağıdaki gibi üç kategoriye bölünmüş olan heterojen malzemelerin ısı iletkenliğinin tespit edilmesi için, çözümler sunmaktadır; dağıtıcılar, paketlenmiş yataklar, sürekli çiftler. Meş için, tatmin edici bir çözüm verilmemiştir. Çünkü meş, dağıtmanın sınırlayıcı bir durumudur, yani partiküller temastadır, fakat sıkıca paketlenmiş değildirler. Buna rağmen, dağıtıcıların iletkenliği, paketlenmiş yataklarinkinden daha az olduğundan dolayı, meşin iletkenliği için tahmin, düzenli silindirin kare şeklindeki bir sırasından meydana gelen bir dağıtıcının efektif iletkenliği için, Rayleigh'in formülü kullanılarak yapılabilir.

$$k_w = \left( \frac{\beta - \varepsilon}{\beta + \varepsilon} \right) k_\ell \quad (5.5)$$

Burada;  $\beta = \frac{\left( 1 + \frac{k_s}{k_\ell} \right)}{\left( 1 - \frac{k_s}{k_\ell} \right)}$

$k_s$ : Katı fazın ısı iletkenliği

$k_\ell$ : Sıvı fazın ısı iletkenliği

$\varepsilon$  : Katı fazın hacim oranıdır.

### 5.2.3.2. Sinterlenmiş fitiller

Sinterlenmiş bir fitilin, tam geometrik şekli partiküllerin rastgele dağılımından ve sinterleme sırasında meydana gelen, değişen deformasyon ve fizyon derecesinden dolayı, bilinmemektedir. Bu nedenle, sinterlenmiş fitilin, rastgele büyüklükteki sıvı kürelerin rastgele bir dağılımını ihtiva eden sürekli bir katı faz ile temsil edilmesi tavsiye edilir.

Maxwell, böyle bir heterojen maddenin ısı iletkenliğini veren bir ifadeyi türetmiştir.

$$k_w = k_s \left[ \frac{2 + k_\ell / k_s - 2\varepsilon (1 - k_\ell / k_s)}{2 + k_\ell / k_s + \varepsilon (1 - k_\ell / k_s)} \right] \quad (5.6)$$

Gorring ve Churchill, bu ifadenin, deney neticeleri ile oldukça iyi bir uyum içinde olduğunu göstermektedir.

### 5.2.3.3. Oluklu fitiller

Olukları radyal ısı direnci, evaporatör ve kondenser kısımlarında, aşırı bir şekilde farklıdır. Bu, ısı transferi mekanizmalarındaki farklılıklar nedeniyle, meydana gelmektedir. Evaporatörde, oluk uçları ısı transferi işleminde, aktif bir rol oynamazlar. Muhtemel ısı akım hattı, oluk üzerinden ısı iletimi, bir sıvı filminin, eni boyunca, ısı iletimi ve sıvı buhar ara yüzeyindeki buharlaşmadır.

Kondenser kısmında, oluklar yoğuşma dolu olacak ve oluk uçları, ısı transferi işleminde aktif bir rol oynayacaktır. Oluk uçlarındaki bir sıvı film birikintisi, ısı akımına, ana direnç sağlayacaktır.

Sıvı filminin kalınlığı, yoğuşma oranının ve çalışma akışkanının ısılatma özelliklerinin bir fonksiyonudur.

Joy ve Eggers ve Serkiz, oluk boyunca bir boyutlu ısı iletimi ve oluk civarında, sıvının eni boyunca, buharlaşmanın meydana geldiği sıvı/buhar ara yüzeyine, bir boyutlu ısı iletimini kabul eden benzer modeller teklif etmişlerdir.



Sıvıda, ortalama ısı akımı uzunluğu, kanal genişliğinin dörtte biri olarak alınmaktadır ve ısı akım alanı ise, kanalın yarıçapı girdi uzunluğu olarak alınır.

Bundan dolayı;

$$\frac{\Delta T}{Q} = \frac{a}{k_s N f \ell_e} + \frac{1}{4k_\ell \ell_e N} + \frac{1}{h_e \pi b N \ell_e} \quad (5.7)$$

Burada;

N: Kanalların sayısı

a: Kanal derinliği

b: Kanal yarıçapı

f: Kanatçık kalınlığıdır (Oluk genişliği),

Kosowski ve Kosson, çalışan akışkanlar olarak Freon 21, Freon 113 ve amonyak kullanarak, alüminyum oluklu bir ısı borusunun, maksimum ısı taşınım kapasitesinin ve radyal ısı direncinin, ölçümlerini yapmışlardır.

Buharlaştırma terimi küçüktür ve dirence en büyük katkı, sıvı ısı iletimi terimidir. Teori ve deney karşılaştırıldığında, sonuçlar, teorinin ısı iletim direncinin önemli bir miktarda (%50 ile 300) daha fazla tahmin edildiğini, göstermiştir. Bundan dolayı; b/2 yerine, integre edilmiş (toplanmış) ortalama ısı akımı uzunluğu  $(1-\pi/4)b$ 'yi kullanmak daha doğru olacaktır.

Böylece, 
$$\frac{\Delta T}{Q} = \frac{\left(1 - \frac{\pi}{4}\right)}{2k_\ell \ell_e N}$$

Görevi ve buhar boşluğuna izin verilebilen sıcaklık düşümlerini bilinerek, çeşitli geometriler ve çalışma akışkanları için, birçok oluklar hesaplanabilir.

Isı borusu kondenser kısmında veya kanallar meş ile kaplı olduğu zaman, kanatçık uçları, ısı transfer işleminde aktif bir rol oynarlar ve kanallar tamamıyla doludur. Bu durumda, paralel ısı iletimi denklemi kullanılır.

$$k_w = k_s \left\{ 1 - \varepsilon \left( 1 - \frac{k_\ell}{k_s} \right) \right\} \quad (5.8)$$

Burada;

$\varepsilon$  : Sıvı boşluk oranıdır ve  $\varepsilon = \frac{2b}{2b + f}$  olarak verilir.

Burada; f: kanatçık kalınlığıdır.

#### 5.2.4. Kap

Kabın görevi, çalışma akışkanını dış çevreden korumaktır. Bundan dolayı, herhangi bir delik olmamalı, duvarları ile basınç farkını korumalı, çalışan akışkana ve çalışan akışkandan ısının transferine yardım etmelidir.

Kap malzemesinin seçimi, birçok faktöre bağlıdır. Bunlar aşağıda verilmiştir.

- Uygunluk (hem çalışma akışkanı ile hem de dış çevre ile),
- Mukavemetin ağırlığa oranı,
- Isıl iletkenlik,
- Kaynaklanabilme, talaşlı işlenebilmesi, uzayıp genişleyebilme özelliği dahil imalat kolaylığı,
- Gözenekliği,
- Islanabilirliği.

Uzay aracı uygulamalarında, yüksek mukavemet/ağırlık oranı, daha önemlidir ve malzeme, ısı borusuna gazın difüzyonunu önlemek için gözeneksiz olmalıdır. Yüksek ısı iletkenlik, ısı kaynağı ile fitil arasındaki minimum sıcaklık düşümünü sağlar. Bazı kap malzemelerinin ısı iletkenliği Çizelge 5.4'te verilmiştir.

Çizelge 5.4. Kap malzemelerinin ısı iletkenliği

<b>Malzeme</b>	<b>Isı İletkenliği (W/m°C)</b>
Alüminyum	205
Pirinç	113
Bakır	394
Cam	0,75
Nikel	88
Yumuşak Çelik	45
Paslanmaz Çelik	17,3
Teflon	0,17

### 5.2.5. Uygunluk

Uygunluk, çalışma akışkanının, fitilin ve ısı borusunun dış kabının seçimi ile ilgili çeşitli araştırmalar yapılmıştır. Buna rağmen, bazı özellikler çok önemlidir ve burada, özel olarak tekrar gözden geçirilecektir.

Uyumsuzluğun iki ana sonucu, korozyon ve yoğuşmayan gaz üretimidir. Eğer duvar veya fitil malzemesi çalışma akışkanı içinde çözülebilir ise muhtemelen kondenser ile evaporatör arasında kütle transferi meydana gelecektir ve katı maddeler evaporatör üzerinde birikecektir. Bu, ya yerel sıcaklık bölgelerin meydana gelmesine ya da fitilin gözeneklerinin dolmasıyla sonuçlanır. Yoğuşmayan gaz üretimi muhtemelen, ısı borusu bozulmasının en yaygın göstergesidir ve yoğuşmayan gazlar gittikçe tıkanmakta olan ısı borusunun kondenser kısmında toplanmaya yoğunlaştıkça gaz/buhar ara yüzeyinde meydana gelen keskin sıcaklık düşümü nedeniyle tespit edilmesi kolaydır.

Paslanmaz çelik, uygunluk açısından aseton, amonyak ve sıvı metaller gibi çarşılma akışkanları ile kullanmak için uygun bir kap ve fitil malzemesidir. Paslanmaz çeliğin, düşük ısı iletkenliği bir dezavantajdır ve bu özelliğin önemli olduğu durumlarda, bakır ve alüminyum kullanılır. Bakır, çalışma akışkanı olarak su kullanan, toplu üretilen birimler için özellikle kullanılabilir. Plastik, kap malzemesi olarak kullanılmaktadır ve çok yüksek sıcaklıklarda seramikler ve tantalum gibi ateşe dayanıklı metaller ciddi olarak düşünülmektedir. Isı borusu duvarında, esneklik derecesini anlamak için paslanmaz çelik körükler kullanılmaktadır ve elektrik izolasyonunun önemli olduğu durumlarda seramik veya cam-metal sızdırmazı kullanılır. Bu, elektriksel

olarak iletken olmayan fitillerle ve çalışma akışkanları ile müşterek bir şekilde kullanılmalıdır.

### **5.2.6. Akışkan stoku**

Uzayda kullanılmak için küçük ısı boruları ve ünitelerini düşündüğümüz zaman önemli olan ısı borusu dizaynı özelliği, çalışma akışkanı stokudur. Fitili doyurmak için gerekli olandan biraz daha fazla çalışma akışkanı dahil etmek yaygın uygulamadır. Fakat buhar boşluğunun küçük olduğu zaman yoğuşmayan gazların mevcut olması durumuna benzeyen bir şekilde, fark edilebilir bir sıcaklık gradyanı kondenserde mevcut olabilir. Bu kondenserin efektif uzunluğunu azaltır, bundan dolayı ısı borusu performansını kötüleştirir.

Aşırı akışkan diğer bir alıkoyucusu, uzaydaki ısı borularına özgüdür. Yerçekiminin olmadığı yerde akışkan, buhar boşluğuna hareket edebilir. Bu da uzay aracının dinamiğini etkileyecektir. Eğer çalışma akışkanında bir eksiklik varsa, ısı borusu, arteriyi doldurmak için yeterli olmaması dolayısıyla başarısız olabilir. Bu, homojen fitillerde o kadar kritik değildir, çünkü gözeneklerin bazıları hala kılcallık etkisini yaratmaya yeterli olacaktır.

### **5.2.7. Isı Borusu Üretim Aşamaları**

Isı borusu ve ısı borusu gurubunun imalatı gerçekleştirilirken, akışkan ve malzeme seçiminde;

- Boruların hazırlanması, kesimi, temizlenmesi,
- Eğer kullanılacak ise fitil malzemesinin seçimi, hazırlanıp yerleştirilmesi,
- Uçların kapatılması (kaynak işlemleri), vakumlama ve akışkan doldurma ağzının bırakılması,
- Vakuma alma işleminin her bir ısı borusu için uygulanması,
- Doldurma işlemlerinin her bir akışkan için tasarlanan miktarda akışkan ile gerçekleştirilmesi,

- Her işlem basamağında gerekli temizleme işlemlerinin yapılması,
- Isı borularının test edilmesi gibi işlemler sırasıyla uygulanır (Dunn and Reay, 1982).

### 5.2.8. Tekrar doldurma

Arteri tip fitile sahip olan ısı borularında, çalışma akışkanı kalmazsa otomatik olarak tekrar arteri doldurabilmeyi temin etmek gereklidir.

Tekrar doldurabilmesini temin etmek için arterinin maksimum çapını hesap etmek mümkündür.

Kılcallık ile başarılabilen maksimum tekrar doldurma yüksekliği,

$$h + h_c = \frac{\sigma_\ell \cos \theta}{(\rho_\ell - \rho_v)g} \times \left( \frac{1}{r_{p1}} + \frac{1}{r_{p2}} \right) \text{ ile verilmiştir.}$$

Burada,

$h$ : Arterinin tabanına olan düşey yükseklik

$h_c$ : Arterinin en üst noktasına olan düşey yükseklik

$r_{p1}$ : Tekrar doldurma meniskus eğrisinin birinci ara yarıçapı

$r_{p2}$ : Tekrar doldurma meniskus eğrisinin ikinci ara yarıçapı

Tekrar doldurma için eğrinin ikinci ara yarıçapı çok büyüktür.

Silindirik bir arteri için,  $h_c = d_a$  ve  $r_{p1} = d_a/2$

Burada;

$d_a$ : arteri yarıçapıdır.

Bundan dolayı denklem;  $h + d_a = \frac{2\sigma_\ell \cos \theta}{(\rho_\ell - \rho_v)gd_a}$  haline gelir. Buradan da;

$$d_a = \frac{1}{2} \sqrt{h^2 + \frac{8\sigma_\ell \cos \theta}{(\rho_\ell - \rho_v)gd_a}} - h \text{ bulunur.}$$

### 5.2.9. Isı borusunda ilk çalıştırma yöntemi

Isı borusunun ilk çalışma davranışını tahmin etmek zordur ve birçok faktöre bağlı olarak çok miktarda değişebilir. Çalışma akışkanının ve fitili davranışının ve konfigürasyonun, ilk çalıştırma performansı üzerine etkileri, kalite bakımından araştırılmıştır ve ilk çalıştırmanın genel tanım şartları elde edilmiştir.

İlk çalıştırma sırasında buhar, evaporatörden kondensere ısı transfer etmek için rölatif olarak yüksek bir hızda akmalıdır ve merkez kanalındaki basınç düşümü büyük olacaktır. Isı borusundaki eksenel sıcaklık gradyanı, buhar basınç düşümü ile tespit edildiğinden, evaporatörün sıcaklığı başlangıçta kondenserin sıcaklığından çok daha yüksek olacaktır. Evaporatör tarafından ulaşılan sıcaklık, kullanılan çalışma akışkanına bağlı olacaktır. Isı girdisi yeterince büyük ise sıcaklık cephesi kademeli olarak kondenser kısmına doğru hareket edecektir. Normal ısı borusu ilk çalıştırmasında evaporatörün sıcaklığı, sıcaklık cephesi kondenserin sonuna ulaşıncaya kadar birkaç derece artacaktır. Bu noktada kondenser sıcaklığı, boru yapısı hemen hemen izotermal oluncaya kadar artacaktır. Lityum veya sodyum, çalışma akışkanı olarak kullanıldığı zaman bu işlem, ısı borusu çok kızdığı durumdaki sıcaklık seviyelerinde meydana gelir ve hemen hemen izotermal davranış görünür.

İlk çalıştırma sırasında bazı anlarda, buhar yoğunluğunun düşük olduğu ve buhar hızının yüksek olduğu zaman sıvının evaporatöre dönmesi önlenemez. Bu muhtemelen, sıvı transferi için gözenekli ortam kullanılması yerine açık dönüş kanalları kullanıldığı zaman meydana gelir.

Isı borusu ilk çalışması hakkındaki Van Andel tarafından yapılan son günlerdeki bir çalışma, yeterli ilk çalıştırmayı meydana getirebilmeyi teminine yardımcı olacak bazı miktarsal bağıntıları elde etmeye yardımcı olmuştur. Bu, yanmanın meydana gelmediği kritere dayalıdır, yani, ısıtılmış bölgelerdeki doyma basınçları maksimum kılcal kuvveti aşmamalıdır. Eğer yanmanın olmasına izin verilirse, fitilin kurummasını doğurur; bu da sıvının dönüş akımını yasaklar.

İlk çalıştırma şartı arasındaki, maksimum izi verilebilir ısı girdisi oranı aşağıda verilen eşitlikle bulunur.

$$Q_{\max} = 0.4\pi r_c^2 \times 0.73L(P_E \rho_E)^{1/2} \quad (5.9)$$

$r_c$ : Buhar kanal yarıçapı

$L$ : Buharlaştırma gizli ısısı

$P_E$ : Evaporatördeki buhar basıncı

$\rho_E$ : Evaporatördeki buhar yoğunluğu

Elektronik bir parçanın soğumasında veya frenlerin soğumasındaki örneklerdeki gibi çok fazla çalışma ve durma hareketlerinin olması gerekebilen bir uygulamada, bir ısı borusu kullanıldığında ilk çalıştırma kriterini karşılamak önemlidir. Problemin bertaraf edilebileceği bir yol, birinci soğutma rolü gerektiği zaman, küçük bir ısı borusuna bağlanmış ilave bir ısı kaynağı kullanmaktır. Bundan dolayı, ilk çalıştırma işlemlerinin sayısını azaltır. Gaz doldurulmuş ısı borularının ilk çalıştırma zamanı daha çabuktur (Silverstein, 1992).

## BÖLÜM 6

### ISI BORULARINDAKİ GELİŞMELER

Fitilli döngülü ısı borularının silindirik evaporatörü için aksenal simetrik iki boyutlu matematiksel model geliştirilerek, kılcal poroz yapıdaki ısı transferi ve evaporasyonu modellemek için sıvı-buhar ara yüzeyi ile akış alanı etkileşiminin ara yüzeyin konumu ve eğri yüzeyin eğimine etkisi incelenmiştir. Düşük ve orta değer ısı akılarını süreksiz ve sürekli şartlardaki akış alanları bulunmuştur. “Ters Eğri Yüzey Tipi ” evaporatör için oto hareketli mekanizma doğrulanmıştır. Isı akısının etkisi detaylı bir şekilde incelenmiştir (Ren, Wu and Hu, 2007).

Çift fazlı ısı kontrol aygıtları olarak döngülü ısı borularının uzay yolculukları için uygulanması düşünülmüş ve birçok uzay aracında başarılı bir biçimde kullanılmıştır. Bundan dolayı tasarım, minyatürleştirmede, amonyak gibi zararlı çalışma akışkanlarının kullanımı gibi konular hala endişe teşkil etmektedir. Bu endişelerle yüzleşmek amacıyla minyatürleştirme ve alternatif bir çalışma akışkanının kullanımını araştırılmıştır. Çalışma akışkanı aseton, 70 W kapasiteye kadar aktif uzunluğu kısaltılmış kılcal evaporatörlü döngülü ısı borusu imal edilerek denenmiş ve iyi bir ısı performans elde edilmiştir. Döngülü ısı borusu özellikle daha az zararlı çalışma akışkanı kullanımı ve belirli geometrik karakteristiklerinden dolayı gelecekteki uzay yolculuğu uygulamaları için güvenilir bir ısı yönetim aygıtı olduğu görülmüştür (Riehl and Dutra, 2004).

Hava içerisinde tel elekli ısı borusuna ait doğal konveksiyonla soğutulan kondenser bölgesi ve zorlanmış konveksiyon ile ısıtılan evaporatör bölgesinin ısı direnç ağı yaklaşımıyla analitik modelin geliştirilmiştir. Model, kondenser ve evaporatörün dış yüzeyindeki ısı dirençleri, ısı borusu içindeymiş gibi hesaplar. Test donanımı, ısı borusunun ısı performansı değerlendirilerek geliştirmiştir. Çalışma parametrelerinin etkileri deneysel olarak değerlendirilerek deney sonuçları analitik modelle karşılaştırılmıştır. Isı transfer katsayılarının, evaporatör ve kondenserin dış



yüzeylerindeki öngörülen model ile deneysel sonuçların uyduğu görülmüştür. (Kumar, Gangacharyulu and Tathgir, 2007).

Düz ısı borusunun ısı performansının üç boyutlu analizi yapılmıştır. (Carbajal, Sobhan, Peterson, Quehillalt and Wadley, 2007).

Buz yapıcı veya emici su soğutucusu içindeki ısı boruları incelenmiştir. Deneysel sonuçlar emici soğutucuların çok etkili olduğunu göstermiştir. Sistemlerin ilk örneği küçük ölçekli silika jel-su emici su soğutucusu ile soğutma güç oranı 10 kW dır. Sistem 60-100 °C sıcak su ile çalıştırılabilir. Bu emici soğutucu güneş enerjili iklimlendiricide kullanılmıştır. İkinci örnekte silika jel-su emicili oda iklimlendiricisi 80 °C sıcak su ile çalışmaktadır. Sistem çok karmaşıktır. Mikro kombine ısıtma ve soğutma çevriminin yakıt hücrelerinin potansiyel uygulamaları için önerilmiştir. Sistemin etkinlik katsayısı (COP) 0.3'ün üzerinde soğutma gücü yaklaşık 1 kW 'tır. Üçüncü örnekte ise balıkçı botlarındaki buz yapıcılar için ısıtma veya soğutma emicisinde bölünmüş ısı boruları kullanılmıştır. Bu teknolojinin uygulanmasında, yüksek ısı transfer performansı için tuzlu su ile soğutma fazında ve egzoz gazları ile ısıtma fazında emicinin korozyonundan kaçınılmalıdır. Isı borusu içindeki fitillerin düzenine dikkat edilmiştir. Sistem testlerinde kompozit emici (Kalsiyum Klorid ve aktif edilmiş Karbon)-amonyak emme çiftinin kullanılması özel soğutma gücünün -15 °C'de 730 W/kg'den daha fazla olduğunu göstermiştir.

Sürekli uygulamalar için yerçekimli ısı boruları incelenmiştir (Mazet, Bonnissel and Wagner, 2001).

Üç boyutlu içten kanatçıklı çelik-su ısı borusundaki ısı transfer performansının deneysel çalışması gerçekleştirilmiştir. Isı borusunun ısı transfer performansını etkileyen başlıca parametreler; çalışma sıcaklığı, ısı akısı, eğim açısı, çalışma akışkanı doyma oranı (buharlaşma hacmi ile tanımlanan) incelenmiştir. Deneysel durumlar içinde (çalışma sıcaklığı 40-95 °C, ısı akısı 5.0-40 kW/m<sup>2</sup>, eğim açısı 2-90°) 3 boyutlu içten kanatçıklı ısı borusu içerisindeki buharlaşma ve yoğuşma ısı transfer katsayılarının aynı koşullarda düz yerçekimli ısı borusuyla karşılaştırıldığında sırasıyla %50-100'den %100-200'e arttığı bulunmuştur. Bununla birlikte, iç duvar üzerindeki üç boyutlu

kanatçıkların özel yapıları, ısı borusunun iç ısıl direncinde önemli azalmaya ve ısı transfer performansında artışa sebep olmuştur (Liao, Jen, Chen, Li and Cui, 2006).

Isı borusu uygulamalarında çeşitli parçaların ısıl devresi dikkate alındığında süreksiz ısı borusu davranışları ilk olarak adi diferansiyel denklem şeklinde tanımlanır. Çalışma akışkanının termodinamik çevrim altında T-s diyagramı elde edilmiştir. Isı borusu boyutları, ısı borusunun malzemesi ile termodinamik çevrime göre uyumlu olmalıdır. İlk kez burada boyutsuz sayılar ile açıklanmıştır. Önceki deneysel ve nümerik çalışmalar ile şu anki termodinamik teori karşılaştırıldığında, ısı borusunun dizaynının sadeleştirilmesi konusunda fikir verebilir (Faghri, 1997).

10000 g kadar merkezkaç ivmesiyle yüksek hızda döner ısı borusunun performansı tahmin edilerek yeni tamamlanan model geliştirilmiştir. Kondenser içinde akış ve ısı transferi konvansiyonel değiştirilmiş Nusselt film yoğuşma yaklaşımı kullanılarak modellenmiştir. Evaporatör içindeki ısı transferi değiştirilmiş Nusselt film buharlaşma yaklaşımı kullanılarak önceden modellenmiştir. Bunlar, sıvı tabakası (filmi) içindeki doğal taşınım geniş akışkan yükleri ve yüksek ivmelerde önemli olur. Sadeleştirilmiş buharlaşma modeli dahil karma taşınım geliştirilmiş ve tabaka yoğuşma modeli ile birleştirilmiştir. Modelin tahminleri mevcut deneysel veriler ile makul olmuştur. Isı borusu performansına çalışan akışkanın yükü, dönme hızı ve boru geometrisinin etkileri incelenmiştir (Song, Ewing and Ching, 2003).

Buharlaşma işlemini hızlandırmak amacıyla Isıtılmış yüzeye sinterlenmiş bakır tozu tabakası uygulanarak, deneysel ve teorik olarak düz plakalı ısı borusunun performans ve mekanizması incelenmiştir. Isı borusunun yönünün, sinterlenmiş tabakanın kalınlığının, çalışma akışkanının miktarının, düz plakalı ısı borusunun performansı üzerindeki etkisi farklı ısı akılarında, çalışma akışkanı miktarında ve yönlerinde deneysel olarak hesaplanmıştır. Bazı kabuller altında bir teorik model önerilmiştir. Bu modelle düz plakalı ısı borusunun dinamik davranışı ve zamandan bağımsız (sürekli rejimdeki) performansı incelemiştir. Geliştirilen model ve simülasyon metodu deneysel sonuçlarla sınıanmıştır. Simülasyonlar düz plakalı ısı borusunun dinamik davranışının geometrik parametreler, çalışma akışkanının miktarı ve yönden etkilendiğini göstermiştir. Isıtılmış yüzey üzerindeki sinterlenmiş poroz tabaka,

buharlaşma prosesini ve düz plakalı ısı borusunun performansını artırmıştır. Bu tür bir tekniğin ısı borusunun yüksek ısı akılarında ve herhangi bir yönde doğru çalışması sağlanmıştır. Elektronik soğutmalarda uygulama bulabileceğinden düz plakalı ısı borusu klasik katı ısı alıcılarla (rn; kanatçık) karşılaştırılmıştır. Düz plakalı ısı borusu yüksek tepki, verim, izotermal olmaları ve hafifliklerinden dolayı klasik ısı alıcılarla karşılaştırıldığından yüksek gçteki elektronik elemanların soğutulması için büyük bir potansiyele sahiptir (Xuan, Hong and Li, 2004).

Minyatür döngülü ısı boruları ile yatay, dört dik yönde ve değişik alıcı sıcaklıklarında tüketiciler elektronik soğutma testi yapılmıştır. Minyatür döngülü ısı boruları 5 mm. dış çap ve 29 mm. uzunluğunda silindirik evaporatöre sahiptirler. Evaporatör yönünün dengeleme hacminin üzerinde olduğu durum hariç, sürekli rejimdeki çalışma karakteristikleri farklı yönlendirmelerde yaklaşık aynıdır. 75 °C lik evaporatör sıcaklığında, 70 W kadar evaporatör ısı yükünde, 0,2 °C/W ısı direnç elde etmek mümkündür. Minyatür döngülü ısı boruları süreksiz davranışı detaylı incelenmiştir. Genelde minyatür döngülü ısı boruları çok düşük bir güç girişi ile (5 Watt) başlatılabilmektedir. Birçok durumda sıvı hattında büyük sıcaklık dalgalanmaları bulunmuştur. Fakat evaporatördeki sıcaklık dalgalanmaları çok düşük kalmıştır. Yönlendirmeler, minyatür döngülü ısı borularının çalışma karakteristiklerini çok fazla etkilemektedir. En azından yatay konumda minyatür döngülü ısı borularının performansı yeterli bulunmuştur (Chen, Groll, Mertz, Maydanik and Vershinin, 2006).

Döngülü ısı borusunun kılcal poroz yapısı ve kütle transferi nümerik olarak incelenmiş ve döngülü ısı borusunun kaynama limiti araştırılmıştır. Kütle, momentum ve enerji denklemleri, bir buharlaştırıcı kesiti için sonlu elemanlar metodu ile nümerik olarak zlmştir. Kılcal yapıda ayrı bir buhar bölgesi oluştuğunda, serbest sınır tabakası hesabı ara yüzdeki kütle enerji dengeleri sağlanarak yapılmıştır. Küme ekirdeklenme teorisi ile kılcal yapının kızgın limitleri tahmin edilmiştir. Döngülü ısı borularının kaynama limitindeki dayanıklılığı gözlemlenmiştir (Kaya and Goldak, 2006).

Isı borulu ısı değiştiricisindeki R134a'nın iki dolma oranında (%19 ve %59) deneysel ve tahminsel sonuçlar incelenmiştir. Isı borusunun uzunluğu, 1,5 m, çapı 16

mm'dir. Hava akış debisi 0,4'den 2 kg/s 'ye değişmiştir. Isı borusunun evaporatör tarafındaki sıcaklık 40 °C'den 70 °C'ye, kondenser tarafında ise 20 °C'den 50 °C'ye değişmiştir. Isı borusunda ölçülen performans çift havuz kaynamalı model ve çift film tabakalı yoğuşma modeli tahminleriyle karşılaştırılmıştır. İyi bir uyum bulunmuştur. Özellikle sıcak ülkelerde, hava-su soğutması mümkün olmayan prosesler için ısı borulu ısı eşanjörü kullanılan hava-su ısı değiştiricilerinin iyi bir alternatif olduğu gösterilmiştir (Hagens, Ganzevles, Geld and Grooten, 2007).

Bir termoelektrik soğutma prototipinin tasarım ve imalatı yapılarak iki farklı konfigürasyon için performansları incelenmiştir. Birinci konfigürasyonda konvensiyonel bir ısı alıcı sistemi; termoelektrik hücrelerin soğuk tarafında, diğer konfigürasyonda ise ısı alıcı ünite yerine kapsüllenmiş faz değiştiren madde kullanılmıştır. İki konfigürasyonda da sıcak tarafta ısı boru gömülü kanatçıklar ısı alıcı olarak kullanılmıştır. Konvensiyonel sistem yerine faz değiştiren malzeme kullanımı termoelektrik soğutma sisteminin performansını artırmıştır. Buna ilave olarak bir depolama kapasitesi oluşturulmuştur ki bu da yüklerde ve güç kesintilerinde özellikle yararlı olmaktadır. Sonuçlar ısı boru gömülü kanatçık kullanılan ısı alıcı ünitelerinin bu amaç için uygun olduğunu göstermiştir (Riffat, Omer and Ma, 2000).

Isı borularında evaporatör fitil kalınlığının değiştirilmesi ile artırılmış aksiyel kılcal sıvı akışı, ekstra kesit alanı ve ekstra buharlaşma yüzey alanı sağlamaktadır. Bu değiştirilmiş fitil (ince uniform bir fitil üzerinde periyodik yığmalar ve oyulmalar) tarif edilmiş bir ampirik fitil kıvgınlık sınırı ile analiz ve optimize edilmiştir. Bir ısıl hidrolik ısı borusu değer katsayısı geliştirilerek bu değer katsayısı uniform fitil değer katsayısı ile orantılanarak değerlendirilmiş ve optimize edilmiştir. Viskoz akış rejimi için düz ve dairesel ısı borularının optimum değiştirilmiş fitili kapalı formda ifade edilmiştir. Aynı zamanda, viskoz atalet akış rejimi için benzer nümerik sonuçlar elde edilmiştir (Hwang, Kaviany, Anderson and Zuo, 2006).

Tarımsal ürünler için kullanılan aeroponic sistemlere ısı borusunun uygulanmasıyla enerji tasarrufu incelenmiştir. Modellemeler sonucunda buharlaşma ile soğutma elektrik enerjisi ihtiyacında bir günde %17.19 ve soğutma sisteminin de ise

%10.34 tasarruf sağlanmıştır (Srihajong, Ruamrungsri, Terdtoon, Kamonpet and Ohyama, 2005).

Genel üç sıcaklık ısı jet soğutucu ve ısı pompası çevrinme dayalı ayrı bir ısı borusu soğutucusu ve ısı pompası incelenmiştir. Bu sistemin sıcak ucu düşük dereceli ısı kaynakları ile ısıtılan aşırı soğutulmuş sıcak su veya uygun başka bir sıvıdan oluşmaktadır. Diğer bir ısı borusu evaporatör ve kondenser uçlarını ihtiva etmektedir. Ayrı ısı borusu sisteminde termal jet soğutucusu ve ısı pompası için performans bağlantıları analiz edilmiş ve bir termodinamik performans analiz metodu önerilmiştir. Birincil tahminler böyle bir ısı borusu sistemini soğuk ve sıcak su ikmali için uygun olduğunu göstermiştir (Ling, 2004).

Döngülü ısı boruları iki fazlı ısı transfer aygıtıdır ve çalışma akışkanının kılcal pompalanmasına dayalı olarak çalışırlar. Bunlar konvansiyonel ısı borularının tüm ana avantajlarına sahiptirler. Bunun nedeni kılcal yapının orijinal tasarımı ve özel özelliklerinden dolayıdır. Bunun sonucunda, ısıyı verimli bir biçimde birkaç metreye kadar yerçekimi alanında herhangi bir yönde taşıyabilmektedirler. Hatta yatay konumda 30-40 m. uzaklıklara taşıyabilmektedir. Buna ilave olarak, döngülü ısı borusu konsepti geniş bir yelpazede farklı tasarımların uygulanmasına imkan vererek sistemin fonksiyonel olanaklarını ve pratik uygulamalarını genişletmektedir. Bu çok yüksek verimli cihazların uzay teknolojisindeki ve elektronikteki uygulamaları ile ilgili örnekler verilmiştir (Maydanik, 2004).

Çalışma akışkanı olarak su kullanılan iki tip ısı borusu incelenmiştir. Bir tanesi fitilli, diğeri fitilsizdir. Fitol normalde yağ lambalarında kullanılan pamuktan yapılmıştır. Isı borusu yataydan farklı açılarda 30°,60° ve 90° konumlandırılmıştır. Sonuçlardan fitilli ısı borusunun, fitilsiz ısı borusu ile karşılaştırıldığında toplam ısı transferi katsayısı bakımından sıcaklık aralığına performansının daha iyi olduğu gözlemlenmiştir. Yaklaşık olarak 30°,60° ve 90° açılarında % 55, % 25 ve % 70'e kadar yükselmeler elde edilmiştir (Sait and Akashe, 1999).

Isı boruları çift faz ısı transfer aygıtlarıdır. Aşırı yüksek etkin ısıl iletkenliğe sahiptirler. Yapı olarak silindirik veya düzlemsel olabilirler. Isı kaynağına bağlanmış

metal soğutma plakasına ısı boruları gömülebilir. Ayrıca akışkan ısı transferi için kanatçıklarla birlikte de birleştirilebilir. Yüksek ısı taşıma kapasitelerinden dolayı ısı borulu ısı değiştiricileri yüksek ısı akılarında kullanılan geleneksel ısı değiştiricilerinden daha küçük boyutlara ulaşmıştır. Isı borularındaki çalışma akışkanlarıyla ısı evaporatör bölgesinde absorbe edilerek buharın yoğunlaştığı kondenser bölgesine taşınır. Bu esnada ısıyı soğutucu ortama bırakır. Isı borusu teknolojisi mikro elektronikte enerji ve diğer endüstriyel sektörlerde ısı değiştiricilerinin ısı performansını artırma uygulamalarında yer almaktadır. Evsel cihazların kurutma çevrimlerinde ısı borulu kanatçık kümelerinin ısı geri kazanımı amaçlı uygulanması önemli miktarda enerji tasarrufuna imkan tanımaktadır. Isı borulu ısı değiştiricilerinin nem alma prosesi, CFD simülasyonu ile tasarım metodunu sunmaktadır. Hesaplanan sonuçlar metodun ısı borulu kanatçık kümelerine tasarımın optimizasyonu için de kullanılabilirliğini göstermektedir. Çalışma ısı borulu ısı değiştiricilerindeki nem almanın ısı performansının CFD modellenmesi ile tahmin edilebileceğini önermektedir (Lin, Broadbent and McGlen, 2004).

Etanol-su ve TEG-su kullanılan termosifon ısı borularının ısı performansı şu parametrelerde incelenmiştir; karışım miktarı, boru çapı, çalışma sıcaklığı. Deneylemlerden ısı kaynağının düşük sıcaklıkları (80 °C'den düşük) etanol-su karışımının sudan daha yüksek ısı transfer oranına sahip olduğu ve saf etanole yakın olduğu bulunmuştur. TEG-su karışımı durumunda ise termosifonun ısı transfer miktarı karışım içindeki TEG'le değiştiği görülmüştür. Küçük bir termosifondan karışım içindeki TEG'in kritik ısı akısını arttırabildiği bulunmuştur. Termosifon içindeki ısı transfer katsayılarını tahmin etmek için Rohsenow kaynama denklemi ve Nusselt'in yoğunlaşma denklemi modifiye edilmiştir. Karışımlar için toplam ısı transfer katsayısını tahmin etmede her bileşenin ağırlıklı ortalama ısı transfer katsayısı kullanılabilir. Buna ilave olarak, birincil karışımli termosifonun kritik ısı akısının tahmininde Faghri denklemi kullanılabilir (Kiatsiriroat, Nuntaphan and Tiansuwan, 2000).

Isı borusu kullanılarak güneş enerjisi ile sıcak su üretimi (Yılmaz, 1988) ve tatlı su üretimi ele alınmıştır (Uyarel, 1984).

Güneş enerjisinden faydalanılarak etanol ile çalışan bir ısı borusu dizayn edilmiştir. Bu sistemin çalışmasında elde edilen sonuç sistem rejim halindeyken veya

sabitken ısı borularının verimi yaklaşık % 86 olarak elde edilmiş ve sulu sistemde ciddi sorunlara neden olan donma problemi uygun çalışma akışkanı kullanılarak ortadan kaldırılmıştır (Koç, 1995).

Soğuk mevsim koşullarında taşıtların içerisindeki egzoz gazı enerjisi kullanılarak ısı borusu yardımıyla ısıtılıp ısıtılamayacağı araştırılmış ve sonuç olarak ısı borusu yardımıyla egzoz gazı enerjisinden yararlanılarak taşıtların ısıtılabileceği değerlendirilmiştir (Çelik, 1988).

Gazdan suya ısı aktaran ısı borulu sistemler literatürde çok nadir olarak yer almaktadır. Buhar kazanı baca gazlarının atık ısısından enerji geri kazanımı amacıyla yapılan bir çalışmada gaz-su tipi ısı borulu bir ısı geri kazanım ünitesi imal edilmiştir. Yapılan deneysel çalışmada baca gazı atık ısısı ile buhar kazanına alınan besleme suyunun ön ısıtılması yapılmıştır. Gaz tarafındaki akışın Re sayısının artması ile verimliliğin azaldığı, basınç kayıplarının ise arttığı görülmüştür. Yapılan çalışmada, ısı değiştirici ısı verimliliği % 58 ve ısı değiştiricinin neden olduğu basınç kaybının 15 Pa olduğu belirlenmiştir (Terdtoon, 1996).

Gazdan suya ısı transferi sağlayan eş eksenli ısı borulu ısı geri kazanım sistemlerinde  $C_c/C_c$  oranının, değişik sıra sayıları için ısı değiştirici verimliliğine etkisi ile sıra sayısı ve akış hızının değişimi ile ısı borulu ısı değiştiricideki basınç düşümünün değişimi incelenmiştir (Azad and Moztaazadeh, 1985).

Literatürde fazla bulunmayan değişik bir uygulama olarak, sudan havaya ısı aktarımında yerçekimi destekli ısı borulu ısı değiştiricilerin kullanılması teorik olarak incelenmiştir. Bu çalışmada güneş enerjili tarımsal bir kurutucu için, ısı borulu ısı değiştirici kullanılmıştır. Güneş kolektöründen ısınarak çıkan su, ısı değiştiricisinin evaporatör kısmına gelmekte ve burada ısı borusu tarafından alınan ısı, kondenser kısmında ısıtılacak havaya aktarılmaktadır. Kondenser bölgesinde ısı aktarımını kolaylaştırmak amacıyla kanatlı borular kullanılmıştır. Evaporatör kısmında ise kanat kullanılmamıştır. Ayrıca ısı geri kazanımı sağlamak amacıyla, kurutucudan çıkan nemli hava, güneş enerjili su ısıtıcısı ile ısıtılan kuru çevre havasının ön ısıtılması için kullanılmaktadır. Bu uygulama ile, ısı geri kazanım sisteminin kullanılmadığı duruma göre, toplam verimlilikte % 40'lık bir artışın olduğu bildirilmiştir. Bağlı Reynolds

sayısının ( $Re^*=Re_e/Re_c$ ) artması ile toplam verimliliğin azaldığı bildirilmiştir (Azad, 1985).

Yerçekimi destekli ısı borulu ısı geri kazanım sistemleri için teorik bir yaklaşımda bulunmuşlardır. Yapılan çalışmada, ısı boruları arasındaki mesafe, kanat kalınlığı, birim uzunluktaki kanat sayısı, evaporatör ve kondenser uzunluklarının değişimine bağlı olarak, ısı değiştiricisi verimliliğinin değişimi incelenmiştir. Verimlilik birim uzunluktaki kanat sayısının artması ile artmaktadır. Yapılan hesaplamalarda, soğuk ve sıcak akışkanların ısı kapasite oranının  $C_e/C_c=1,5$  olması durumunda, kanat sayısının 315'den 551'e çıkartılması ile verimliliğin % 44,75'ten % 52,2'ye yükseldiği gözlemlenmiştir. Aynı konfigürasyonda, kanat kalınlığının 0,3 mm'den 0,4 mm'ye çıkarılması ile verimlilikte dikkate değer miktarda (% 47,6'dan % 48,25'e) bir artış gözlenmemiştir.  $C_e/C_c$  oranının artması ile verimliliğin arttığı ifade edilmiştir (Azad and Geoola, 1984).

Endüstriyel uygulamalarda ısı borulu ısı değiştiricilerin kullanımı konusunda, yaptıkları üç farklı uygulamayı özetlemişlerdir. Bunlar; buhar kazanı, fırın ve kurutucudur. Buhar kazanının atık baca gazı ile yakma havasının ön ısıtılması, ısı borulu ısı geri kazanım sistemi ile sağlanmış ve yakıttan % 4,2'lik bir tasarruf sağlandığı ifade edilmiştir. Orijinal kazan verimi, ünitenin monte edilmesinden önce % 83 iken, uygulama yapıldıktan sonra % 86,6 olarak hesaplanmıştır. Yapılan ikinci uygulamada yüksek fırın için ısı borulu ısı geri kazanı ünitesi kurulmuş, yakma havasının ön ısıtılması bu sistemle sağlanmıştır. Üçüncü uygulamada ise bir tekstil fabrikasındaki kurutucuda ısı borulu sistem denenmiş, ısı borulu sistemin verimliliği % 56 olarak bulunmuştur (Sun and Shyu, 1997).

Havadan havaya ısı transferi sağlayan ısı borulu ısı değiştiricileri imal edilip test edilmiştir. Isı değiştiricisi, daimi plakalı bakır boru ve çelik tüplerden yapılmıştır. İş akışkanı olarak su kullanılmış olup, evaporatör kısmının % 60'ı oranında akışkan şarjı yapılmıştır. Kondenser kısmında hava hızı 2–6 m/s aralığındadır. Hızın 2 m/s den 6 m/s'ye artırılması ile ısı değiştiricisi verimliliğinin azalmakta olduğu görülmüştür. Bakır ısı borusunun, çelik ısı borusuna oranla yaklaşık % 10 daha iyi performans gösterdiği bildirilmiştir (Dube, 1996).



Isıl güç istasyonlarındaki atık ısıdan ısı geri kazanımı için klasik / konvansiyonel sistemler yerine ısı borulu ısı geri kazanım sistemlerinin kullanılması durumundaki ısı verimlilikteki değişimi incelemiştir. (Azad ve Aliahmad, 1989).

Fırınlarda orta sıcaklıklarda (300 °C'nin altındaki sıcaklıklarda) kullanılacak olan ısı borulu ısı geri kazanım sistemlerinin dizayn, imalat ve test çalışmalarını yapmıştır. Toplam 750 mm uzunluğunda bakır ve çelik ısı boruları kullanılmıştır. Çeşitli kanat tipleri ve akışkan kullanıldığı durumlardaki verimlilikler incelenmiştir (Lukitobudi, 1995).

Gaz-gaz tipi fitilsiz ısı borulu ısı değiştiricisindeki basınç kaybını saptamak için analitik bir model üzerinde çalışılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda, ısı değiştiricideki sıra sayısının ve akış hızının artması, boru üzerindeki kanatçık aralığının ve borular arası mesafenin azalması ile basınç düşüşünün arttığı bildirilmiştir (Niro ve Beretta, 1992).

Bir ısı borusunun performans testlerinden hareketle boru demetinin konvektif ısı transferi katsayısını hesaplamak için bir metot geliştirilmiştir. Bilgisayar programı yardımıyla sonlu farklar metodunu kullanılarak, ısı borulu ısı değiştiricisinin ısı performansını hesaplanmıştır (Huang and Tsuei, 1985).

Isı değiştiricilerinde ısı borusu veya termosifon kullanılması halindeki çalışma karakteristikleri incelenmiştir. Çalışmada, soğuk ve sıcak akışkanların Reynolds sayılarının oranı ile evaporatör ve kondenser boylarının oranının, toplam ısı transferine etkisi incelenmiştir (Lee and Bedrossian, 1978).

Dairesel kanatlı ısı borulu ısı geri kazanım sistemlerinde, ısı değiştiricisi sıralarındaki ısı dağılımını evaporatör ve kondenser kısımları için incelenmiş ve sayısal bir örnekle açıklanmıştır. Verimliliğin,  $Re_c$  ve  $Re_c$ 'nin çeşitli değerleri için  $C_e/C_c$ 'ye bağlı olarak değişimi verilmiştir. Verimliliğin,  $C_e=C_c$  için minimum olduğu bildirilmiştir (Azad, 1985).

Isı borulu ısı değiştiricilerde evaporatör ve kondenser kısımlarını birbirinden ayıran ara bölmenin yerinin optimum olarak belirlenmesi için bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaya göre ayırım plakasının mutlaka ortada olması zorunlu değildir. Ayırım

plakasının yeri sıcak ve soğuk akışkanların bağıl akış oranlarına bağlıdır. Eğer akış her iki taraftaki hızlar birbirine yakınsa ayırıcı plaka ortada olmalı, diğer durumlarda ise optimum pozisyon belirlenmelidir (Tan, 1991).

Atık ısı geri kazanımında kullanılan ısı borulu ısı değiştiriciler için bir simülasyon programı üzerinde çalışılmıştır. Yapılan çalışma ile evaporatör ve kondenser yüzey sıcaklıkları ile akışkan sıcaklıklarının tahmin edilmesi üzerinde durulmuştur. Yapılan simülasyon programı ile bulunan sonuçlar, daha önceden yapılan çalışmalarla karşılaştırılmıştır (Khoshravan and Sharifi, 1999).

Düşük sıcaklıklar için ısı borulu ısı değiştiriciler incelenmiştir. Yaptıkları çalışmada farklı akışkanlar kullanılarak, 25 mm çapında ve 2 m uzunluğundaki bir ısı borusundan transfer edilen ısının 0,2 kW'dan 4 kW'a kadar artırılması durumunda, evaporatör ve kondenser arasında oluşan sıcaklık farkı verilmiştir. 15–30 mm arasındaki ısı borusu çapları için yapılan incelemede boru çapının artması ile ısı değiştirici verimliliğinde az bir miktar artma olduğu bildirilmiştir. Ayrıca toplam ısı borusu sayısı ile verimlilik arasındaki ilişki incelenmiştir (Stulc, 1987).

$\epsilon$ -NTU metodunu kullanılarak, ısı borulu ısı değiştiricilerin performansının belirlenmesi üzerinde çalışılmıştır. Bu metotla iterasyona ihtiyaç duyulmadan sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklık dağılımının tahmin edilebileceği bildirilmiştir (Tan and Liu, 1990).

Yeni sistemlerin değerlendirilmesinde ve özellikle diğer klasik sistemlerle karşılaştırılmasında, klasik hesaplama metotları yerine uzman sistemlerin kullanıldığı bilgisayar destekli çalışmaların daha iyi sonuç verebileceğini bildirilmiştir. (Qadeer and Johnson, 1996).

Isı borulu ısı değiştiricilerin termoekonomik optimizasyonu üzerine bir çalışma yapılmıştır. Çalışmada P1-P2 metodu ile  $\epsilon$ -NTU metodu birlikte kullanılmıştır. Örnek olarak yapılan sayısal çalışmada, net kazancın ısı değiştirici verimliliğinin artması ile arttığı ve yaklaşık % 80'lik bir değerde maksimuma ulaştığı, bu değerden sonra net kazancın hızla düştüğü tespit edilmiştir (Söylemez, 2003).

Konvansiyonel ısı borulu sistemlerdeki entropi üretimi ile ilgili bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada termodinamiğin ikinci yasasına göre entropi üretiminin olabildiğince az olması için üzerinde durulması gereken konulara açıklık getirilmiştir. Bu çalışmaya göre; optimum yoğunlaştırıcı ortamı, minimum entropi üretimini sağlamaktadır. Akışkanın ısı borusu içerisindeki akışında minimum entropi üretimini sağlamak için evaporatör kısmı olabildiğince kısa, fitil kesitinin ise olabildiğince büyük olması gerekir. Isı borusu içerisindeki buhar sıcaklığındaki artışın entropi üretimini artırdığı ve sonuçta ikinci kanun veriminin azalmasına neden olduğu bildirilmiştir (Khalkhali, 1999).

İklimlendirme sistemlerinde kullanılan ısı geri kazanımı amaçlı ısı borulu ısı değiştiricilerin çalışmasında, eğim açısının ısı transferine olan etkisi ile ilgili olarak yapılan çalışmalarda, eğim açısının transfer edilen ısı akısına bir etkisinin olmadığı belirlenmiştir (Güngör,1995) [53], (Beckert and Herwig, 1996). R-22 kullanılarak yapılan deneylerde, yatayla yaklaşık olarak 7° lik açı değerine ulaşıncaya kadar evaporatör bölgesinden kondenser bölgesine transfer edilen ısıda fazla bir değişme olmadığı gözlenmiştir. Ancak ısı borularının yatayla yaptığı açı 6°'ye getirildiğinde, transfer edilen ısıda önemli derecede bir azalma olduğu görülmüştür. Buradan hareketle iklimlendirme sistemlerinden ısı geri kazanım için çok küçük eğim açısı değişiklikleriyle sistemin çalışabileceği bildirilmiştir. Yazın soğutma, kışın ise ısıtma amacıyla çalıştırılacak sistemin eğim açısında yataydan toplam 120°'lik bir değişiklikle bir taraftan diğer tarafa ısı transferinin sağlanabileceği gösterilmiştir. Böyle bir uygulama ile önceden evaporatör olarak çalışan kısım kondensere, kondenser olarak çalışan kısım ise evaporatöre dönüşmüş olacaktır. Özet olarak, eğim açısının değiştirilmesi ile iklimlendirme sistemlerinde; -6° pozisyonunda kışın dışarıdan alınan taze havanın ısıtılması, +6° pozisyonunda ise yazın taze havanın soğutulması, sağlanabilecektir. Böylece enerji ekonomisi sağlanabilmesinin yanında çevresel etkilerin de azaltılabileceği ifade edilmiştir (Beckert and Herwig, 1996).

İklimlendirme sistemlerinde bağıl nemin kontrolü iç hava kalitesinin sağlanması önemlidir. Bu sistemlerde, konvansiyonel ısıtma-soğutma elemanları kullanılarak bağıl nemi kontrol etmek için önemli miktarda enerji kullanılmaktadır. Enerji maliyetini azaltmak için, termosifon tipi ısı borulu ısı değiştiricilerin bu sistemlerde

kullanılabilirliği incelenmiştir (Wu, 1997). Yapılan deneysel çalışmalarda termosifonların kullanımı ile, soğutma kapasitesinde % 27 - % 32,7 oranında bir artış olduğu gözlenmiştir. Bağlı nemi 0,70'in altında tutabilmek için, ısı borulu ısı değiştiricilerin kondenserinin konvansiyonel ısıtıcı yerine kullanılabilmesi görülmüştür. Ancak bağlı nemin 0,70'in üzerinde olduğu durumlarda ek ısıtıcıya ihtiyaç duyulduğu bildirilmiştir. Ayrıca sisteme eklenen ısı borulu ısı değiştiricinin sistemin basınç kayıplarını artırdığı, üretim maliyeti ve iklimlendirme sisteminin boyutlarının büyümesi gibi olumsuz taraflarının olduğu ifade edilmiştir.

Tropikal iklimlerde HVAC sistemlerinde kullanılan ısı borulu ısı değiştiricilerin toplam verimliliği üzerinde bir simülasyon çalışması yapılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda ısı borularının eğiminin artması ile verimliliğin arttığı görülmüştür. Ayrıca, en iyi verimliliğin alınabilmesi için evaporatör ve kondenser bölgelerindeki hızların eşit olmaması gerektiği bildirilmektedir (Yau and Tucker, 2003).

İklimlendirme sistemlerinde nem alma ve kurutma için ısı borularının kullanılabilirliği FLOTherm programı ile sayısal olarak incelenmiştir. Yapılan simülasyon çalışmasının özellikle endüstriyel uygulamalar için uygun olduğu bildirilmiştir (Lin, 2005).

HVAC sistemlerinde ısı borulu sistemlerin kullanılabilmesini, bu kullanım ile enerjiden yapılan tasarrufla, sistemin kendisini bir yıllık bir dönemde geri ödeyebileceği ifade edilmiştir (Mathur, 1996).

Isı borulu sistemlerin, atık ısı boyleri olarak baca sıcaklığı çok yüksek olan sistemlerde (örneğin ergitme fırınlarında) ısı geri kazanımı amacıyla kullanıldığı bir çalışma yapılmış ve başarı ile uygulanmıştır. Bu tür baca gazlarının korozif olması ve çok miktarda toz içermesi nedeniyle çalışmada oluşabilecek sorunlara dikkat edilmesi gerektiğini özellikle bildirilmiştir (Bezrodnyi, 1990).

Hastanelerdeki ameliyathanelerde kullanılan klima sistemlerindeki atık enerjiden ısı geri kazanım için, yapılan deneysel bir çalışmada, ısı borulu ısı geri kazanım sistemi ile % 16'lık ısı verim elde edilmiştir. Verimin düşük olmasının nedeninin boruların kanatsız olması ve borular arası mesafenin çok olmasından kaynaklandığı bildirilmiştir.

Sistemde akışkan olarak su, metanol ve aseton kullanıldığı durumlar incelenmiştir. Akışkanların ısı taşıma katsayısı (Merit sayısı) ve devreye girebilme/çalışmaya başlama sayıları dikkate alınarak 50 °C çalışma koşulu için en uygun akışkanın metanol olduğu bildirilmiştir (Noie-Baghban and Majideian, 2000).

Gaz türbinlerinde baca gazının atık ısısından döngülü ısı borulu bir sistem yardımıyla enerji geri kazanımı için bir düzeneğin tasarım ve üretimini gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, sistemden ısı borusu yardımıyla geri kazanılan ısı, modifiye edilmiş ticari su-amonyak kullanan absorpsiyonlu soğutucuda kullanılmıştır. Soğutucudan elde edilen soğuk su ile fan-coil tipi soğutma tüneline sağlanan hava soğutulup gaz türbinine, yanma havası olarak gönderilmiştir. Bu uygulama ile atık gazdan % 70–93 arasında enerji geri kazanım sağlandığı bildirilmiştir (Habeebullah, 1998; 1999) ve (Lamfon, 1998).

Otomobillerin egzoz gazından yararlanarak ısıtılması ile ilgili olarak yapılan çalışmada, büyük bir otobüsün ısıtılması amacıyla, 20 mm çapında 310 mm uzunluğunda çelik ısı boruları kullanılmıştır. Isı borularında iş akışkanı olarak su kullanılmış olup, egzoz gazından alınan ısı enerjisi kalorifer tesisatında dolaşan suya aktarılarak otobüsün ısıtılması sağlanmıştır (Yang, 2003).

Ticari binalarda kullanılan hava-hava tipi ısı değiştirici testlerindeki ölçme kararsızlıklarının analizleri için yapılan bir çalışmada, yüksek verimli bir dönel ısı tekerleği ile ısı borulu ısı geri kazanım ünitesi karşılaştırılmıştır. Isı borulu sistemin verimi % 58 (+/- % 7), ısı tekerinin verimi ise % 73,5 (+/- % 12) olarak bulunmuştur (Johnson, 1998).

Çapraz olarak düzenlenmiş ısı borulu ısı değiştiricilerde transfer edilen ısı ile klasik karşıt akışlı ısı değiştiricilerde transfer edilen ısıyı karşılaştırılmış ve genelleştirilmiş bir ifade türetilmiştir (Hsieh, 1987).

Isı geri kazanımı uygulamalarında, bir ısı değiştirici gurubu yerine çok kademeli ısı geri kazanım ünitesinin kullanılması konusu incelenmiştir. Çok kademeli ısı geri kazanım ünitesi kullanılması durumunda, sistem verimi, tek kademeli sisteme oranla daha düşük olmaktadır. Ancak bu uygulamanın kolay temizlenebilme, kademelerin ayrı

ayrı değiştirilebilmesi, taşıma kolaylığı ve gerektiğinde sisteme ek ünite ilave edilebilmesi gibi avantajlarının olduğu ifade edilmiştir (Azad, 1986).

Atık ısı geri kazanım sistemlerinde kullanılan, kompakt ısı değiştiricileriyle ısı borulu ısı değiştiricilerini incelenmiştir (Hsieh, 1988). Bu çalışmada plakalı ısı değiştiricilerle ısı borulu ısı değiştiriciler karşılaştırılmıştır. Isı borulu sistem için Huang ve Tsuei'nin yaptığı çalışma referans olarak alınmıştır. Plakalı ısı değiştiricinin toplam ısı transferi katsayısı, ısı borulu sistemin katsayısından % 200–250 daha yüksek olduğu bildirilmiştir. Plakalı ısı değiştiricisinin sadece toplam ısı transferi katsayısı yüksek olmayıp, aynı zamanda basınç düşümü de ısı borulu sisteme nazaran daha az olmuştur. Ancak karşılaştırma için alınan Huang ve Tsuei'nin çalışmasındaki ısı boruları kanatsız olarak yapılmıştır. İki sistemin karşılaştırılmasında bu durum dikkate alınmamıştır.

Isı borulu sistemlerle ısı tekeri ve plakalı ısı değiştiricileri, verimlilik, kompaktlık ve ısı transfer-basınç düşümü oranı yönleriyle karşılaştırmıştır. Bu karşılaştırmanın sonuçları Çizelge 6.1'de verilmiştir. Bu karşılaştırmaya göre ısı borulu sistemlerin verimlerinin bir miktar düşük olduğu, dolgunluk olarak en yüksek olan sistemin olduğu ve yapılan ısı transferi ile ısı değiştiricide oluşan basınç kaybının az olduğu görülmektedir (Faghri, 1995).

Çizelge 6.1. Farklı tiplerdeki ısı değiştiricilerin karşılaştırılması

Parametre	Isı Değiştirici Tipi		
	Isı tekeri	Plakalı tip	Isı borulu tip
Verimlilik (%)	80	65	60
Kompaktlık ( $W/m^3°C$ )	5400	4140	7200
Isı Transferi-Basınç düşüm oranı ( $W/m^3K$ )/( $N/m^2$ )	115	20	20

Düz sıralı ısı borulu ısı değiştiricilerinde, paralel ve karşıt akışlı sistemlerin ısı performansını ve sistemde oluşan basınç düşümü incelenmiştir (Hsieh ve Huang, 1988). Basınç düşümü paralel ve karşıt akımlı düzenlemelerde benzer olmasına rağmen, karşıt akışlı düzenlemelerde transfer edilen ısı miktarı çok daha fazla olduğu için, atık ısı geri kazanım sistemlerinde bu düzenleme önerilmektedir. Yapılan bir diğer çalışmada, ısı borulu ısı değiştiricilerin ısı performansını ve basınç düşümü, boruların düz ve zikzaklı

düzenlendiği durumlar için sayısal olarak incelenmiştir. Sonuçta zikzaklı boru düzenlemesinin daha yüksek basınç düşümüne neden olduğu bildirilmiştir (Hsieh ve Huang, 1990).

Termosifon tipi ısı borularında iş akışkanı olarak suyun kullanılabilirdiği sıcaklık aralığı 50–300 °C'dır. Bazı durumlarda atık baca gazı sıcaklığı (örneğin seramik fırınlarında) 300 °C'in üzerinde olabilmektedir. Bu sıcaklıkta iş akışkanı olarak saf su kullanıldığında köpürme limiti nedeniyle kritik ısı akısına ulaşılmaktadır. Literatürde, bu sıcaklık aralığı için, iş akışkanı olarak su yerine Dowtherm önerilmektedir. Ancak bu akışkanın kullanılması durumunda, sistemden transfer edilen ısı akısı, saf su ile karşılaştırıldığında çok daha azdır. Yapılan bir çalışma ile 300 °C'in üzerindeki sıcaklıklarda kullanılan termosifonlarda, akışkan olarak Dowtherm yerine Trietilenglikol (TEG) ve su karışımının kullanılması önerilmiş, kritik ısı akısı sınırının daha yüksek bir değere yükseldiği görülmüştür. Uygun oranlardaki karışımın iş akışkanı olarak belirtilen yüksek sıcaklıklarda Dowtherm yerine kullanılması ile termosifonların verimliliğinde bir iyileşme gözlenmiştir. Yapılan simülasyon çalışması ile paralel ve karşıt akışlı, ısı borulu ısı değiştiricilerinde hangi sıralarda saf su, saf TEG, veya TEG-su karışımı kullanılması gerektiği tespit edilmiştir. Paralel akışlı bir ısı değiştiricide, ilk sıralardaki ısı borularında TEG-su karışımında TEG oranının fazla olması, son sıralarda ise su oranının fazla olması önerilmektedir. Karşıt akışlı durumda ise, ısı değiştiricinin bütün sıralarında sıcaklık dağılımı hemen hemen aynı olduğu için karışım oranının bütün sıralarda aynı olması gerektiği ifade edilmiştir (Nuntaphan, 2002).

Hem yüksek, hem de düşük sıcaklıklar için paralel ve karşıt akışlı uygulamalarda, iki akışkan kullanılması simülasyon programı yardımıyla sayısal olarak incelenmiştir. Düşük sıcaklıklar için ( $125\text{ °C} > T > 75\text{ °C}$ ) ısı değiştiricisinin bazı sıralarındaki termosifonlarda amonyak ve geri kalan sıralarında ise su kullanılması durumunda, karşıt akışlı düzenleme için ısı transferi performansında az miktarda iyileşme olduğu bildirilmiştir. Bununla birlikte, paralel akışta bütün sıcaklıklarda, iki akışkanlı uygulama önerilmemektedir. Isı değiştiricisinin bazı sıralarında farklı akışkan kullanılması özellikle yüksek sıcaklık uygulamaları için önerilmektedir.  $375\text{ °C} > T > 350\text{ °C}$  sıcaklık aralığında bazı sıralarda Dowtherm ve bazı sıralarda su kullanılmasının

ısı transferini önemli ölçüde iyileştireceği (% 15–99 oranında) bildirilmiştir (Nuntaphan, 2001).

Gazdan gaza ısı transferi sağlayan termosifon tipi ısı değiştiricilerde, küçük Reynolds sayılarında, hava tarafındaki ısı transferi performansının, sisteme elektrik alanı uygulanması durumundaki değişimi incelenmiştir (Wangniparnto, 2002). Termosifonun kondenser kısmına, borular arasına elektrotlar yerleştirilerek yüksek voltajla elektrohidrodinamik etki (EHD) uygulanmıştır. Uygulanan EHD nedeniyle ısı değiştiricinin ısı transferi katsayısında artış sağlanmıştır. Katsayıdaki bu artmanın nedeni, oluşan manyetik alanın elektrotlar çevresinde ve dolayısıyla termosifonlar etrafında meydana getirdiği manyetik alan etkisidir. Oluşan manyetik alan, hava akımı ile ters yönlü olduğundan EHD etkisinin yararı ancak Re sayısının çok küçük değerlerinde olmaktadır. Yapılan deneylerde hava akımının küçük Reynolds sayıları için ( $Re=58$ ), elektrotlara 17,5 kV'luk bir gerilim uygulandığında, ısı değiştiricinin ısı transferi katsayısında yaklaşık % 15'lik bir artış gözlenmiştir. Re sayısı 230'a yükseltildiğinde katsayıdaki artış % 10'lara düşmektedir. Uygulanan voltaj 15,5 kV'un altında olduğu durumlarda ısı transferindeki artış önemsiz olmaktadır. Ancak voltajın 17,5 kV'un üzerine çıkarılması durumunda da kıvılcım atlaması meydana geldiği bildirilmiştir.

Yapılan bir çalışmada, çok küçük sıcaklık farkı ile çalışan iklimlendirme tesislerindeki gaz-gaz tipi ısı borulu ısı geri kazanım sistemlerindeki histerisis (kararsızlık-dalgalanma) incelenmiştir. Sistemin çalışması esnasında, ısı borusu yüzeyi ile iş akışkan sıcaklıkları arasındaki farkın ( $\Delta T_e$ ) çok az olması durumunda, verimde bir azalma meydana gelmektedir. Verimdeki bu düşüşün nedeninin, ısı borusu içindeki kaynamanın başlaması için gerekli olan enerjinin yetersiz olmasından kaynaklandığı bildirilmiştir. Bu problemin çözümü için yazarlar tarafından bir tetikleme düzeneği önerilmiştir. 12V elektrik kullanarak ısı borusunun evaporatör kısmına elektrik enerjisi verilmiş ve kaynamanın ilk başlaması kolaylaştırılmıştır. Çalışmada R-22 akışkanını için kaynamanın başlamasında gerekli olan sıcaklık farkının 1–1,5 °C olduğu bildirilmiştir. Bu sıcaklık farkının oluşturulması için ihtiyaç duyulan ısı akısı da, Rohsenow bağıntısına göre  $4 \text{ kW/m}^2$  olarak bulunmuştur. Yapılan tetikleme ile düşük



sıcaklık farklılıklarında da sistemin verimliliğinde önemli bir artış sağlandığı bildirilmiştir (Wadowski, 1991).

Isı borularının çalışmaları esnasında korozyondan etkilenmelerini önlemek amacıyla bazı çalışmalar yapılmıştır. Bacadan ısı geri kazanımında, ısı borularının evaporatör kısımlarında korozyon oluşmaktadır. Korozyon nedeniyle oluşan birikintiler, ısı iletimine bir direnç oluştururlar. Yapılan çalışmada ekonomizerlerde kullanılan termosifonlarda korozyonu önlemek için üç farklı boya kullanılmıştır. Çalışmada, bu boyalar alüminyum, bakır ve çelik borulardan yapılmış ısı borularında denenmiştir. Deneylede en fazla korozyonun alüminyum borularda olduğu görülmüştür. Çalışma sonucunda, korozyonu önlemek için gerekli olan optimum boya kalınlığı verilmiştir (Terdtoon, 2000). Yüksek sıcaklık ısı borularındaki korozyon sorunu ile ilgili olarak benzer bir çalışma yapılmıştır (Tu, 1999).

Isı borusu iç yüzeyinde oluşan korozyonu önlemek için, ısı borularını tavlama ve iş akışkanı içerisine çeşitli inhibitörlerin katılması denenmiştir. Çalışmada bakır, çelik ve alüminyum ısı boruları kullanılmıştır. 150, 250 ve 350 °C ortam sıcaklıklarında 4000 saatlik bir çalışma süreci sonunda değerlendirme yapılmıştır. Atık ısı geri kazanımında en uygun ısı borusu malzemesinin bakır olduğu, ısıl korozyondan korunmak için 20 ppm  $\text{Na}_2\text{HPO}_4$ 'ün çalışma akışkanı olan su içerisine ilave edilmesinin çok iyi sonuçlar verdiği bildirilmiştir (Terdtoon, 2001).

Otomobil motorlarının egzoz gazı ile ısı borularıyla ısıtılması için yapılan çalışmada, ısı borusundaki yoğunlaşmayan gaz üretimini araştırılmıştır (Yang, 2003). Gaz üretimini önlemek amacıyla, ısı borusu içerisinin ısıl işleme, bir kabuk tabakası ile kaplanmasının uygun olacağını bildirilmiştir. Yapılan bir başka çalışmada da çelik ısı borularında yoğunlaşmayan gaz üretiminin önlenmesi için iş akışkanı olarak NaCr solüsyonu-su karışımının kullanılmasının uygun olduğunu 15000 saat süren test çalışması sonucuna dayanarak bildirilmiştir (Akyurt and Al-Rabghi, 1999).

Atık ısıdan geri kazanımı için, plakalı, karşıt akışlı, ısı borulu ısı değiştiricilerdeki konfigürasyonunu belirleyen parametrelerin (kanat yüksekliği, kalınlığı ve kanat aralığı ile boru çapı ve sayısı) seçimi ile ilgili matematiksel bir çalışma yapılmıştır (Swanson, 1989).

Isı borulu ısı geri kazanım sistemindeki su, amonyak, hava, baca gazı ve su-amonyak karışımının bazı fiziksel özelliklerini (özgül ısı, ısı iletkenlik, dinamik viskozite, yüzey gerilme vs.) veren matematiksel ifadeleri çıkarılmıştır. Ayrıca bu çevrimde kullanılan pirinç, bakır ve düşük karbonlu çelikler için ısı iletkenlikleri sıcaklığa bağlı olarak veren matematiksel ifadeleri türetilmiştir (Lamfon, 1994).

Yapılan literatür taramasında, eski Sovyetler Birliği ülkelerinde ısı boruları ve ısı geri kazanımı ile ilgili çalışmalar özetlenmiş, özellikle Rusya, Ukrayna, Belarus ve Moldova'da, konu ile ilgili önemli çalışmaların yapıldığı bildirilmiştir (Vasiliev, 1998; 2005). Saucuc, Avustralya ve Yeni Zelanda'da, Delil, Hollanda Ulusal Uzay Laboratuvarında ve Lee de Kore'de ısı boruları ve uygulamaları ile ilgili yapılmış olan çalışmaları özetlemiştir.

Yapılan çalışmada genel olarak ısı borularının çalışması, limitler, termosifonlar ile tüm çeşitlerinin çalışma şekilleri anlatılıp kısa bir özet verilmiştir (Faghri, 1996). Yapılan başka bir literatür taramasında da, atık ısı geri kazanım sistemlerinde kullanılan ısı boruları genel olarak incelenmiş, özellikle yerçekimi destekli ısı boruları ve termosifonlarla ilgili olarak yapılmış çalışmalar hakkında genel bilgi verilmiştir (Akyurt, 1993).

Yapılan çalışmalarda Çin'de ısı borusu teknolojileri, ısı borularının endüstriyel uygulamaları konularında yapılmış olan çalışmalar özetlenmiştir. Buradaki çalışmalar geniş bir yelpazede olmasına karşın, endüstriyel alanda ısı geri kazanımına yönelik olan çalışmalar dikkate değerdir. Zhang ve Zhuang'un yapmış oldukları çalışmada verilen bir örnek fiziksel ölçüleri açısından dikkat çekicidir. Baca gazlarından havanın ısıtılması için üretilen, karşıt akışlı, gaz-gaz tipi ısı borulu ısı geri kazanım ünitesinde, 51mm çapındaki ısı borularından toplam 1914 adet kullanıldığı bildirilmiştir. Isı borularının uzunluğu 6 m'dir. Baca gazı sıcaklığı ısı borulu ısı değiştiricide, 297,7 °C'den 171,2 °C'e düşürülmüş ve yanma havası 54,8 °C'den 228,7 °C'e kadar ısıtılmıştır. Isı geri kazanım ünitesinin neden olduğu basınç kaybının 580 Pa ve geri kazanılan ısı enerjisinin de 43,1 GJ/h (11,970 kW) olduğu bildirilmiştir (Zhang ve Zhuang, 2003) ile (Tongze ve Zengqi, 1989).

Isı boruları ile ilgili olarak 1990 ile 1995 yılları arasında Amerikalılar tarafından yapılan (Reid ve Merrigan, 2005) ile Japonlar tarafından yapılan çalışmalarla ilgili bir yayın listesi vermiştir (Suzuki ve Nishio, 2001).

## BÖLÜM 7

### ISI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

Isı borulu ısı değıştiriciler gaz-gaz ısı geri kazanımında kullanılan cihazlar olup, konvansiyonel hava soğutmalı ısı değıştiriciler gibi ısı borularının kanatlı paket üniteler olarak imalatı ile gerçekleştirilirler. Isı borulu ısı değıştiriciler gerek endüstriyel proseslerde ve gerekse iklimlendirme uygulamaları olarak çok farklı imalatlarda ve mahallerde kullanılmıştır.

Isı borulu ısı geri kazanma üniteleri tipik olarak,

- a-) Endüstriyel işlem (proses) - endüstriyel işlem (proses)
- b-) Endüstriyel işlem - konfor kliması
- c-) Konfor koşulları - konfor (ısıtma ve soğutma) biçiminde uygulanır.

Isı değıştirici arasından olan gaz akımının, maksimum verimlilik için ters yönlü paralel akım biçiminde olması istenir. Normal olarak ısı boruları yataya yakın konumda (3-8°eğim) veya dik konumda (90°eğim) yer çekimi destekli olarak monte edilir ve ısı borulu ısı değıştiricinin bulunduğu yerde sıcak ve soğuk gaz kanalları komsu (bitişik olmak) zorundadır.

Bazı imalatlarda ısı borusunun eğiminin değıştirilmesiyle ısı transferinin kontrol edilebildiği sistemler geliştirilmiştir. Özellikle donma kontrolü için kullanılan bu sistemler hakkında bilgiler uygulanan kontrol sistemleri bölümünde verilmektedir.

Isı borulu ısı değıştiricilerin boyutları 418x850x (dizi sayısı x 40+(50) mm) mm boyutlarından 1157x2350x (dizi sayısı x 40+(50) mm) mm boyutlarına kadar değışim gösterir. Aynı kapasitede diğeri geri kazanım ünitelerine göre daha kompakt yapıdadır ve bazı üstünlüklere sahiptir.

Isı boruları çift faz ısı transfer aygıtlarıdır. Aşırı yüksek etkin ısı iletkenliğe sahiptirler. Yapı olarak silindirik veya düzlemsel olabilirler. Isı kaynağına bağlanmış metal soğutma plakasına ısı boruları gömülebilir. Ayrıca akışkan ısı transferi için

kanatçıklarla birlikte de birleştirilebilir. Yüksek ısı taşıma kapasitelerinden dolayı ısı borulu ısı değiştiricileri yüksek ısı akılarında kullanılan geleneksel ısı değiştiricilerinden daha küçük boyutlara ulaşmıştır. Isı borularındaki çalışma akışkanlarıyla ısı evaporatör bölgesinde absorbe edilerek buharın yoğunlaştığı kondenser bölgesine taşınır. Bu esnada ısıyı soğutucu ortama bırakır. Isı borusu teknolojisi mikro elektronikte enerji ve diğer endüstriyel sektörlerde ısı değiştiricilerinin ısı performansını arttırma uygulamalarında yer almaktadır (Lin, Broadbent and McGlen, 2004).

Isı borulu ısı değiştiricileri ısı geri kazanımı uygulamalarında, iklim uygulamalarında temin edilen temiz havanın soğutulması için kullanılmaktadır. Taze ve geri dönen hava akışkanları bir ısı borulu ısı değiştiricileri ile birleştirilmiştir. Amaç geri kazanım sisteminin ısı performansını ve etkinliğini araştırmaktır. Taze ve dönen hava kütle oranları 1, 1.5, 2.3 değerlerinde taze havanın ısı transferi ve sıcaklık değişimlerini gözlemek için çalıştırılmıştır. Taze hava giriş sıcaklığı 32-40 °C arasında, dönüş havası giriş sıcaklığı sabit 26 °C'dir. Sonuçta, temiz hava ve dönüş havası sıcaklığının taze hava giriş sıcaklığının artmasıyla değiştiği gözlemlenmiştir. Taze hava giriş sıcaklığı 40 °C'ye çıkartıldığında, evaporatör ve kondenser etkinliği ve ısı transferi yaklaşık %48 artmıştır. Kütle debisi oranının etkisi etkinlik olarak evaporatör tarafında olumlu, kondenser tarafında olumsuz olmuştur. Artan taze hava sıcaklığı ile ısı geri kazanımıyla konvansiyel hava karışım sistemlerinin entalpi oranı yaklaşık %85 artmıştır. Isı borulu ısı değiştiricinin optimum etkinliği tahmin edilmiş ve mevcut deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Sonuçlar etkinliğin, optimum etkinliğe ısı borusu çalışma sıcaklığına yakın temiz hava giriş sıcaklıklarında yakın olduğunu göstermiştir (El-Baky and Mohamed, 2007).

Isı transfer oranı ve ısı transfer alanı arasındaki temel ilişkiler verilmiştir. Daha sonra bir ısı değiştiricisi içindeki basınç düşümü tanımlamaları verilmiştir. Tek aşamalı ve çok aşamalı ısı borulu ısı değiştiricisi için sıcaklık-alan ihtiyaçları ve geleneksel ısı değiştiricileri arasında doğrudan bir karşılaştırma yapılmıştır.

Isı değiştiricinin tasarımına ısı transfer alanının belirlenmesinde daha fazla önem verilmiştir. Bütün açılar belirlenmelidir, örneğin basınç düşümü ve ısı transfer ihtiyaçlarının karşılanması gibi.

### 7.1. Geleneksel Isı Değiştiricileri

Bir ısı değiştirici ısının akan sıcak sıvıdan daha soğuk bir sıvıya transfer edildiği bir cihazdır. Isı transferi bu sıvıları ayıran yüzeyde meydana gelmektedir. Gereken ısı transfer alanının mantıklı bir büyüklükteki ısı değiştiricisine yerleştirilmesi için ısı transfer alanı, geniş sayılardaki küçük akış geçişlerine bölünür. Sıcak sıvıyı içeren akış geçişleri sıcak taraf olarak daha soğuk sıvıyı kapsayan akış geçişleri ise soğuk taraf olarak adlandırılır.

Sıcak ve soğuk akış geçişleri arasındaki ortak cidar ilk ısı transfer alanı olarak adlandırılır. İkinci ısı transfer alanı kanatçık formunda bulunur. Bir veya iki sıvının ortak cidarından ortaya çıkar. İkinci ısı transfer alanı yetersizliği kanatçık etkisi yaratarak giderilebilir. Toplam etkili ısı transfer alanı ilk alan ve ikinci alanın kanatçık etkisi ile çarpılmış toplamına eşittir.

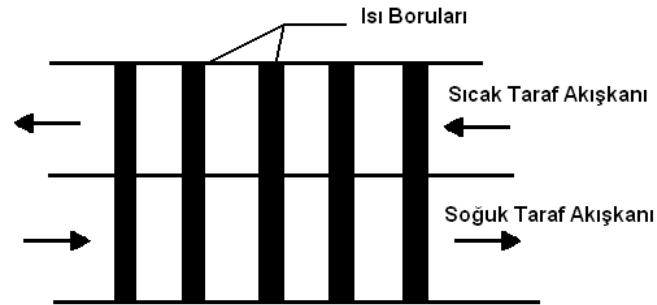
Akış geçişleri kesit alanlarının çeşitli şekilleri vardır. Sıcak ve soğuk taraftaki sıvılar aynı yönde akabilir (paralel akış), zıt yönlerde akabilir (ters akış) veya birbirlerine doğru açıyla da akarlar. İç ve dış doluluklar sıcak ve soğuk tarafların ısı değişkeninin çeşitli akış geçişlerinin içine yönlendirilmesi için gereklidir. Isı değiştiricisinin ısı transfer kapsayan kısmına çekirdek denir.

Isı değiştiricisi içindeki ısı değiştirici yüzeyi sabit veya sıcak ve soğuk akışlar arasında gidip gelebilir. Genel olarak, sabit bir ısı transfer yüzeyi alan ısı değiştiricisine reküparatör denir. Hareketli ısı transfer yüzeyi olan ısı değiştiricisine döner rejeneratör denir.

### 7.2. Isı Borulu Isı Değiştiricileri

Isı boruluları ısıyı bir ısı değiştiricisi içindeki sıcak taraf sıvısından soğuk taraf sıvısına transfer etmek için kullanılabilir. Isı borularını ısıyı izotermal olarak adlandırılan mesafelere transfer etme kapasitesi olduğundan orijinal akışlarını bir ısı borulu ısı değiştiricileri içindeki çok sayıda akış geçişine bölmek gerekmemektedir. Bunun yerine, orijinal akışlar bütün ve bölünmüş olmalıdır. Isı transferi sıcak ve soğuk

taraf akışlarının ortak cidarında çıkan çok sayıda küçük ısı borusu aracılığıyla elde edilir. Ters akış ısı borulu ısı değiştiricileri için bu tip düzenlemede Şekil 7.1’de gösterilmiştir.



Şekil 7.1. Isı borulu ısı değiştiricilerinde ters akış

Geleneksel ısı değiştiricisinde olduğu gibi etkili yüzey alanını arttırmak için ısı borularının dış yüzeyine kanatçıklar eklenebilir. Yine de, ısı transfer alanını arttırmak için kanatçıkların kullanılması artan ağırlıklarına karşı dengede tutulmalıdır.

Sıcak ve soğuk taraf akışlarının bir ısı borulu ısı değiştirici içinde karıştırılması gerekmediğinden, ısı transferi ısı akışları kesilmeden veya başka tarafa çevrilmeden elde edilmektedir. İç ve dış akış dağılım tazyikleri basitleştirilebilir veya hiç gerekemeyebilir. Akışların tamamen ayrılması sıcak ve soğuk taraf sıvılar kimyasal olarak reaktif olduğunda kısmen avantajlı olabilir.

Isı borulu ısı değiştiricileri içindeki ısı boruları aşamalar halinde düzenlenmiştir. Her aşamada tek sıra ısı borusu vardır ve hepsi aynı sıcaklıktadır. Isı borusunun sıcaklığı her aşamada değişiklik gösterir ve ısı değiştiricisinin bir ucunda minimum değerdeyken, diğer ucunda maksimum değerdedir. Eğer sıcaklık oranı yeterince büyükse bütün aşamalara yeterli ısı transfer kapasitesinin sağlanması için birden fazla ısı borusu sıvısı gerekebilir.

Belli bir ısı transfer oranı için gereken ısı transfer alanı aşamalarının sayısı arttıkça azalır. Fakat sıcak ve soğuk taraf sıvılarının basınç düşümleri aynı zamanda aşamaların sayısını arttırmaktadır. Bu yüzden, basınç düşüm sınırlandırmaları maksimum sayıdaki aşamayı ve minimum ısı transfer alanını oluşturabilir.

Isı borulu ısı değiştiricileri içinde, çekirdek hacmi ve ağırlığı sıcak taraf alanı ve soğuk taraf alanı toplamına orantılıdır. Kanatsız bir ısı değiştiricisi içinde bir sıvı boru şeklindeki akış geçişi içinde akarken, diğer sıvı bu geçişlerin dışında akar ve sıcak ve soğuk taraf alanları birbirine eşittir ve aynı uzunluktadır. Çekirdek hacmi ve ağırlığı ya sıcak ya da soğuk taraf alanına orantılıdır, ikisinin toplamına değil.

Bu yüzden, kanatsız ısı borusunun ısı transfer alanıyla geleneksel ısı değiştiricilerini karşılaştırırken ısı borularının dış yüzey olanları geleneksel ısı değiştiricisi akış geçişlerinin sıcak veya soğuk taraf olanlarıyla karşılaştırılmalıdır. Belli tasarım durumlarına bağlı olarak bir ısı borulu ısı değiştiricisi aynı ısı transfer oranına sahip geleneksel ısı değiştiricisinde büyük veya küçük olabilir.

### 7.3. Isı Transfer Oranı ve Isı Transfer Alanı Arasındaki İlişki

Isı transfer oranı  $Q$ , entalpi değişim oranına eşittir ve formülü aşağıdaki gibi verilir.

$$Q = Wc\Delta T \quad (7.1)$$

Burada  $W$ : Akışkan kütle akış oranına

$\Delta T$  : Isıtma veya soğutma sırasındaki akışkan sıcaklık değişikliği

$c$ : Akışkan belirli ısıısı

Eğer akışkan bir gazsa, sabit basınçtaki belirli ısı kullanılmalıdır. Eğer akışkan sıkıştırılmaz bir sıvı ise, o sıvı için normal olarak belirlenmiş belirli ısı kullanılmalıdır.  $Wc$  sıcaklık değişikliğinin birim başına akışkan gelen veya giden ısı transfer oranına eşittir. Buna birim termal kapasite oranı denir. Soğuk taraf akışkanının birim termal kapasite oranı  $W_c c_c$  ve sıcak taraf akışkanının ise  $W_h c_h$ 'dir. Daha küçük birim termal kapasite oranı  $(Wc)_{low}$  olarak belirtilir, daha büyük birim termal kapasite oranı ise  $(Wc)_{high}$ 'dir. Birim termal kapasite oranlaması şöyledir.

$$\psi = (Wc)_{low} / (Wc)_{high} \quad (7.2)$$



$\Psi$  değerleri 0 ve 1 arasındadır.

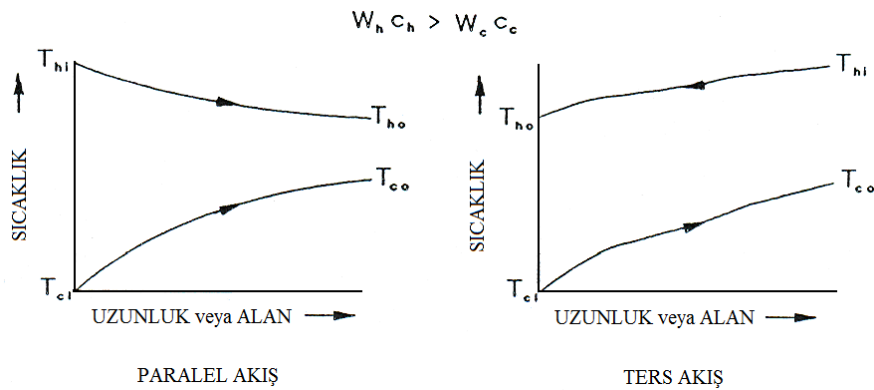
Maksimum ısı transfer oranı  $Q_{max}$  diğer akışkanın giriş değerine onun giriş değerinin farkı ile  $(Wc)_{low}$  değişiminden meydana gelmektedir. Eğer akışkan soğuk taraftaki akışkan ise  $T_{hi}$ 'i  $T_{ci}$ 'den sıcaktır. Burada  $T_{ci}$  soğuk taraftaki akışkanın giriş sıcaklığı ve  $T_{hi}$  sıcak taraftaki akışkanın giriş sıcaklığıdır.  $(Wc)_{low}$ 'lu akışkan sıcak tarafta akışkanı olduğunda  $T_{hi}$ 'den  $T_{ci}$ 'e soğutulacaktır. Burada

$$Q_{max} = (Wc)_{low} (T_{hi} - T_{ci}) \quad (7.3)$$

Isı transfer oranı  $(Wc)_{high}$ 'lı akışkanla aynı olduğunda,  $Q_{max}$ 'da değişen sıcaklığın  $T_{hi} - T_{ci}$ 'den daha azdır.

### 7.3.1. Isı değiştiricisindeki sıcaklık dağılımı

Isı değiştiricisi içindeki akışkanın sıcaklık dağılımı birim ısı kapasite oranlarına ve akış yönlerine bağlıdır. İki akış için düzenlenen sıcaklık dağılımları Şekil 7.2'de verilmiştir.



Şekil 7.2. Isı değiştiricisindeki sıcaklık dağılımı

Aynı yöndeki sıcak ve soğuk taraftaki akışkan akışı paralel akmaktadır. Isı değiştirici boyunca akışkan sıcaklığının değişimi tek boyutludur. Isı değiştiricinin ısı geçişi olan cidar sıcaklığı fazla değişmediğinden, ısıl gerilmelerinin istenmediği yerlerde tercih edilir.

İki akışkan akışı ters akışlarda, ters yönde akmaktadır. Ters akımlı ısı değiştiricilerinde, değiştiricideki ortalama sıcaklık farkı ve etkenlik, diğer bütün akış düzenlemelerine göre daha büyüktür. Bu üstünlüğünden dolayı bu tip ısı değiştiricileri pratikte tercih edilir. Fakat ısı geçişi olan malzeme sıcaklığının değiştirici boyunca fazla değişmesi, bunun sonucu ısıl gerilmelerin artması ve imalattaki konstrüksiyon güçlükleri sebebiyle bu düzenleme bazen tercih edilmeyebilir.

Şekil 7.2.'de  $W_h c_h > W_c c_c$  bununla birlikte, sıcak taraf sıcaklık düşümü soğuk taraf sıcaklık artışından daha azdır.

Isı transfer alanına vermek için ters akış düzenlemesi ile ısı transfer oranı yükselir. Fakat fark  $\psi = (Wc)_{low} / (Wc)_{high}$  olarak azaldığında daha azalır ve  $\Psi$  sifira giderek yok olur. İkinci durum için sıcaklık dağılımı paralel akış ve ters akışla aynı olur. Eğer akışkanlardan biri sabit sıcaklıklı buharlaşan sıvı ya da yoğuşan buharsa bu durum çok yakın olarak tahmin edilebilir. Özgül ıssı  $(Wc)_{high}$  ve  $\Psi \approx 0$  olduğundan sonsuz etkilidir.

Isı transfer oranı ve ısı transfer alanı arasındaki hesap ilişkisi bu değişkenlerin boyutsuz hallerinin tanıtılmasıyla önemli ölçüde basitleşir. Boyutsuz ısı transfer oranı ısı değiştiricisi etkinliği olarak ve boyutsuz ısı transfer alanına da ısı geçiş birimi sayısı olarak ifade edilebilir.

### 7.3.2. Isı değiştiricisi etkinliği

Isı değiştiricisi etkinliği  $\varepsilon$  gerçek ısı transfer oranının maksimum ısı transfer oranına oranı olarak tanımlanır.

$$\varepsilon = \frac{Wc\Delta T}{(Wc)_{low}(T_{hi} - T_{ci})} \quad (7.4)$$

Burada  $W_c c_c = (Wc)_{low}$  ise

$$\varepsilon = \frac{T_{co} - T_{ci}}{(T_{hi} - T_{ci})} \quad (7.5)$$

Burada,  $T_{co}$  soğuk taraf akışkanının çıkış sıcaklığıdır.

Eğer  $W_h c_h = (Wc)_{low}$

$$\varepsilon = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{(T_{hi} - T_{ci})} \quad (7.6)$$

Burada  $T_{ho}$  sıcak tarafa akışkanın çıkış sıcaklığıdır.

Eğer  $W_c c_c = W_h c_h$  ise

$$\varepsilon = \frac{T_{co} - T_{ci}}{(T_{hi} - T_{ci})} = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{(T_{hi} - T_{ci})} \quad (7.7)$$

Son denklem gaz türbini reküparatöründe yaklaşık iyi sonuç verir.

### 7.3.3. Isı transfer birimi katsayısı

Isı transfer birimlerinin miktarını tanımlamadan önce tanımda yer alan ilave kavramlardan bahsedilmelidir. Sıcak akışkan ile soğuk akışkan arasındaki ısı akışına olan toplam direnç sıcak ve soğuk akışkanlardaki direnç toplamına ve ısı transfer yolu (genellikle cidar) ile akışkan arasındaki dirence eşittir. Akışkanlar arasındaki ısı transferinin direnci genellikle akışkan termal direnciyle karşılaştırıldığında çok daha azdır. O zaman toplam termal direnciyle  $R_T$  olarak ifade edebiliriz.

$$R_T = \frac{1}{UA} = \frac{1}{U_h A_h} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{h_h A_h} + \frac{1}{h_c A_c} \quad (7.8)$$

Burada,

$h_c$ : Soğuk taraf akışkanının ısı transfer katsayısıdır.

$h_h$ : Sıcak taraf akışkanının ısı transfer katsayısıdır.

$A_c$ : Soğuk taraf ısı transfer alanıdır.

$A_h$ : Sıcak taraf ısı transfer alanıdır.

$U_c$ : Soğuk taraf alanına bağlı birim ısı iletkenliktir.

$U_h$ : Sıcak taraf alanına bağlı birim ısı iletkenliktir.

Ve  $UA=U_hA_h=U_cA_c$  toplam ısı iletkenliktir.

Toplam ısı iletkenliği sıcak taraf veya soğuk taraf parametreleri ile ifade edilebileceğine ve  $A$ 'nın  $U$  ile bağlantılı ısı transfer alanı olduğuna dikkat edilmelidir. Eğer ısı transfer yüzeyleri kanatçıklı ise  $A_c$  ve  $A_h$  toplam etkili ısı transfer alanlarını gösterir.

Akışkanlar arasındaki ısı transfer oranı  $Q$ ,  $UA$  olarak ifade edilebilir.

$$Q = UA\Delta T_m \quad (7.9)$$

Burada  $\Delta T_m$ : Sıcak taraf ve soğuk taraf akışkanları arasındaki ortalama sıcaklık farkıdır.

7.9 denkleminde verilen ısı transfer oranı 7.1 denklemde verilen ısı transfer oranına ve/veya her akışkanın ısı transfer oranına eşittir.

$A$  referans ısı transfer alanı  $A_{ref}$  olarak tanımlanır.

$$A_{ref} = \frac{Q_{max}}{U\Delta T_{max}} \quad (7.10)$$

Burada,  $\Delta T_{max} = T_{hi} - T_{ci}$

7.9 denkleminde elde edilen verilere dayanarak referans alan ortalama sıcaklık farklılığı akışkanlar arasındaki maksimum sıcaklık farkına eşitse maksimum orandaki sıcak ve soğuk taraf akışkanları arasındaki ısıyı iletme için gereken alana eşittir.

7.10 denkleminin yardımıyla ısı geçiş birimi sayısı  $NTU$  olarak tanımlanır.

$$NTU = \frac{A}{A_{ref}} = UA \frac{\Delta T_{max}}{Q_{max}} \quad (7.11)$$

Burada  $UA=U_hA_h= U_cA_c$  toplam ısı iletkenliktir. Denklem 7.11'de  $Q_{max}$  yerine Denklem 7.3'ü konularak aşağıdaki denklem elde edilir.

$$NTU = \frac{UA}{(Wc)_{low}} \quad (7.12)$$

NTU büyüklüğü 1'den küçük, eşit veya büyük olabilir.

#### 7.3.4. Isı değiştirici etkinliği ve NTU arasındaki ilişki

Bir ısı değiştiricisinde akışkan giriş ve çıkış sıcaklıklarının bilinmesi veya enerji korunum denklemlerinden kolayca hesaplanabilmeleri durumunda, ısı değiştiricisinin özömlenebilmesinde, ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi çok kolaylık sağlar. Bu durumda ısı değiştiricisi için  $\Delta T_m$  değeri kolayca belirlenebilir. Bununla birlikte, bir ısı değiştiricisinde akışkanların sadece giriş sıcaklıkları belli ise, ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemini kullanmak için deneme-yanılma yoluna gitmek gerekir. Bu gibi durumlarda, etkinlik-NTU yöntemi adı verilen yöntemin kullanılması daha uygundur (F.P. Incorpera and D.P. DeWitt).

Isı değiştirici etkinliği  $\varepsilon$  ısı geçiş birimlerinin sayısı NTU bağımlı akış, birim ısı iletkenlik oranı  $\Psi$  ve iki akışkanın yönünün bir fonksiyonudur. Ters akış ve paralel akış arasındaki ilişki:

Ters akış,

$$\varepsilon = \varepsilon_{cf} = \frac{1 - e^{-(1-\Psi)NTU}}{1 - \Psi e^{-(1-\Psi)NTU}} \quad (7.13)$$

burada,

$NTU \ll 1$ ,  $\varepsilon_{cf} \approx NTU$ , burada,

$NTU \gg 1$ ,  $\varepsilon_{cf} \approx 1$  'dir.

$\psi = 0$  olduğunda akışkanlardan birinin sabit çalışma sıcaklığına denktir.

$$\varepsilon_{cf} = 1 - e^{-NTU} \quad NTU = \ln \frac{1}{1 - \varepsilon_{cf}} \quad (7.14)$$

$\psi = 1$  olduğunda iki akışkanın birim ısı kapasite oranına eşittir.

$$\varepsilon_{cf} = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad NTU = \frac{\varepsilon_{cf}}{1 - \varepsilon_{cf}} \quad (7.15)$$

Paralel akış,

$$\varepsilon = \varepsilon_{pf} = \frac{1 - e^{-(1+\psi)NTU}}{1 + \psi} \quad (7.16)$$

burada,

$NTU \ll 1$ ,  $\varepsilon_{pf} \approx NTU$ , burada,

$NTU \gg 1$ ,  $\varepsilon_{pf} \approx \frac{1}{1 + \psi}$  'dir.

$\psi = 0$  olduğunda,

$$\varepsilon_{pf} = 1 - e^{-NTU} \quad NTU = \ln \frac{1}{1 - \varepsilon_{pf}} \quad (7.17)$$

$\psi = 1$  olduğunda,

$$\varepsilon_{pf} = \frac{1 - e^{-2NTU}}{2} \quad NTU = -\frac{\ln(1 - 2\varepsilon_{pf})}{2} \quad (7.18)$$

Genelde, ısı değiştiricisi etkinliği paralel akışta daha azdır. Fakat  $\psi = 0$  olduğunda, ters akış ve paralel akışın sonuçları aynıdır. Ayrıca  $\psi = 1$  olduğunda, ters akışlı max. 1 değeri karşılaştırıldığında paralel akışlı ısı değiştiricisi etkinliği max. değeri 0.5'tir.

### 7.3.5. Ortalama sıcaklık farkı

Bir ısı değistircinin tasarımı veya performansının belirlenebilmesi için, ısı değistircisindeki toplam ısı geçisi ile akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları, toplam ısı geçiş katsayısı ve ısı geçişi toplam yüzey alanı arasında bir bağıntı bulmak gereklidir (F.P. Incorpera and D.P. DeWitt).

$$\Delta T = T_h - T_c$$

$$Q = UA\Delta T$$

Sıcaklık farkı 7.9 denkleminde elde edilen sıcak ve soğuk taraf akışkanları arasındaki ortalama logaritmik sıcaklık farkıdır.

$$\Delta T_m = \frac{Q}{UA}$$

7.1, 7.4 ve 7.12 denklemlerine bakılarak en basit haliyle,

$$\frac{\Delta T_m}{\Delta T_{\max}} = \frac{\epsilon}{NTU} \quad (7.19)$$

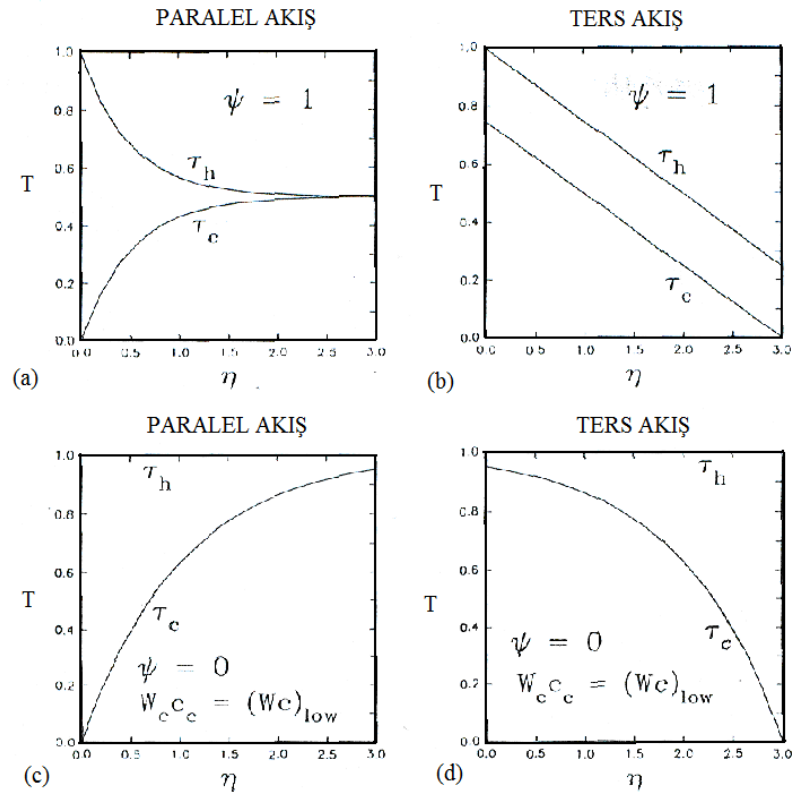
Böylece bir ısı değistircisindeki ortalama sıcaklık farkı  $\epsilon$  ve NTU'dan kolaylıkla hesaplanır. Burada,  $\psi = 1$  olduğunda, NTU'nun yerine uygun bir değer alacak şekilde;

Ters akış,

$$\frac{\Delta T_m}{\Delta T_{\max}} = 1 - \epsilon_{cf} \quad (7.20)$$

Paralel akış,

$$\frac{\Delta T_m}{\Delta T_{\max}} = \frac{2\epsilon_{pf}}{\ln(1 - 2\epsilon_{pf})} \quad (7.21)$$



Şekil 7.3. Isı değiştiricisi sıcaklık dağılımı

### 7.3.6. Boyutsuz sıcaklık dağılımı

Şekil 7.3'te  $\psi = 1$  ve  $\psi = 0$ , paralel ve ters akış için ısı değiştiricisi uzunluğu boyunca ısı transfer alanının fonksiyonu ısı değiştiricisi içindeki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Paralel akış ve ters akış  $\psi = 0$  için ayna yansıması şeklindedir.

Soğuk taraf boyutsuz sıcaklığı,  $\tau_c = (T_c - T_{ci}) / \Delta T_{max}$

Sıcak taraf boyutsuz sıcaklığı,  $\tau_h = (T_h - T_{ci}) / \Delta T_{max}$



Çizelge 7.1. Şekil 7.3'teki ısı değiştiricisi için karakteristikler

Şekil	Akış Yönü	$\psi$	NTU	$\varepsilon$	$\frac{\Delta T_m}{\Delta T_{max}}$
6.3a	Paralel	1	3	0.499	0.166
6.3b	Ters	1	3	0.750	0.250
6.3c	Paralel	0	3	0.950	0.317
6.3d	Ters	0	3	0.950	0.317

Burada,  $T_h$  ve  $T_c$  ısı değiştiricisi boyunca bazı noktalardaki sıcak ve soğuk taraf sıcaklıkları boyutsuz ısı transfer alanı aşağıda gösterilmiştir.

$$\eta = \frac{Ua}{Wc_{low}}$$

a: Isı değiştiricisi uzunluğu boyunca bir noktada toplama ısı transfer alanını göstermektedir. Isı değiştiricisinin sonunda  $\eta = NTU$  olur.

Tüm durumlar için toplam ısı değiştiricisi boyu  $NTU = 3$ 'tür. Isı değiştiricisi karakteristikleri Çizelge 7.1'de gösterilmiştir.

Şekil 7.3c ve 7.3d için ısı değiştiricisi etkinliği ve ortalama sıcaklık farkı çok geniştir. Sıcak taraf sıcaklığı sabittir. Şekil 7.3b'de ters akıştaki eşit sıcak ve soğuk taraf birim ısı kapasite oranlarının en geniş değerleri meydana gelmektedir. Şekil 7.3a'da paralel akışta en küçük değerler meydana gelmektedir ve birim ısı kapasite oranına eşittir.

Yukarıdaki sonuçlar ısı transferi uzunluğu boyunca akışkan sıcaklığının sürekli değiştiği konvansiyonel ısı değiştiricisine uygulanabilir. Her birinde ayrı ısı borusu sıcaklığı ve akışkan sıcaklık dağılımı olan ısı değiştiricisi uzunluğu boyunca ısı borulu ısı değiştiricileri ayrı aşamalara ayrılabilir. Dolayısıyla şu ana kadar verilen ısı değiştiricisi denklemleri ısı borulu ısı değiştiricilerine uygulandığında değişiklik gerektirir.

#### 7.4. Isı Değiştiricisinin Etkin Olduğu Süreçteki Basınç Düşüşü

Sıcak ve soğuk taraf akışkanları ısı değiştiricisinden akarken basınç düşüklüğüne maruz kalır. Akan akışkanların bir parçası olduğu sistemin performansının aksi yönde etkileyebilen akış basıncında bir azalma olduğundan sıcak ve soğuk taraf akışkan basınç düşüşü üzerinde genellikle bir takım sınırlandırmalar vardır. Örneğin bir gaz türbini reküparatöründe tipik ihtiyaç, sıcak ve soğuk taraf basınç düşüşü toplamının % 6'yı aşmamasıdır.

Akış hızındaki artış yada akış geçişlerinin hidrolik çapındaki azalma gibi ısı değiştiricisinin boyutunu azaltan ve ısı transfer katsayılarını artmasına yol açan aynı faktörler basınç düşüşünün artmasına da yol açar. Bu nedenle özel etkisi olan minimum boyutlardaki bir ısı değiştiricisi genellikle basınç düşüşüyle belirlenir (Sıcak taraf+soğuk taraf). Isı değiştiricisinin tek tarafından geçen akışkanın basınç düşüş oranı aşağıda gösterilmiştir.

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2 v_1}{2P_1} \left[ (K_c + 1 - \sigma_a^2) + 2 \left( \frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + 4f \frac{L}{D_h} \frac{v_m}{v_1} - (1 - \sigma_a^2 - K_e) \frac{v_2}{v_1} \right] \quad (7.22)$$

Denklem 7.22'deki semboller aşağıdaki tanımları içermektedir.  $P_1$  giriş basıncı,  $\Delta P$  net basınç düşüşü,  $v_1$  girişteki özgül hacim,  $v_2$  çıkıştaki özgül hacim,  $v_m$  ortalama özgül hacim,  $G$  minimum serbest akış alanının birim başına kütle akış oranı,  $K_c$  giriş kayıp katsayısı,  $K_e$  çıkış kayıp katsayısı,  $\sigma_a$  minimum serbest akış oranının çekirdek önündeki alana oranı,  $f$  sürtünme katsayısı,  $L$  çekirdek uzunluğu ve  $D_h$  akış geçişinin hidrolik çapıdır.

$f$ ,  $K_c$ ,  $K_e$  değişkenleri çekirdeğin geometrisine ve Reynold numarasına dayanmaktadır. Denklem 6.66'daki ilk ifade giriş kaybını göstermektedir. Bu giriş kaybı sıvı çekirdeğe girerken hızın artışı ile bağlantılı olarak momentum'un artmasından ve akış bölgesindeki hızlı çekilme ile bağlantılı kayıptır. İkinci ifade ısınma veya soğuma esnasında sıvı yoğunluk değişimi olarak çekirdekdeki momentum değişiminden dolayı basınç değişimini göstermektedir. Üçüncü ifade çekirdek sürtünme basınç kaybını göstermektedir. Son ifade yayılma ile ortaya çıkan basınç kaybı ve çekirdekten çıkan

gazın yavaşlaması  $[-(1-\sigma_a^2)]$  ile bağlantılı momentum kaybından dolayı çıkış basıncındaki artışı ifade eder.

Boruların normal eğimli akış durumu için, giriş ve çıkış kayıplarının etkisi sürtünme katsayısında birleştirilmektedir. Bundan dolayı, bu durumda  $K_c$  ve  $K_e$  sifira eşittir. Daha sonra basınç düşüşü daha basit bir hal alır.

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2 v_1}{2P_1} \left[ \left( \frac{v_2}{v_1} - 1 \right) (1 + \sigma_a^2) + 4f \frac{L}{D_h} \frac{v_m}{v_1} \right] \quad (7.23)$$

Denklem 7.23'ü ısı borusunun normal durumunda ve sıcak ve soğuk taraf akışkan akışındaki ısı borulu ısı değiştiricilerinde basıncın düşürülmesi için kullanılabilir.

G çekirdekdeki minimum serbest akış bölgesinin her birim için kütle akış oranı aşağıdaki gibi açıklanabilir.

$$G = \frac{W}{\sigma_a A_f} \quad (7.24)$$

$A_f$ : Çekirdek ön bölgesi alanı

Denklem 7.22 ve 7.23'ten  $\Delta P/P_1$ 'in hesaplanması  $v_2$  ve  $v_m$ 'nin bilinmesini gerektirmektedir. Gaz halindeki sıcak ve soğuk akışkan için ideal gaz yasası aşağıdaki ilişkiyi sağlamak için kullanılabilir.

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2 P_1}{T_1 P_2} \quad \frac{v_m}{v_1} = \frac{T_m P_1}{T_1 P_m} \quad (7.25)$$

Birçok durumda basınç düşüş yüzdesi düşüktür.

$$\frac{v_2}{v_1} \approx \frac{T_2}{T_1} \quad \frac{v_m}{v_1} \approx \frac{T_m}{T_1} \quad (7.26)$$

$T_1$  ve  $T_2$  giriş ve çıkış sıcaklıkları bilinmekte veya ısı değiştiricisi dizayn kriterlerinden hesaplanabilmektedir.  $T_m$  ortalama sıcaklığı

$$T_m = \frac{1}{L} \int_0^L T dL \quad (7.27)$$

Denklemine söz konusu ısı değiştirici akışkanındaki ısı dağılımından öğrenilebilir. Sıcak ve soğuk taraf birim ısı kapasite oranı ile ters akış ısı değiştiricisi için sıcaklık dağılımını lineer olacak ve  $T_m$ ,  $T_1$  ve  $T_2$ 'nin aritmetik ortalaması olacaktır.

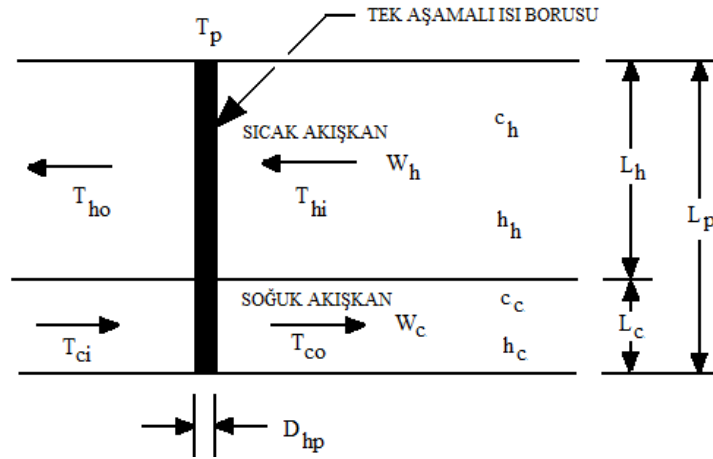
Eğer daha net bir doğruluk isteniyorsa  $U_2$  ve  $U_m$  7.25 denkleminde hesaplanacaktır. Daha sonra denklem 7.22 ve 7.23'teki  $\Delta P/P_1$  için iteratif çözüm istenecektir. Başlangıçta  $P_2$  için bir değer varsa  $P_m$ ,  $P_1$  ve  $P_2$ 'nin aritmetik ortalaması olarak hesaplanacaktır.  $\frac{U_2}{U_1}$  ve  $\frac{U_m}{U_1}$  denklem 7.25'ten hesaplanacak ve  $\Delta P/P_1$  denklem 7.22 ve 7.23'ten hesaplanacaktır. Eğer  $P_2 = P_1 - \Delta P, \delta_1$  birden fazla belirli sürtünme ile  $P_2$ 'nin varsayılan değerinden farklı ise  $P_2$  için yeni bir değer varsayılacaktır. Hesaplamalar  $P_2$ 'nin önceki değerinde  $\delta_1$ 'den daha az olana kadar tekrarlanacaktır.

### 7.5. Tek Aşamalı Isı Borulu Isı Değiştiricileri

Bir ısı değiştiricisindeki sıcak akışkandan soğuk akışkana olan ısı transferi ısı boruları vasıtasıyla gerçekleşir. Ters akış konusundaki temel kavramlar Şekil 7.4'te gōsterilmektedir.

Genelde bir ısı dōnüşürücüsü çoklu ısı boruları olan çoklu sıralardan ya da ısı borusu aşamalarından oluşur. Şekil 7.4'te kolaylık olsun diye tek bir ısı borusu gōsterilmiřtir ve tek aşamada ısı borularının örneği olarak düşünölebilir. Çok aşamalı ısı borulu ısı değiştiricileri 7.6. bölümünde değerlendirilecektir.

Şekil 7.4'te  $L_p$  uzunluğunda ve  $D_{hp}$  çapında bir ısı borusu bitişik iki akış kanalı boyunca uzanır.



Şekil 7.4. Tek aşamalı ısı borulu ısı değiştiricileri

Isı borusunun sabit sıcaklığı  $T_p$ 'dir. Sıcak akışkan akışı oranı  $W_h$  ve  $L_h$  genişliğinde bir kanaldan akar. Akışkan sıcaklığı  $T_{hi}$ , sabit basınçta özgül ısısı  $c_h$ , akışkan ve soğutucu ısı borusu arasındaki ısı transferine uygun ısı transfer katsayısı  $h_h$ 'dir.

Soğuk akışkan akışı oranı  $W_c$  ve  $L_c$  genişliğinde sıcak akışkanın yönünün aksi yönde akar. Akışkan sıcaklığı  $T_{ci}$ , sabit basınçta özgül ısısı  $c_c$ , akışkan ve ısıtıcı ısı borusu arasındaki ısı transferine uygun ısı transfer katsayısı  $h_c$ 'dir.

Sıcak akışkan ısı borusunda aktığında akışkan sıcaklığı  $T_{ho}$ 'ya düşer. Bu süreçte, ısı borusunda transfer olan ısı  $Q = W_h c_h (T_{hi} - T_{ho})$  oranındadır. Isı borusu sıvısı  $Q$  oranında ısı borusundan ısıyı iletmek için gerekli olan oranda fitilden buharlaşır. Buhar, ısı borusundan aktığından dolayı soğuk akışkanın sıcaklığın  $T_{co}$ 'ye yükselerek soğuk akışkan kanalındaki fitilden yoğuşur. Isı  $Q = W_c c_c (T_{co} - T_{ci})$  ile aynı oranda ısı borusundan dışarı transfer edilir.

### 7.5.1. Isı transfer ilişkileri

Sıcak akışkandan soğuk akışkana olan transfer sürecini ikiye ayırabiliriz. İlk süreçte ısı sıcak akışkandan sabit sıcaklıklı ısı borusundaki buharlaşan sıvıya transfer olur. İkinci süreçte, ısı sabit sıcaklıklı ısı borusundaki yoğuşan buhardan soğutucu

akışkana transfer olur. Isı değiştiricisinin sıcak ve soğuk tarafları ortak bir ısı transfer oranıyla ve ortak bir ısı borusu sıcaklığıyla  $T_p$  ikiye katlanan ısı değiştiricileri olarak düşünülebilir.

Her durumunda birim ısı kapasite oranı  $\Psi=0$ 'dır. O zaman 7.3 bölümünde verilen NTU ve  $\varepsilon$  tanımlarını kullanarak sıcak taraf için,

$$NTU_h = \frac{h_h A_h}{W_h c_h} \quad (7.28)$$

$$\varepsilon_h = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_p} = 1 - e^{-NTU_h} \quad (7.29)$$

$$Q = W_h c_h (T_{hi} - T_{ho}) = W_h c_h \varepsilon_h (T_{hi} - T_p) \quad (7.30)$$

soğuk taraf için,

$$NTU_c = \frac{h_c A_c}{W_c c_c} \quad (7.31)$$

$$\varepsilon_c = \frac{T_{ci} - T_{co}}{T_p - T_{ci}} = 1 - e^{-NTU_c} \quad (7.32)$$

$$Q = W_c c_c (T_{co} - T_{ci}) = W_c c_c \varepsilon_c (T_p - T_{ci}) \quad (7.33)$$

dir.

### 7.5.2. Isı borusu sıcaklığı

7.30 ve 7.33 denklemlerinden Q elde ederek  $T_p$ 'yi çözebiliriz.

$$T_p = \frac{T_{hi} + \Omega_{tc} E_h T_{ci}}{1 + \Omega_{tc} E_h} \quad (7.34)$$

Burada;

$$\Omega_{tc} = \frac{W_c c_c}{W_h c_h} \quad E_h = \frac{\varepsilon_c}{\varepsilon_h}$$

Denklem 7.34, sıcak ve soğuk taraf ısı değiştiricisi şartları için verilen ısı borusu sıcaklığını vermektedir.

Bazı soğutma koşullarında ısı transfer oranı akışkan ısı kaynağı tarafından taşınan ısının oranıyla karşılaştırıldığında oldukça azdır. Akışkandaki söz konusu sıcaklık değişikliği azdır dolayısıyla bu durumda NTU ve  $\epsilon$ 'da az olacaktır. O zaman  $\epsilon_h$  ve  $\epsilon_c$  yaklaşık olarak

$$\epsilon_h \approx NTU_h = \frac{h_h A_h}{W_h c_h} \quad (7.35)$$

$$\epsilon_c \approx NTU_c = \frac{h_c A_c}{W_c c_c} \quad (7.36)$$

$T_p$  için 7.34 denklemi

$$T_p = \frac{T_{hi} + (h_c A_c / h_h A_h) T_{ci}}{1 + (h_c A_c / h_h A_h)} \quad (7.37)$$

Şekil 7.4'ten görüleceği gibi ısı borusu sıcaklığı  $T_p$ , sıcak ve soğuk taraf akışkan çıkış sıcaklıkları arasında seyretmelidir. 7.34 denklemi  $E_h$  için uygulanırsa,

$$E_h = \frac{T_{hi} - T_p}{\Omega_{tc}(T_p - T_{ci})} \quad (7.38)$$

Eğer ısı borusu sıcaklığı  $T_p$  özelleştirilirse, soğuk ve sıcak taraf etkinliğinin oranı  $E_h$  7.38 denkleminde bulunabilir.

Verilen bütün ısı transfer oranlarına dayanarak  $T_p$ 'li değişken alanını bir  $T_p$  değeri seğilerek ve 7.29 ve 7.32 denklemlerinden  $\epsilon_h$ ,  $\epsilon_c$ ,  $NTU_h$ ,  $NTU_c$ 'i hesaplayarak bulabiliriz.  $A_h$  ve  $A_c$ 'de 7.28 ve 7.31 denklemlerinden bulunabilir.  $T_p$ 'nin çeşitli değerleri için hesaplamalar tekrarlanabilir. Genelde toplam ısı değiştirici alanının  $A_c + A_h$  azaltıldığı optimum bir  $T_p$  değeri olabilir.

### 7.5.3. Toplam ısı değiştiricisinin etkinliği

Isı değiştiricisinin toplamdaki etkinliği için ısı transfer alanı tayin edilir. Toplamdaki etkinliği,

$$\varepsilon = \frac{W_c c_c (T_{co} - T_{ci})}{(Wc)_{low} (T_{hi} - T_{ci})} = \frac{W_h c_h (T_{hi} - T_{ho})}{(Wc)_{low} (T_{hi} - T_{ci})} \quad (7.39)$$

$\varepsilon_h$  ve  $\varepsilon_c$  için  $T_{hi} - T_{ho}$  ve  $T_{co} - T_{ci}$  denklemleri denklem 7.29 ve 7.32'de yerine konulur.

$$\begin{aligned} \varepsilon_h &= \frac{(T_{hi} - T_{ci})}{(T_{hi} - T_p)} \varepsilon & \Omega_{tc} &\geq 1 \\ \varepsilon_h &= \frac{(T_{hi} - T_{ci})}{(T_{hi} - T_p)} \Omega_{tc} \varepsilon & \Omega_{tc} &\leq 1 \end{aligned} \quad (7.40)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_c &= \frac{(T_{hi} - T_{ci})}{(T_p - T_{ci})} \frac{\varepsilon}{\Omega_{tc}} & \Omega_{tc} &\geq 1 \\ \varepsilon_c &= \frac{(T_{hi} - T_{ci})}{(T_p - T_{ci})} \varepsilon & \Omega_{tc} &\leq 1 \end{aligned} \quad (7.41)$$

Üstteki denklemlerden, toplamdaki tek aşama etkinliği için gerekli olan sıcak ve soğuk taraf etkinliği belirlenebilir. Böylece ilgili sıcak ve taraf NTU'ları ve denklemleri 7.29, 7.32, 7.28 ve 7.31'den gerekli sıcak ve soğuk taraf ısı transfer alanı bulunabilir.

Isı değiştiricisinin uygulanması için, sıcak ve soğuk taraf arasında ısı transferini arttırmak için  $\varepsilon$  mümkün olduğu kadar büyük olmalıdır. NTU ve ısı transfer alanı  $\varepsilon$  ile artarken toplam ısı değiştiricisi boyutu genellikle 0.95 veya daha az olası değerde sınırlı kalmaktadır. Uak gaz türbini rekparatr gibi ağırlığı-duyarlı uygulamalarda  $\varepsilon$  0.80-0.85 uygulanabilir st limite sınırlıdır.

Tek aşamalı bir ısı borulu ısı değiştiricisi için  $\varepsilon$  daha düşük değerlerle sınırlı kalabilir. Şekil 7.4'ten sıcak taraf akışkanı  $T_{ho} = T_p$ 'de soğutulabilir ve soğuk taraf akışkanı  $T_{co} = T_p$ 'de ısıtılabilir. Böylece  $T_{ho} = T_{co} = T_p$  olduğunda  $\varepsilon$  en büyük değeri  $\varepsilon = \varepsilon_{max}$  ortaya çıkar. Denklem 7.39'dan  $T_{ho}$  ve  $T_{co}$  değişkenlerin eşitlenmesiyle ve bunun  $\varepsilon = \varepsilon_{max}$  zlmesiyle aşağıdaki gibi gösterilebilir.



$$\begin{aligned}\varepsilon_{\max} &= \frac{1}{1 + \Omega_{tc}} & \Omega_{tc} &\leq 1 \\ \varepsilon_{\max} &= \frac{\Omega_{tc}}{1 + \Omega_{tc}} & \Omega_{tc} &\geq 1\end{aligned}\quad (7.42)$$

$\Omega_{tc} = 1, \varepsilon_{\max} = 0.5$  dir. Böylece  $\Omega_{tc} \approx 12$ le tek aşamalı gaz türbini reküperatörü için toplam ısı değıştiricisi etkinliğinin maksimum değeri 0.5'le sınırlıdır. Bir sonraki bölümde  $\varepsilon_{\max}$  aşama sayısı ile arttığı gösterilmektedir. Ayrıca ısı borusu sıcaklığı üzerinde alt ve üst sınırlar bulunmaktadır. Alt sınır  $T_{pl}=T_{co}$  ve üst sınır  $T_{pu}=T_{ho}$ . Yine denklem 7.39 aşağıdakini göstermek için kullanılabilir.

$$\begin{aligned}\frac{(T_{pl} - T_{ci})}{(T_{hi} - T_{ci})} &= \varepsilon & \Omega_{tc} &\leq 1 \\ \frac{(T_{pl} - T_{ci})}{(T_{hi} - T_{ci})} &= \frac{\varepsilon}{\Omega_{tc}} & \Omega_{tc} &\geq 1\end{aligned}\quad (7.43)$$

$$\begin{aligned}\frac{(T_{hi} - T_{pu})}{(T_{hi} - T_{ci})} &= \Omega_{tc} \varepsilon & \Omega_{tc} &\leq 1 \\ \frac{(T_{hi} - T_{pu})}{(T_{hi} - T_{ci})} &= \varepsilon & \Omega_{tc} &\leq 1\end{aligned}\quad (7.44)$$

$T_{ho}$  ve  $T_{co}$  belirlenmediğinde Denklem 7.43 ve 7.44  $T_{pl}$  ve  $T_{pu}$  bulunması için kullanılmaktadır.

Bu denklemlerin kullanımını aşağıdaki örnekte gösterilmiştir.

$\Omega_{tc} = 1, \varepsilon = 0.3, T_{hi} = 1200^\circ \text{F}(649^\circ \text{C}), T_{ci} = 800^\circ \text{F}(427^\circ \text{C}), T_p = 940^\circ \text{F}(540^\circ \text{C})$  özellikleri olan tek aşamalı ısı borulu ısı değıştiricilerini düşünün. Denklem 7.44'le denklem 7.40 aşağıdaki gibi gösterilir.

$$\varepsilon_{\max} = 0.5$$

$$T_{pl} = 920^\circ \text{F}(493^\circ \text{C})$$

$$T_{pu} = 1080^\circ \text{F}(582^\circ \text{C})$$

$$\varepsilon_c = 0.857$$

$$\varepsilon_h = 0.462$$

## 7.6. Çok Aşamalı Isı Borulu Isı Değiştiricileri

Tek aşama yerine ısı borulu ısı değiştiricileri iki veya daha aşamalı birleştirilebilir. Her aşamada bütün ısı boruları aynı sıcaklıkta çalışabilmektedir. Ancak ısı borusu sıcaklığı aşamadan aşamaya değişmektedir. Çoklu aşamalar ile daha fazla ısı transfer alanı akışta büyük boyutlar olmadan ısı değiştiricisinde birleştirilebilir. Ayrıca akışta  $\Psi > 0$  olduğunda, maksimum ısı değiştiricisinde etkinliği aşama sayısı ile artmaktadır. Tek aşamalı ısı borulu ısı değiştiricileri için verilen denklemler ayrıca çok aşamalı ısı değiştiricisinin her aşaması için uygulanabilir. Fakat 7.39 denkleminde toplam ısı değiştiricisi etkinliği için giriş ve çıkış sıcaklıkları tekli aşamadan ziyade toplam ısı değiştiricisini göstermektedir. Ayrıca ısı borusu sıcaklığı soğuk taraf girişindeki minimum değerden, sıcak taraf girişindeki maksimum değer arasında değişmektedir.

### 7.6.1. Isı borusu sıcaklığı

Tek aşamalı ısı değiştiricisindeki ısı borusu sıcaklığı için gösterilen denklem 7.34 söz konusu aşama için uygun parametrelerin denklemde kullanılması şartıyla çok aşamalı ısı değiştiricisinin her aşaması için kullanılabilir. Genellikle soğuk ve sıcak taraf girişindeki ısı borusu sıcaklıklarıyla daha fazla ilgilenilmektedir.

Soğuk taraf girişindeki aşamada sıcak taraf giriş sıcaklığı  $T_{hi}$  yerine sıcak taraf çıkış sıcaklığı  $T_{ho}$  açısından  $T_p$ 'yi açıklamak için daha uygundur. Buna benzer olarak soğuk taraf giriş sıcaklığı  $T_{ci}$  yerine soğuk taraf çıkış sıcaklığı  $T_{co}$  açısından sıcak taraf girişindeki aşamada  $T_p$ 'yi açıklamak daha uygundur. Bu değişikliklerle birlikte yapılacak  $T_p$  ile ilgili açıklamalar yapılacaktır.

Soğuk taraf girişindeki aşama  $T_{hi}$  Denklem 7.29'dan elde edilen denklem aşağıdadır.

$$T_{hi} = \frac{T_{ho} - \varepsilon_h T_p}{1 - \varepsilon_h}$$

7.34 denklemindeki  $T_{hi}$  için bu denklem değiştirilmesi  $E_h$ 'nin  $\varepsilon_c/\varepsilon_h$  ile değiştirilmesi ve  $T_p$  için çözülmesi

$$T_p = \frac{\varepsilon_h T_{ho} + \Omega_{tc} (1 - \varepsilon_h) \varepsilon_c T_{ci}}{\varepsilon_h^2 + (1 - \varepsilon_h)(\varepsilon_h + \Omega_{tc} \varepsilon_c)} \quad (7.45)$$

Eğer  $\Omega_{tc} = 1$  ise 7.45 denklemini aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$T_p = \frac{\varepsilon_h T_{ho} + (1 - \varepsilon_h) \varepsilon_c T_{ci}}{\varepsilon_h^2 + (1 - \varepsilon_h)(\varepsilon_h + \varepsilon_c)} \quad (7.46)$$

Sıcak taraf girişindeki aşama 7.32 denkleminde  $T_{ci}$  aşağıdaki gibi açıklanabilir.

$$T_{ci} = \frac{T_{co} - \varepsilon_c T_p}{1 - \varepsilon_c}$$

Bu denklemden  $T_{ci}$ 'nin 7.34 denklemine dönüştürülmesi  $E_h$ 'nin  $\varepsilon_c/\varepsilon_h$  değiştirilmesi ve  $T_p$ 'nin çözülmesi aşağıdaki gibidir.

$$T_p = \frac{\varepsilon_h (1 - \varepsilon_c) T_{hi} + \Omega_{tc} \varepsilon_c T_{co}}{\Omega_{tc} \varepsilon^2 + (1 - \varepsilon_c)(\varepsilon_h + \Omega_{tc} \varepsilon_c)} \quad (7.47)$$

Eğer  $\Omega_{tc} = 1$  ise 7.47 denklemini aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$T_p = \frac{\varepsilon_h (1 - \varepsilon_c) T_{hi} + \varepsilon_c T_{co}}{\varepsilon_c^2 + (1 - \varepsilon_c)(\varepsilon_h + \varepsilon_c)} \quad (7.48)$$

### 7.6.2. Çok aşamalı ters akış ısı değiştiricisi için ısı değiştirici etkinliği

Üç aşamalı ters akış ısı değiştiricilerindeki şartlar değerlendirilecek ve aşama sayısına atama ile dağıtılacaktır.  $\Omega_{tc} = 1$  olduğu varsayılır her aşamada ısı borusu sıcaklığı ısı borularındaki sıcak taraf akışkanı ısı transfer oranının soğuk taraf akışkanındaki ısı borularının ısı transfer oranına eşit olduğu varsayılmaktadır. Sıcak ve soğuk taraf aşama etkinliği  $\varepsilon_c$  ve  $\varepsilon_h$  bütün aşamalar için daimi olduğu varsayılmaktadır, fakat birbirine eşit değildir. Isı transfer birimi katsayıları  $NTU_h$  ve  $NTU_c$ 'nin bütün n'ler için geçerlidir. Fakat birbirine eşit değildir.

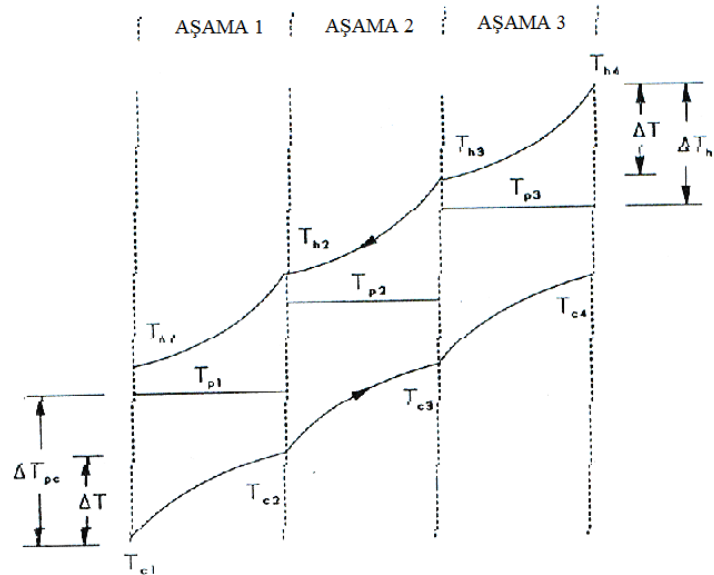
Sıcaklık dağılımı Şekil 7.5'te gösterildiği gibidir. Sıcaklık değişimi  $\Delta T$  bütün aşamalarda sıcak ve soğuk taraf için aynıdır. Her aşama için olabilecek maksimum sıcaklık değişimi sıcak taraf için  $\Delta T_{hp}$  soğuk taraf için ise  $\Delta T_{pc}$  süreklidir.

$\varepsilon$ 'nin temel tanımından aşağıdaki denklem çıkmaktadır.

$$\Delta T = \varepsilon_h \Delta T_{hp} = \varepsilon_c \Delta T_{pc} \quad (7.49)$$

ve

$$\varepsilon = \frac{T_{h4} - T_{h1}}{T_{h4} - T_{c1}} = \frac{T_{c4} - T_{c1}}{T_{h4} - T_{c1}} \quad (7.50)$$



Şekil 7.5. Üç aşamalı ters akışlı ısı borulu ısı değiştiricilerindeki sıcaklık dağılımı

Alt simge 1 soğuk taraf girişindeki şartları ve alt simge 4 sıcak taraf girişindeki şartları göstermektedir. Ayrıca basit olması için  $c_f$  alt simgesi,  $\varepsilon$ 'e eklenmemiştir.

Şekil 7.5 ilişkilerinden ve denklem 7.49 kullanılarak  $\varepsilon$  aşağıdaki gibi açıklanabilir.

$$\varepsilon = \frac{3\Delta T}{\Delta T_{hp} + 2\Delta T + \Delta T_{pc}} = \frac{3\varepsilon_h \varepsilon_c}{(1 + 2\varepsilon_h)\varepsilon_c + \varepsilon_h}$$

Atama ile n aşamaları için aşağıdaki denklem  $\varepsilon$  olmaktadır.

$$\varepsilon = \frac{n\varepsilon_h\varepsilon_c}{[1+(n-1)\varepsilon_h]\varepsilon_c + \varepsilon_h} \quad (7.51)$$

İlk olarak  $\varepsilon_c$  ve daha sonra  $\varepsilon_h$  için 7.51 denklemi aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$\varepsilon_c = \frac{\varepsilon\varepsilon_h}{n\varepsilon_h - \varepsilon[1+(n-1)\varepsilon_h]} \quad (7.52)$$

$$\varepsilon_h = \frac{\varepsilon\varepsilon_c}{n\varepsilon_c - \varepsilon[1+(n-1)\varepsilon_c]} \quad (7.53)$$

Aşama numaraları ve sıcak ve soğuk taraf aşama etkinliğinin fonksiyonu olarak toplam ısı değiştiricisi etkinliğini vermektedir. 7.52 ve 7.53 denklemleri belirlenmiş toplam etkinlik, sıcak ve soğuk taraf etki ve aşama sayıları ile bağlantılı olarak soğuk ve sıcak taraf aşama etkinliğini göstermektedir. Yukarıdaki denklemler uygulanırken, eğer herhangi bir etkinlik 1'e eşit olursa, sonsuz olacağı NTU ve ısı transfer alanının olacağı bilinmelidir.

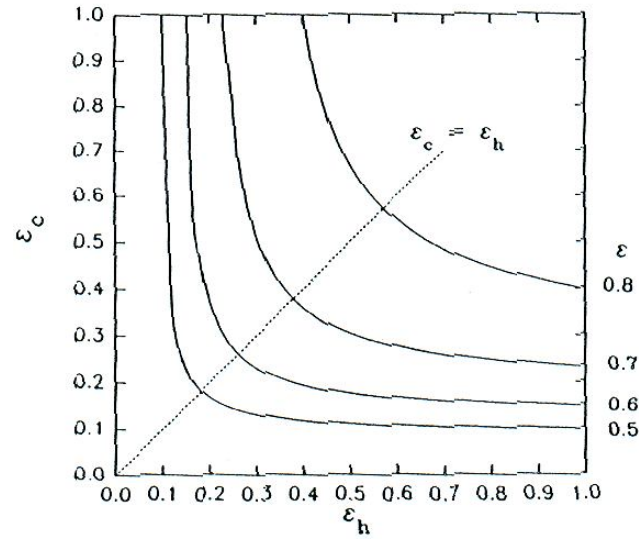
$\varepsilon_c = \varepsilon_h = 1$  olduğunda  $\varepsilon = \varepsilon_{\max}$  değeri ortaya çıkmaktadır. Daha sonra denklem 7.51'den aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\varepsilon_{\max} = \frac{n}{n+1}$$

Böylece sıcak ve soğuk taraf birim ısı kapasite oranı eşit olduğunda elde edilebilir. Maksimum ısı değiştiricisi etkinliği aşama sayısı ile artmakta ve aşama sayısı artarken 1'e yaklaşmaktadır.

### 7.6.3. Isı transfer alanı

Denklem 7.28 ve 7.31'den aşama  $A_h$  ve  $A_c$  için sıcak ve soğuk taraf ısı transfer alanları aşağıdaki gibi açıklanabilir.



Şekil 7.6. On aşamalı ısı borulu ısı değıştiricileri için  $\varepsilon_c - \varepsilon_h$  diyagramı

$$A_h = \frac{WcNTU_h}{h_h} \quad (7.54)$$

$$A_c = \frac{WcNTU_c}{h_c} \quad (7.55)$$

Aşağıdaki denklemde  $\Omega_{tc} = 1$   $W_{hc} = W_{cc} = Wc$ 'dir. Ayrıca 7.29 ve 7.32 denklemlerinden  $NTU_h$  ve  $NTU_c$  elde edilebilir.  $n$  aşamaları için toplam ısı transfer alanı  $A_t$  aşağıdaki gibi açıklanabilir.

$$A_t = n(A_h + A_c) = \frac{nWcNTU_h}{h_h} \left( 1 + \frac{NTU_c}{NTU_h} \frac{h_h}{h_c} \right) \quad (7.56)$$

Eğer sıcak ve soğuk taraf aşama etkinliği eşit ise  $\varepsilon_h = \varepsilon_c = \varepsilon_{st}$ ,  $NTU_h = NTU_c = NTU_s$  ve 7.52 denklemi aşağıdaki şekli alır.

$$\varepsilon_{st} = \frac{2\varepsilon}{n - (n-1)\varepsilon} \quad (7.57)$$

Bu durum için toplam ısı transfer alanının  $A_{ts}$  olduğu düşünülürse, 7.56 denklemi kullanılarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$A_{ts} = \frac{nW_c NTU_s}{h_h} \left( 1 + \frac{h_h}{h_c} \right) \quad (7.58)$$

Denklem 7.56, denklem 7.58'e bölünürse,

$$\frac{A_t}{A_{ts}} = \frac{NTU_h}{NTU_s} \left( \frac{1 + (NTU_c / NTU_h)(h_h / h_c)}{1 + (h_h / h_c)} \right) \quad (7.59)$$

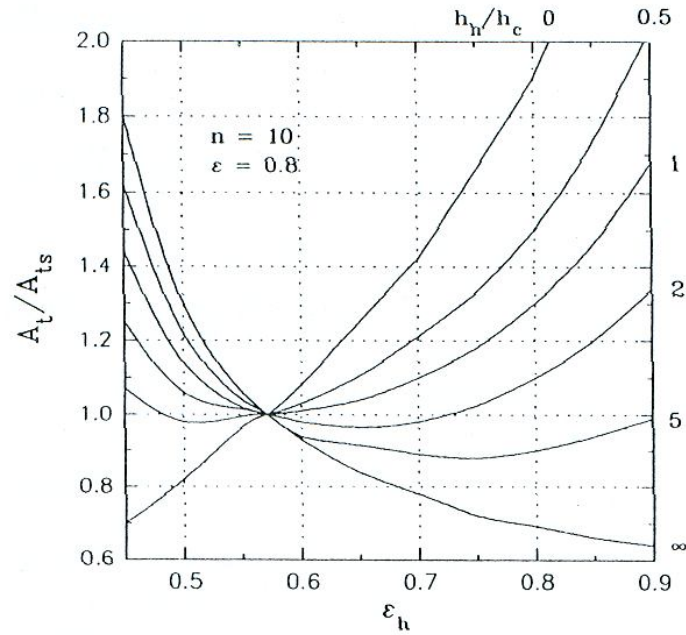
olur.

$\varepsilon_h$  ve  $h_h/h_c$  fonksiyonu olarak  $\frac{A_t}{A_{ts}}$  grafiği 0.8 toplam etkinliği ile on aşamalı bir ısı değiştiricisi için Şekil 7.7'de gösterilmiştir. Grafik  $\varepsilon_h$  ve  $h_h/h_c$  değeri kullanılarak Denklem 7.52'de  $\varepsilon_c$ , Denklem 7.57'den  $\varepsilon_s$  hesaplanarak Denklem 7.29 ve 7.32'den  $NTU_h$ ,  $NTU_c$  ve  $NTU_s$  hesaplanarak ve son olarak Denklem 7.59'dan  $\frac{A_t}{A_{ts}}$  geliştirilmektedir.

$h_h/h_c$ 'nin değişik değerleri için bütün eğriler simetrik durumda ( $\varepsilon_h = \varepsilon_c$ ),  $\frac{A_t}{A_{ts}} = 1$ ,  $\varepsilon_h = 0.575$  noktasından, ayrıca minimumdan geçmektedir.  $\varepsilon_h = 0.4$ 'te  $\varepsilon_c \rightarrow 1$  için  $\frac{A_t}{A_{ts}}$  bütün eğrilerle sonsuza yaklaşmaktadır.

Şekil 7.7'den eğer  $h_h/h_c \ll 1$  veya  $\gg 1$  ise toplam etkinliği 0.8 olan on aşamalı bir ısı değiştiricisi ısı transfer alanı, eğer  $\varepsilon_h$  ve  $\varepsilon_c$  için optimum değer kullanılırsa  $\varepsilon_h = \varepsilon_c$  olması yerine % 10-20 azalabilir.

$h_h/h_c \ll 1$  olması için uçak gaz türbini reküperatöründe hesaplanabilir. Çünkü büyük yoğunluk farklarından dolayı sıcak taraf ısı transfer katsayısı soğuk tarafinkinden 0.1-0.2 kat büyük olabilir.



Şekil 7.7. Sıcak soğuk taraf aşama etkinliğinin ısı transfer alanı oranları

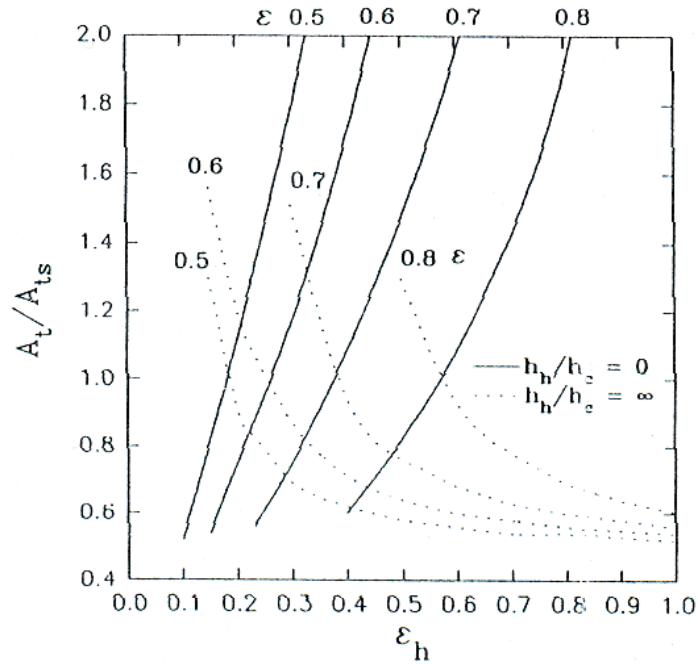
Isı transfer alanındaki son düşüş  $h_h/h_c = 0$  veya  $h_h/h_c \rightarrow \infty$  olduğunda ortaya çıkar. Denklem 7.59 kullanılarak aşağıdaki denklemi yazabiliriz,

$$\frac{A_t}{A_{ts}} = \frac{NTU_h}{NTU_s} \quad \frac{h_h}{h_c} = 0$$

$$\frac{A_t}{A_{ts}} = \frac{NTU_c}{NTU_s} \quad \frac{h_h}{h_c} \rightarrow \infty$$

Bu sınırlandırılmış durumlar için alan durumları on aşamalı bir ısı değiştiricisi için Şekil 7.8'de  $\epsilon_h$  ve  $\epsilon$ 'nin fonksiyonu olarak gösterilmiştir.  $h_h/h_c = 0$  olduğunda eğrinin alt uçları  $\epsilon_c = 1$ 'dir.  $h_h/h_c \rightarrow \infty$  olduğunda  $\epsilon_h = 1$ 'dir.





Şekil 7.8. On aşamalı ısı borulu ısı değiştiricisi için ısı transfer alanı

Şekil 7.8'den % 40-50 arasındaki ısı transfer alanındaki düşüşler  $\varepsilon_h = \varepsilon_c$  olduğunda alanla karşılaştırılabilir.  $h_h/h_c \ll 1$  veya  $\gg 1$  olduğunda böyle bir düşüş beklenebilir. Ve düşük dirençli taraf, aşama etkinliği uyumsuzdur. Isı transfer alanı, aşama sayısı onun üstüne çıkarken daha fazla azalacaktır.

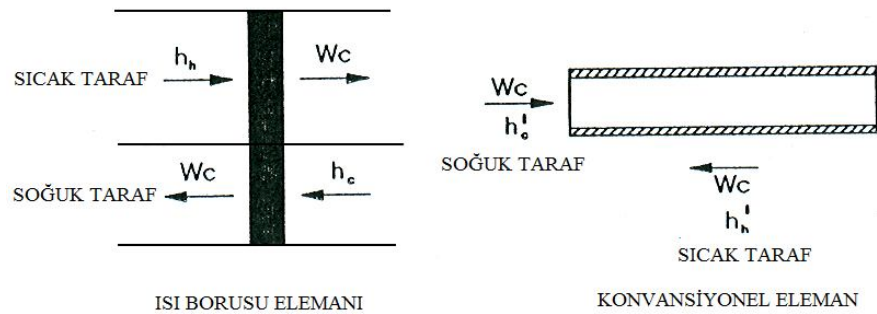
#### 7.6.4. Isı borusu ve konvansiyonel ısı değiştiricisinin karşılaştırılması

Kanatsız ısı borusu ve konvansiyonel ısı değiştiricisi tipik unsurları Şekil 7.9'da gösterilmektedir. Sıcak ve soğuk taraflı akışkan yönlerinin ters akışlı olduğu ve birim ısı kapasite oranı  $\Omega_{tc} = W_c c_c / W_h c_h$ 'nin 1 olduğu varsayılmaktadır.

Birim ısı kapasite oranı her iki akışkan için  $W_c$  olarak belirlenir ve her iki ısı değiştiricisi tipi için de aynı olduğu varsayılır. Isı borulu ısı değiştiricisinin bir aşamasındaki sıcak ve soğuk taraflı ısı transfer alanları  $A_h$  ve  $A_c$ 'dir ve bütün aşamalarda aynıdır.  $n$  aşamaları için toplam ısı transfer alanı  $A_t$ ,  $n(A_h + A_c)$ 'dir.

Konvansiyonel ısı değiştiricisinde toplam sıcak ve soğuk taraf alanları  $A'_h$  ve  $A'_c$  hemen hemen eşittir ve  $A'_t$  olarak gösterilir.

Isı borulu ısı değiştiricisinde sıcak ve soğuk taraflar ısı borularının dış yüzeyindedir. Konvansiyonel ısı değiştiricisinde sıcak taraf akış elemanlarının dış yüzeyindedir, soğuk taraf alanı da i yüzeyindedir.



şekil 7.9. Isı borusu ve konvansiyonel ısı değiştiricisi elemanları

Özel bir çap ve duvar kalınlığı için ısı değiştiricisi elemanları, elemanların ses ve ağırlığı dış yüzey alanıyla orantılıdır.

O zaman, eğer  $A_t > A'_t$ , çekirdek (ısı transferinin oluştuğu bölge) ısı borulu ısı değiştiricisi için daha büyük ve daha ağır olacaktır. ekirdeğe ek olarak, ısı değiştiricisinin boyutu ve ağırlığının tam anlamıyla belirlenmesi giriş ve çıkış dolulukları ve herhangi bir ilave akışkan içeren yapıdadır.

$A_t$  ve  $A'_t$  için kullanılan tanımlar çeşitli oluşum şartlarında ve kıyaslamalardan elde edilecektir. Bazı koşullar için  $A_t > A'_t$  olarak gösterilebilirken bazıları için de  $A_t < A'_t$  olarak gösterilebilir.

#### 7.6.5. Isı borulu ısı değiştiricisi

Isı transferi öncelikle sıcak taraf ısı değiştiricisi akışkanı arasında, ikinci olarak da yoğuşan ısı borusu buharı ile soğuk taraf akışkanı arasında oluşmaktadır. Araya giren ısı borusu duvarının ısıl direnci ile buharlaşan ve yoğuşan ısı borusu akışkanı sıcak ve

soğuk taraf akışkanları ile karşılaştırıldığında genellikle daha azdır, özellikle de bu akışkanlar gaz ise. Burada sıcak ve soğuk taraf akışkanlarının yalnızca ısı dirençlerinin önemli olduğu varsayılmalıdır.

### 7.6.6. Konvansiyonel ısı değiştiricisi

Isı borulu ısı değiştiricisi ile sıcak ve soğuk taraf arasındaki araya giren duvarın ısı direnci genellikle daha azdır. 7.8 denkleminde konvansiyonel ısı değiştiricisini göstermek için,

$$U' = \frac{h_h' h_c'}{h_h' + h_c'}$$

Burada,  $U'$  konvansiyonel ısı değiştiricisi için birim ısı iletkenliktir. Ayrıca NTU'nun temel tanımından,

$$NTU' = \frac{U' A_t'}{W_c}$$

Bir önceki denklemde  $U'$  nin yerine NTU' koyarak dış ısı transfer alanı  $A_t'$  yi çözümleriz.

$$A_t' = \frac{W_c NTU'}{h_h'} \left( 1 + \frac{h_h'}{h_c'} \right) \quad (7.60)$$

### 7.6.7. Isı borulu ve konvansiyonel ısı değiştiricisinin karşılaştırılması

Isı borulu ve konvansiyonel ısı değiştiricileri için dış ısı transferi yüzey alan oranı 7.56 denkleminin 7.60 denklemine bölünmesiyle bulunur. Sonuç,

$$\frac{A_t}{A_t'} = \frac{n NTU_h h}{NTU' h_h} \left[ \frac{1 + (NTU_c / NTU_h)(h_h / h_c)}{1 + (h_h' / h_c')} \right] \quad (7.61)$$

7.61 denklemini değerlendirmek için aşağıdaki prosedürler kullanılır;

1.  $n$  ve  $\varepsilon_h$  değerleri seçmek,

2.  $h_h, h_c, h'_h$  ve  $h'_c$  değerlerini seçmek ve hesaplamak,
3.  $\varepsilon_{\max} = n/(n+1)$  i hesaplamak,
4.  $\varepsilon < \varepsilon_{\max}$  değerini seçmek,
5. 6.96 denkleminde  $\varepsilon_c$  yi hesaplamak,
6.  $NTU_h = \ln[1/(1-\varepsilon_h)]$ ;  $NTU_c = \ln[1/(1-\varepsilon_c)]$ ;  $NTU' = \varepsilon/(1-\varepsilon)$  hesaplamak,
7. 6.105 denkleminde  $A_t/A'_t$  yi hesaplamak.

Üç durum için  $A_t/A'_t$  artık hesaplanabilir.

Durum 1: Isı borulu ısı değiştiricisinin sıcak ve soğuk taraf aşama etkinliğinin eşit olduğu ve sıcak ve soğuk taraf ısı transfer katsayılarının ısı borulu ve konvansiyonel ısı değiştiricileri için aynı olduğunu düşünelim. O zaman,

$$\varepsilon_h = \varepsilon_c = \varepsilon_{st}$$

$$h_h = h'_h \quad h_c = h'_c$$

Buradan da,

$$NTU_h = NTU_c = NTU_s$$

7.61 denklemi,

$$\frac{A_t}{A'_t} = n \frac{NTU_s}{NTU'} \text{ şeklinde sadeleşir.}$$

Daha önceki denklem, NTU terimlerini  $n$  ve  $\varepsilon$  fonksiyonları şeklinde ifade ederek çok daha uygun bir şekilde verilebilir.

7.29 denklemini çözdükten sonra  $NTU_h$  için  $NTU_h = NTU_s$  ve  $\varepsilon_h = \varepsilon_{st}$  kabul ederek,

$$NTU_s = \ln \frac{1}{1 - \varepsilon_{st}}$$

7.15 denkleminde,  $\varepsilon_{cf} = \varepsilon$  kabul ederek ve  $NTU = NTU'$

$$NTU' = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}$$

NTU ve  $NTU'$  için bu denklemler ve  $\varepsilon_{st}$  için 7.57 denklemini kullanarak  $A_t / A_t'$  denklemi,

$$\frac{A_t}{A_t'} = n \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \ln \left[ \frac{n - (n - 1)\varepsilon}{n - (n + 1)\varepsilon} \right] \quad (7.62)$$

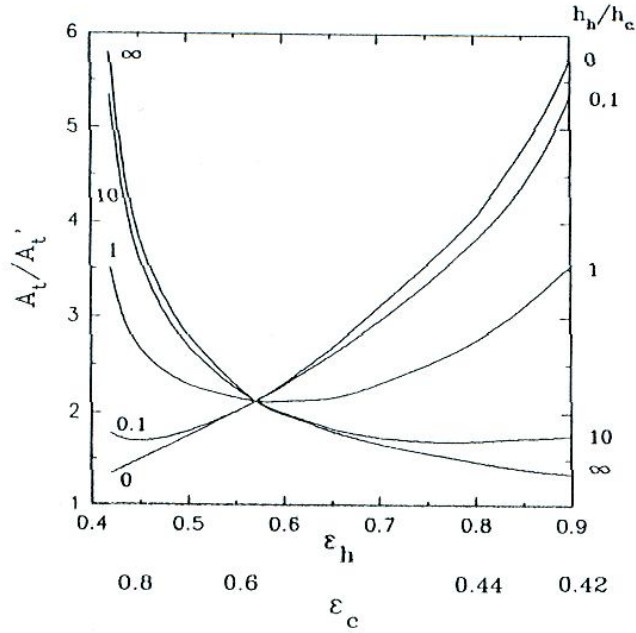
Genelde 7.62 denkleminde  $A_t / A_t'$ , 2 den daha büyüktür ve aşamalar büyüdükçe rakamsal olarak 2 ye yaklaşır.  $n = 10$  ve  $\varepsilon = 0.8$  olduğunda  $A_t / A_t' = 2.12$  dir.

Durum 2: Bu durumda, sıcak ve soğuk taraf ısı transfer katsayıları Durum 1 deki ( $h_h = h'_h, h_c = h'_c$ ) ile aynı kalır. Fakat  $\varepsilon_h$  ve  $\varepsilon_c$  büyüklük olarak değişebilir. O zaman 7.61 denklemi,

$$\frac{A_t}{A_t'} = n \frac{NTU_h}{NTU'} \left[ \frac{1 + (NTU_c / NTU_h)(h_h / h_c)}{1 + (h_h + h_c)} \right] \quad (7.63)$$

olur.

7.63 denkleminde, Şekil 7.10'da  $A_t / A_t'$ , on aşamalı bir ısı değiştiricisi ve ısı değiştiricisinin tamamının 0,8 etkinliğine karşı  $\varepsilon_h$  ve  $h_h / h_c$  hesaplanır.  $\varepsilon_h$  ye karşın  $\varepsilon_h$  de gösterilmektedir.



Şekil 7.10. Isı borusu ve konvansiyonel ısı değıştircileri için dış ısı transfer alan oranı

$h_h/h_c = 0.1$  eğrisi kabaca bir gaz türbini reküperatöründeki durumu yaklaşık olarak belirler, burada  $h_h$  türbin egzoz akışındaki ısı transfer katsayısı ve  $h_c$  kompresör boşaltma akışındaki ısı transfer katsayısıdır.

$A_t/A_t' = 2.12$  noktasından geçen eğrilerin tümü  $\varepsilon_h = \varepsilon_c = 0.571$  değerindedir. Dolayısıyla sıcak ve soğuk taraf etkisi eşit olduğunda  $h_h/h_c$  değerine bakılmaksızın  $A_t/A_t' = 2.12$ 'dir. Bu nokta  $h_h/h_c = 1$  iken sıcak ve soğuk taraf etkisi eşit olduğunda ısı borulu ısı değıştircisinin minimum alan değeri  $h_h/h_c = 1$  eğrisinin minimum olduğu yerdir.

$h_h/h_c \neq 1$  iken  $A_t/A_t'$  2.12 den azdır ve  $\varepsilon_h \neq \varepsilon_c$  olduğunda ortaya çıkar.  $A_t/A_t'$ 'nin en düşük değeri 1,277'dir.

$h_h/h_c = 0, \varepsilon_h = 0.4, \varepsilon_c = 1, h_h/h_c = \infty, \varepsilon_h = 1, \varepsilon_c = 0.4$  olduğunda ortaya çıkar. (Bu sınır değerler Şekil 7.10'da gösterilmektedir.) Aşama sayısı arttıkça  $A_t/A_t'$  min.

değeri 1 e yaklaşır. Örneğin,  $n$  10 dan 20 ye çıkarsa,  $A_t / A'_t$  nin en düşük değeri 1.277 den 1.116 ya düşer.

Isı borulu ve konvansiyonel ısı değiştiricisi arasındaki çekirdek dış yüzey alanındaki fark, aşamaların sayısının çok, sıcak taraf ısı transfer katsayısının soğuk taraf ısı transfer katsayısından çok daha küçük ya da çok daha büyük olduğu durumlarda azdır ve aşama etkisi en iyi şekilde elde edilebilmiştir.

**Durum 3:** Bu durum için ısı borulu ve konvansiyonel ısı değiştiricileri için farklı sıcak ve soğuk taraf ısı transfer katsayıları uygun görülmüştür.

Durum 1 ve Durum 2 de yapılan sıcak ve soğuk taraf ısı transfer katsayılarının ısı borulu ve konvansiyonel ısı değiştiricileriyle aynı olduğu tahminleri genel olarak doğru değildir. Hidrolik çap ve akışkan akış hızı gibi temel oluşum değişkenleri ısı değiştiricisi tipleri için aynı olsa bile, çekirdek konfigürasyonları farklı ise ısı transfer katsayıları yine de farklılık gösterebilir.

Buraya kadar verilen örneklerde konvansiyonel ısı dönüştürücüsündeki boru şeklindeki ısı transfer yüzeylerinin eksenine paralel, ısı borulu ısı değiştiricisindeki ısı borularının eksenine diktir. Akışkan ısı borularında aktıkça sınır tabakasının büyük türbülansı ve kesilmesi konvansiyonel bir ısı değiştiricisindekinden çok daha yüksek ısı transfer katsayıları verir.

Isı borulu ve konvansiyonel ısı değiştiricisinin bağıl boyutu ve ağırlığının karşılaştırılması, kabul edilir basınç düşüşleri, ısı değiştiricisi uzunluğu ve ısı değiştiricisi yanal boyutları gibi oluşum kriterlerini de hesaba kattığımızda her uygulama için detaylı bir tasarım çalışması gerektirir. Ayrıca, giriş ve çıkış doluluğunun ve tutucu duvarlar gibi diğer yapısal unsurların boyutu ve ağırlığı göz önünde bulundurulmalıdır.

Göstermek amacıyla dış yüzey alanı oranı  $A_t / A'_t$  , 20 basınç oranlı bir gaz türbününün reküperatörü, sıcak ve soğuk taraflardaki 50 ft/sn. akış hızı, 0,2 akış geçiş hidrolik çapı, 1520 °F (827 °C) ortalama sıcak taraf sıcaklığı ve 980 °F (527 °C) ortalama soğuk taraf sıcaklığı ile hesaplanacaktır. Sıcak ve soğuk taraf akışkanları,

konvansiyonel ısı değiştiricisindeki borusal ısı transfer yzeylerinin eksenine paralel, ısı borulu ısı değiştiricisindeki ısı borusu eksenine normaldir.

Sıcak ve soğuk taraf ısı transfer katsayıları bu bilgilerden elde edilebilir. Reynolds sayılarının hesaplanmasındaki dış akış geçişleri hidrolik çapları kullanılarak boru içi verileri, borulara paralel ve boruların dışındaki akışa uygulanabilir.

Çeşitli ısı transfer katsayısı oranlarının çeşitli değerleri:

$$h_h / h_c = 0.154$$

$$h'_h / h'_c = 0.105$$

$$h_h / h'_h = 2.74$$

$$h_c / h'_c = 1.87$$

Böylece ısı borulu ısı değiştiricisinin ısı transfer katsayıları, konvansiyonel ısı değiştiricilerinininkinin iki ya da üç katıdır.

Ters akışlı ısı değiştiricisi, sıcak ve soğuk taraflardaki eşit birim ısıl kapasite oranları, on ısı borusu aşaması ve 0,8 toplam ısı değiştiricisi etkinliği hesaplanabilir.

$$\Omega_{1C} = 1$$

$$n = 10$$

$$\varepsilon = 0.8$$

Soğuk taraf aşama etkinliği  $\varepsilon_c$ , 0.8 iken sıcak taraf aşama etkinliği  $\varepsilon_h$ , 0.444 tür. 6.105 denklemi kullanılarak  $A_t / A'_t = 0.689$  dur.  $\varepsilon_h = \varepsilon_c = \varepsilon = 0.571$  için aynı hesap yapıldığında  $A_t / A'_t = 0.806$  olur.

Sıcak ve soğuk taraf aşama etkinliği optimize edildiği ölçüde ısı borulu ısı değiştiricisinin çekirdek boyutu, konvansiyonel ısı değiştiricisinin % 70-80 idir.

Isı borulu ısı değiştiricisi çekirdeği özel tasarım koşulları için küçükken sıcak taraf sürtünme faktörü konvansiyonel ısı değiştiricisinde 8.8 kez daha büyük, soğuk taraf sürtünme faktörü ise 6.6 kez daha büyüktür.



Durum 3 hiçbir şekilde optimize edilememesine rağmen ısı borulu ısı değiştiricisi çekirdeğinin konvansiyonel benzerinden çok daha küçük boyutların akışkan akısına daha büyük sürtünme kazandıracaktır

### 7.7. Isı Borulu Isı Değiştiricilerinin Verimliliği

Isı borusunun ısı transfer kapasitesi tasarım ve konumuna bağlıdır. Bir ısı borulu ısı değiştiricinin verimliliği birçok etkene bağlıdır. Bu etkenler, boru dizisi sıra sayıları, kanatların sağladığı ısı iletimi yüzey alanı, iki hava veya gaz akımının ısı kapasitelerinin oranı, değiştiriciden geçirilen hava akımlarının hızları ve ısı borusunun tasarlanmadığı çalışma sıcaklığı aralığı gibi sıralanabilir.

Dizi sıra sayısının artması durumunda, hız azalmasında verimlilik artmaktadır. Örneğin boru dizisi sıra sayısının iki katına çıkması durumunda % 60'larda olan efektif ısı değiştirici erimi % 75 değerlerine artmaktadır. Isı borusu ısı değişimi toplam dizi sıra sayısına bağlıdır. Böylece seri bağlı iki ünitenin, aynı dizi sıra sayısında tek ünitenin verimi ile es değerinde olduğu belirtilebilir. Seri bağlı üniteler tasıma, temizleme ve bakım nedenleri ile sıklıkla kullanılır.

Isı borusunun ısı transfer kapasitesi, kabaca borunun iç çapının karesi ile orantılı olarak artar. Örneğin belirli eğimde 25 mm iç çaplı ısı borusu 16 mm iç çaplı ısı borusundan kabaca 2,5 kez daha fazla enerji transfer eder.

Ayrıca büyük çaplı ısı boruları, büyük hava akımları için kullanılır ve yaz ve kış çalışmasını ayarlamak için seviye (eğim) düzeni gereklidir.

Isı transferi kapasite limiti gerçekte ısı borusu uzunluğundan, çok kısa ısı boruları hariç, bağımsızdır. Örneğin 1,2 m uzunluğundaki ısı borusu 2,4 m uzunluğundaki ısı borusu ile aynı kapasiteye sahiptir. Ancak 2,4 m uzunluğundaki ısı borusu 1,2 m olandan 2 kat daha fazla ısı transfer yüzeyine sahip olduğundan kapasite limitine daha çabuk ulaşacaktır. Böylece belirli bir uygulama için daha uzun olan ısı boruları ile kapasite gereksinimini karşılamak daha güçtür. Böylece bir gereksinim daha

yüksek bir alın yüzeyi ve kısa fakat daha çok ısı borusu ve aynı hava akım yüzey alanı ile sistemin verimliliği geliştirilerek sağlanır (Güngör,1995).

## **BÖLÜM 8**

### **SONUÇLAR**

Isı borusu uygulamaları bilinen en eski ısı geri kazanım tekniklerinden birisidir. Enerjinin etkin kullanımını için ısı boruları ısı değiştircilerinde yaygın kullanım alanı bulmuştur. Isı borulu ısı değiştircilerinde ısı taşıyıcı akışkan olarak su dahil çok çeşitli akışkanlar kullanılabilir. Esas olan akışkanın faz değiştirebilmesi ve bu değişiklik sırasında ısı yayması veya ısı emmesidir. Isı borulu ısı değiştircilerinde hangi akışkanın kullanılacağı yönünde en önemli kriter akışkanın buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarıdır. Isı taşıyıcı akışkan olarak belli sıcaklıklarda ve şartlarda faz değiştirebilen her türlü akışkan kullanılabilir.

Isı borulu ısı değiştircilerinde hangi çeşit ısı borusunun kullanılacağı uygulama alanına, montaj yerine, çalışma sıcaklıkları ve çalışma akışkanına göre farklılık göstermektedir.

Isıl iletkenliğe, imalat kolaylığına, gözenekliliğine ve ıslanabilirliğine bağlı olarak ısı borulu ısı değiştircisinin kap malzemesi seçilmektedir. Kullanılacak fitil ise çalışma akışkanına, kullanım alanlarına ve birçok faktöre bağlıdır.

Isı borulu ısı değiştirciler, dönüş havası şartlarında büyük değişkenlikler göstermeyen proses uygulamaları için diğer ısı geri kazanım değiştircilerine göre; hareketli parçalarının olmamasından dolayı sessiz çalışması, konstrüksiyonel olarak basit olması, iyi esnekliğe sahip olması, son derece düşük sıcaklık düşümüyle önemli mesafeye yüksek miktarda ısı transfer kabiliyetine sahip olması gibi önemli avantajlara sahiptirler. Ters taşınım yönünden en az, sızıntı riski açısından en güvenilir ve en düşük miktarları sağlayan güvenilir uygulamalardandır.

Çizelge 8.1'de ısı borusunun diğer ısı değiştirciler ile karşılaştırılması incelendiğinde ısı borusunun diğer ısı değiştircilere göre basınç kaybının az olması, ısı transfer katsayısının yüksek olması, bakım gerektirmemesi, maliyetinin fazla olmaması, yardımcı güç gereksiniminin bulunmaması, birim hacim için transfer alanının yüksek

olması ve akışkanların birbirine karışmasını önlemesi bakımından son derece avantajlı olduğu görülmektedir.

Çizelge 8.1. Değişik tipte ısı değiştiricilerinin birbiriyle karşılaştırılması

Isı Transfer Cihazı	Rejeneratör	Gövde-Boru Isı Değiştirici	Plakalı Isı Değiştirici	İkinci Akışkanlı Isı Değiştirici	Isı Borulu Isı Değiştirici
Karşılaştırma Özellikleri					
Basınç Kaybı N	ORTA 3	YÜKSEK 2	DÜŞÜK 4	DÜŞÜK 4	DÜŞÜK 4
Isı Transfer Katsayısı N	YÜKSEK 4	YÜKSEK 4	ORTA 3	DÜŞÜK 2	YÜKSEK 4
Bakım Güçlüğü N	YÜKSEK 2	ORTA 3	ORTA 3	YÜKSEK 2	ÇOK DÜŞÜK 5
Maliyet N	YÜKSEK 2	ORTA 3	YÜKSEK 2	YÜKSEK 2	ORTA 3
Yardımcı Güç Gereksinimi N	EVET	HAYIR	HAYIR	EVET	HAYIR
Akışkanların Karışarak Birbirini Kirletmesi N	EVET	HAYIR	HAYIR	HAYIR	HAYIR
Birim Hacim İçin Transfer Alanı N	YÜKSEK 4	DÜŞÜK 2	ÇOK YÜKSEK 5	ORTA 3	YÜKSEK 4
N: Karşılaştırma Numaraları 0 ile 5 arasında verilmiştir. 5 en uygun niteliği 0 ise uygun olmayan niteliği göstermektedir.					

**KAYNAKLAR DİZİNİ**

- Dunn,P. and Reay, D.A, 1982, Heat pipes, Pergamon Pres, 3rd ed., 308 p. Great Britain
- Silverstein, C.C., 1992, Design and Technology of Heat Pipes for Cooling and Heat Exchange. Hemisphere Publishing Corporation, 368p. Washington DC, USA.
- Alkaç,Ö., 1996, Isı borusu prensinin güneşli su ısıtıcılarına uygulanması, Yüksek lisans tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,59 s. (yayınlanmamış)
- Arslan, G.,2007, Üç kolonlu titreşimli ısı borusunun matematiksel modellenmesi ve deneysel incelenmesi,Yüksek lisans tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 75 s. (yayınlanmamış)
- Maydanik, Yu.F., 2004, Loop heat pipe, Applied thermal engineering,25,635-657p
- Launay, S., Sartre, V. and Bonjour, J., 2006, Parametric analysis of loop heat pipe, International journal of thermal sciences, 46, 621-636)
- Chen,Y., Groll, M., Mertz,R., Maydanik,Yu.F. and Vershinin,S.V., 2006, Steady-state and transient performanceof a miniatura loop heat pipe, International journal of thermal sciences, 45, 1084-1090p.
- Kaya, T., and Goldak, J., 2006, Numerical analysis of heat and mass transfer in the capillary structure of a loop heat pipe, International journal of heat and mass transfer, 49, 3211-3220 p.
- Xuan,Y., Hong, Y. and Li, Q., 2004, Investigation on transient behaviors of flat plate heat pipe, Experimental thermal and fluidsience, 28, 249-255p.

- Sait, A.S. and Akash, B.A., 1999, Experimental performance of a heat pipe, *Int.comm.heat mass transfer*, 26, 679-684p.
- Ren,C., Wu, Q., and Hu, M., 2007, Heat transfer with flow and evaporation in loop heat pipe's wick at low or moderate heat fluxes, *International journal of heat and mass transfer*, 2007, 50, 2296-2308 p.
- Riehl, R. and Dutra, T., 2004, Development of an experimental loop hat pipe for application in future space missions, *Applied thermal engineering*, 25,101-112 p.
- Kumar,V., Gangacharyulu, D. and Tathgir, R.G., 2007, Heat transfer studies of a heat pipe, *Heat transfer engineering*, 28, 954-965 p.
- Carbajal,G., Sobhan,C.B., Peterson, G.P., Quehillalt, D.T. and Wadley,H.N.G., 2007, A quasi-3D of the thermal performance of a flat heat pipe, *International journal of heat and mass transfer*,50, 4286-4296 p.
- Mazet,N., Bonnissel, M. and Wagner,A.,2001, Gravitational heat pipes for discontinues applications, *Applied thermal engineering*, 22, 61-81 p.
- Liao,Q., Jen, T., Chen,Q., Li, L. and Cui,W., 2006, Heat transfer performance in 3D internally finned heat pipe, *International journal of heat and mass transfer*,50,1231-1237 p.
- (Faghri,A. And Zuo, Z.J., 1997, A network thermodynamic analysis of the heat pipe, *International journal heat mass transfer*,41, 1473-1484 p.
- Song, F., Ewing, D. and Ching, C.Y., 2003, Fluid flow and heat transfer model for high-speed rotating, *International journal of heat and mass transfer*,46, 4393-4401 p.

- Hagens, H., Ganzevles, F.L.A., Geld, C.W.M. and Grooten, M.H.M., 2007, Air heat exchanger with long heat pipes: Experiments and predictions, 27, 2426-2434 p.
- Riffat, S.B., Omer, S.A. and Ma, X., 2000, A novel thermoelectric refrigeration system employing heat pipes and a phase change material: an experimental investigation, Renewable energy, 23, 313-323 p.
- Hwang, G.S., Kaviany, M., Anderson, W.G. and Zuo, J., 2006, Modulated wick heat pipe, International journal of heat and mass transfer, 50, 1420-1434 p.
- Srihajang, N., Ruamrungsri, S., Terdtoon, P., Kamonpet, P. and Ohyama, T., 2005, Heat pipe as a cooling mechanism in an aeroponic system, Applied thermal engineering, 26, 267-276 p.
- Ling, Z., 2004, A study on the new separate heat pipe refrigerator and heat pump, Applied thermal engineering, 24, 2737-2745 p.
- Lin, S., Broadbent J. and McGlen, R., 2004, Numerical study of heat pipe application in heat recovery systems, Applied thermal engineering, 25, 127-133 p.
- Kiatsiriroat, T., Nuntaphan, A. and Tiansuwan, J., 2000, Thermal performance enhancement of thermosyphon heat pipe with binary working fluids, Experimental heat transfer, 13, 137-152 p.
- Yılmaz, S., 1988, Güneş enerjili ısı borusuyla sıcak su üretimi, Yüksek lisans tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 45 s. (yayınlanmamış)
- Koç, A., 1995, Düzlemsel güneş kolektörlerinde kullanılan ısı borusunun optimizasyonu, Yüksek lisans tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 75 s. (yayınlanmamış)

- Uyarel, A.Y., 1984, Isı borusu prensibinin güneşli su ısıtıcılarına ve damıtmaya uygulanması, Doktora tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 139 s. (yayınlanmamış)
- Çelik,M., 1988, Taştların ısı borusu yardımıyla eksoz gazı enerjisinden yararlanarak ısıtılma olanakları, Yüksek lisans tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,80s. (yayınlanmamış)
- Terdtoon, P., Chaitep S., Soponpis, N., Groll, M., 1996. Thermosyphon economiser for package boilers: A case study in northern Thailand. Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Heat Pipe Symposium, 267-272, Melbourne, Australia.
- Azad, E., Bahar, F., Moztarzadeh, F., 1985. Design of water-to-air gravity-assisted heat pipe heat exchanger. Heat Recovery Systems, 5, 2, 89-99, Great Britain.
- Azad, E., Mohammedieh, F., Moztarzadeh, F., 1985. Thermal performance of heat pipe heat exchanger system. Heat Recovery Systems, 5, 6, 561-570, Great Britain.
- Azad, E., Geoola F., 1984. A design procedure for gravity-assisted heat pipe heat exchanger. Heat Recovery Systems, 4, 2, 101-111, Great Britain.
- Sun, J.Y., Shyu, R.J., 1997. Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger for industrial practices. Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Heat Pipe Symposium, 287-295, Melbourne, Australia.
- Dube, V., Sauciuc I., Akbarzadeh, A., Davis, A., 1996. Design construction and testing of a thermosyphon heat exchanger for medium temperature heat recovery. Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Heat Pipe Symposium, 273-279, Melbourne, Australia.
- Azad, E., Aliahmad, M., 1989. Thermal performance of waste-heat recuperator with heat pipes for thermal power station. Heat Recovery Systems & CHP, 9, 3, 275-280, Great Britain.



- Lukitobudi A.R., Akbarzadeh, A., Johnson, P.W., Hendy, P., 1995. Design, construction and testing of a thermosyphon heat exchanger for medium temperature heat recovery in bakeries. *Heat Recovery Systems & CHP*, 15, 5, 481-491.
- Niro, A., Beretta, G.P., 1992. An analytical model for the design of wickless heat-pipe heat exchangers. *ASME, HTD*, 221, 61-68.
- Huang, B.J., Tsuei, J.T., 1985. A method of analysis for heat pipe heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 28, 3, 553-562, Great Britain.
- Lee, Y., Bedrossian, A., 1978. The characteristics of heat exchangers using heat pipes or thermosyphons. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 21, 221-229, Great Britain
- Azad, E., Bahar, F., Moztarzadeh, F., 1985. Design of water-to-air gravity-assisted heat pipe heat exchanger. *Heat Recovery Systems*, 5, 2, 89-99, Great Britain.
- Tan, J.O., Liu, C.Y., Wong, W., 1991. Heat pipe exchanger optimization. *Heat Recovery Systems & CHP*, 11, 4, 313-319, Great Britain.
- Khoshravan, E., Sharifi, P., 1999. Computational simulation of the heat pipe heat exchangers to be used in waste heat recovery. *World Energy Congress*, Malaysia.
- Stulc, P., Kiselev, V.G., Matveev, Y.N., 1987. Heat pipe-based heat exchangers for low-potential heat utilization. *Heat Transfer-Soviet Research*, 19, 1, 37-42.
- Tan, J.O., Liu, C.Y., 1990. Predicting the performance of a heat-pipe heat exchanger, using the effectiveness-NTU method. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 11, 4, 376-379.
- Qadeer, E., Johnson, P., 1996. A system perspective approach for techno-economic evaluation of waste heat recovery devices such as heat pipe heat exchangers.

Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Heat Pipe Symposium, 323-332, Melbourne, Australia.

Söylemez, M.S., 2003. On the thermoeconomical optimization of heat pipe heat exchanger HPHE for waste heat recovery. *Energy Conversion Management*, 44, 2509-2517.

Khalkhali, H., Faghri, A., Zuo, Z.J., 1999. Entropy generation in a heat pipe system. *Applied Thermal Engineering*, 19, 1027-1043.

Güngör, A., 1995. İklimlendirmede enerji geri kazanımında ısı borulu ısı değiştiriciler. II. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi Bildiriler Kitabı, 639-655, İzmir.

Beckert, K., Herwig, H., 1996. Inclined air to air heat exchangers with heat pipes: Comparing experimental data with theoretical results. IECEC-96 31<sup>st</sup>. *Intersociety Energy Conversion Engineering Proceedings*, 2, 1441-1446.

Wu, X.P., Johnson, P., Akbarzadeh, A., 1997. Application of heat pipe heat exchangers to humidity control in air-conditioning systems. *Applied Thermal Engineering*, 17, 6, 561-568, Great Britain.

Yau, Y.H., Tucker, A.S., 2003. The performance study of a wet six-row heat pipe heat exchanger operation in tropical buildings. *Int. J. Energy Res.*, 27, 187-202.

Lin, S., Broadbent, J., McGlen, R., 2005. Numerical study of heat pipe application in heat recovery systems. *Applied Thermal Engineering*, 25, 127-133.

Mathur, G.D., 1996. Using heat-pipe heat exchangers for reducing high energy costs of treating ventilation air. 1996-IEEE, 31<sup>st</sup> *Intersociety Energy Conversion Engineering Conference Proceeding*, 2, 1447-1452.

- Bezrodnyi, M.K., Volkov, S.S., Ivanov, V.B., 1990. Thermosiphon waste heat boilers for exhaust gases from furnaces in non-ferrous metallurgy. *Heat Recovery Systems & CHP*, 10, 2, 99–105, Great Britain.
- Noie-Baghban, S.H., Majideian, G.R., 2000. Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger (HPHE) for surgery rooms in hospital. *Applied Thermal Engineering*, 20, 1271-1282.
- Habeebullah, M.H., Akyurt, M., Najjar, Y.S.H., El-Kalay, A.K., 1998. Experimental performance of a waste heat recovery and utilization system with a looped water-in-steel heat pipe. *Applied Thermal Engineering*, 18, 7, 595-607.
- Lamfon, N.J., Najjar, Y.S.H., Akyurt, M., 1998. Modeling and simulation of combined gas turbine engine and heat pipe system for waste heat recovery and utilization. *Energy Convers. Mngm.* 39, 1/2, 81-86.
- Yang, F., Yuang, X., Lin, G., 2003. Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger for heating automobile using exhaust gas. *Applied Thermal Engineering*, 23, 367-372.
- Johnson, A.B., Simonson, C.J., 1998. Uncertainty analysis in the testing of air-to-air heat/energy exchangers installed in building. *Proceeding of the 1998 ASHRAE Winter Meeting Part 2, ASHRAE Transaction*, 104, 1639-1650.
- Hsieh, S.S., 1987. A generalized correlation for thermal design data of heat-pipe heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 30, 8, 1758-1762, Great Britain.
- Azad, E., Mohammedieh, F., Moztarzadeh, F., 1986. Effect of different arrangement on performance of heat pipe heat recovery system. *Heat Recovery Systems*, 6, 2, 143-149, Great Britain.

- Hsieh, S.H., Huang, D.C., 1988. Thermal performance and pressure drop of counter-flow and parallel-flow heat-pipe heat exchangers with aligned tube rows. *Heat Recovery Systems & CHP*, 8, 4, 343-354, Great Britain.
- Faghri A., 1995. *Heat Pipe Science and Technology*. Taylor and Francis, 874p., London, Great Britain.
- Hsieh, S.H., Huang, D.C., 1988. Thermal performance and pressure drop of counter-flow and parallel-flow heat-pipe heat exchangers with aligned tube rows. *Heat Recovery Systems & CHP*, 8, 4, 343-354, Great Britain.
- Hsieh, S.S., Huang, D.C., 1990. Comparisons of thermal performance and pressure drop of counterflow and parallel-flow heat-pipe heat exchangers with aligned/staggered tube rows. *Energy Convers. Management*, 30, 4, 357-368.
- Nuntaphan, A., Tiansuwan, J., Kiatsiriroat, T., Wang, C.C., 2001. Performance improvement of thermosyphon heat exchangers by using two kinds of working fluids. *Heat Transfer Engineering*, 40, 22-28.
- Nuntaphan, A., Tiansuwan, J., Kiatsiriroat T., 2002. Enhancement of heat transport in thermosyphon air preheater at high temperature with binary working fluid: A case study of TEG-water. *Applied Thermal Engineering*, 22, 251-266.
- Wangnipparnto, S., Tiansuwan, J., Jiracheewanun S., Kiatsiriroat T., Wang, C.C., 2002. Air side performance of thermosyphon heat exchanger in low reynolds number region: with and without electric field. *Energy Conversion and Management*, 43, 1791-1800.
- Wadowski, T., Akbarzadeh, A., Johnson, P., 1991.a. Hysteresis in thermosyphon-based heat exchangers and introduction of a novel triggering system for low-temperature difference heat-recovery applications. *Heat Recovery Systems & CHP*, 11, 6, 523-531, Great Britain

- Terdtoon, P., Coykaen, C., Tungkum, S., Kratieng K., 2000. Corrosion and fouling of tubes used in a thermosyphon economiser: A case study of paint protection. *Applied Thermal Engineering*, 20, 791-801.
- Tu, S.T., Zhang, H., Zhou, W.W., 1999. Corrosion failures of high temperature heat pipe. *Engineering Failure Analysis*, 6, 363-370.
- Terdtoon, P., Charoensawan P., Chaitep, S., 2001. Corrosion of tubes used in thermosyphon heat exchanger for waste heat recovery system: A case of internal surface. *Heat Transfer Engineering*, 22, 18-27.
- Yang, F., Yuang, X., Lin, G., 2003. Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger for heating automobile using exhaust gas. *Applied Thermal Engineering*, 23, 367-372.
- Akyurt and Al-Rabghi, 1999) [78]. Akyurt, M., Al-Rabghi, O.M., 1999. Curtailing noncondensables in steel heat pipes using a NaCr solution. *Energy Conversion & Management*, 40, 281-286.
- Swanson, L.W., 1989. External parameter selection for countercurrent heat pipe heat exchangers. *ASME, Waste Heat Utilization, Winter Meeting*, 25-30, California, USA.
- Lamfon, N.J., Akyurt, M., Najjar, Y.S.H., Al-Rabghi, O.M., 1994. Thermophysical relationships for waste heat recovery using looped heat pipes. *International Journal of Energy Research*, 18, 633-642.
- Vasiliev, L.L., 1998. State of the art on heat pipe technology in the former Soviet Union. *Applied Thermal Engineering*, 18, 7, 507-551.
- Vasiliev, L.L., 1998. State of the art on heat pipe technology in the former Soviet Union. *Applied Thermal Engineering*, 18, 7, 507-551.

- Faghri, A., 1996. Heat pipe simulation: From promise to reality. Proceedings of the 5<sup>th</sup> International Heat Pipe Symposium, 1-20, Melbourne, Australia.
- Akyurt, M., Beiruty, M., Al-Rabghi, O., Najjar, Y., Alp, T., 1993. Heat pipes for waste-heat recovery. Transaction of Mechanical Engineering, IE.Aust., ME18, 3, 2211-234.
- Zhang, H., Zhuang, J., 2003. Research, development and industrial application of heat pipe technology in China. Applied Thermal Engineering, 23, 1067-1083.
- Tongze, M., Zengqi, H., 1989. Heat pipe research and development in China. Heat Recovery Systems & CHP, 9, 6, 499-512, Great Britain.
- Reid, R.S., Merrigan, M.A., 2005. [http://www.lanl.gov/heat\\_pipe/Main\\_Paper\\_5.pdf](http://www.lanl.gov/heat_pipe/Main_Paper_5.pdf)
- Suzuki, K., Nishio, S., 2001. Heat transfer bibliography - Japanese works 1998. International Journal of Heat Mass Transfer, 44, 2997-3015.
- Lin, S., Broadbent, J., McGlen, R., 2005. Numerical study of heat pipe application in heat recovery systems, Applied Thermal Engineering, 25, 127-133.
- El-Baky, M.A. and Mohamed, M.M., 2007, Heat pipe heat exchanger for heat recovery in air conditioning, Applied Thermal Engineering, 27, 795-801 p.
- Güngör, A., 1995, İklimlendirme enerji geri kazanımında ısı borulu ısı değıştiriciler, 95' Teskon/Ene 040,19 s.
- Frank P. Incorporera, David P. DeWitt, 1981 Isı ve Kütle Geçisinin Temelleri, (Çev, Taner Derbentli) İTÜ Makine Fakültesi, 2001, 960 s.