

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

HABERLEŞME UYDULARINDA ISI BORULARI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Emel BOSTANCIOĞLU

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Nedim SÖZBİR

Haziran 2010

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HABERLEŞME UYDULARINDA ISI BORULARI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak.Müh. Emel BOSTANCIOĞLU

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 11 / 06 /2010 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

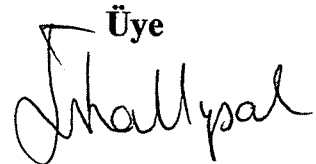
**Yrd. Doç. Dr.
Nedim SÖZBİR
Jüri Başkanı**



**Prof. Dr.
İsmail EKMEKÇİ
Üye**



**Yrd. Doç. Dr.
Ünal UYSAL
Üye**



ÖNSÖZ

Günümüzde iletişim ve haberleşme çok önemli hale gelmiştir. Bu da elbette, haberleşme teknolojisinin hızla ilerlemesine ve her geçen gün yeniliklerle karşılaşmamıza sebep olmaktadır. Bütün bunlara paralel olarak, haberleşme uydularının ısı kontrolünün en önemli parçası olan ısı boruları da aynı hızla gelişmektedir.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	ix
TABLolar LİSTESİ.....	xi
TÜRKÇE ÖZET.....	xii
SUMMARY.....	xiii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
1.1. Isı Borularının Yapısı, Performansı ve Özellikleri.....	4
BÖLÜM 2.	
ISI BORULARI VE ÇEŞİTLERİ.....	7
2.1. Giriş.....	7
2.1.1. Çalışma akışkanı.....	7
2.1.2. Fitol ve kılcal yapı.....	10
2.1.2.1. Fitol yapıları.....	11
2.1.3. Doymuş fitillerin ısıl direnci.....	17
2.1.3.1. Ağ.....	17
2.1.3.2. Sinterlenmiş fitiller.....	18
2.1.3.3. Oluklu fitiller.....	18
2.1.3.4. Konsantrik çember.....	19
2.1.3.5. Sinterlenmiş metal lifler.....	20
2.1.4. Konteynır.....	20
2.1.5. Uygunluk.....	20
2.2. Isı Borularının Çeşitleri.....	21

2.2.1. Değişken iletkenliğe sahip ısı boruları.....	21
2.2.2. Isı Borusu ısı diyotları ve anahtarları.....	24
2.2.3. Titreşimli (salınımlı) ısı boruları.....	25
2.2.4. Kapalı devre ısı boruları ve kılcal pompalı döngü.....	26
2.2.4.1. Döngülü ısı borusu teorisi.....	28
2.2.5. Mikro ısı boruları.....	31
2.2.6. Elektronik kuvvetlerin kullanımı.....	34
2.2.7. Dönen ısı boruları.....	36
2.2.8. Muhtelif tipler.....	37
2.2.8.1. Emme ısı boruları (SHP).....	37
2.2.8.2. Manyetik akışkan ısı boruları.....	38
2.3. Isı Borularının Isı Transfer Kapasiteleri.....	39
BÖLÜM 3.	
ISI BORULARININ UZAY UYGULAMALARI.....	41
3.1. Giriş.....	41
3.2. Tanımlar ve Denemeler.....	48
3.3. Alcatel Firmasının Geliştirdiği Isı Boruları ve Bunların Gelişimi...	51
3.3.1. Dünyada üretilen ısı borularına genel bakış.....	53
3.3.1.1. Isı borusu profilinin gelişimi.....	54
3.3.1.2. Uçuş durumu.....	54
3.3.2. Alcatel uzaydaki güncel ısı borusu teknolojisi.....	55
3.3.2.1. Alcatel uydu ısı boruları.....	56
3.3.2.2. Isıl performansları.....	56
3.3.2.3. Üretim.....	57
3.3.3. Geleceğin teknolojisinin sorunları.....	58
3.3.4. Gelişim planı.....	58
3.3.4.1. Yüksek performans ısı boruları programı.....	59
3.3.4.2. Yeni ısı borusu görünümü.....	62
BÖLÜM 4.	
ISI BORUSUNUN MATEMATİKSEL MODELİ	64
4.1. Isı Borusu İşletiminin Matematiksel Teorisi: İnce Boru Sınırı.....	64

4.2. Oluklu Isı Boruları İçin Sayısal Hesap.....	74	
4.3. Ses ve Kaynama Limitleri.....	76	
4.4. Isı Borulu Uydu Panelinin Isıl Modeli.....	84	
4.5. Isı Borusu Radyatörü ve Soğutucu Akışkan Kolektörü Arasındaki Isıl Etkileşim.....	89	
4.6. Isı Borularının Sistem Düzeyinde Değerlendirilmesi.....	105	
BÖLÜM 5.		
BİR ISI BORUSU KULLANILAN HABERLEŞME UYDUSUNUN KUZEY VE GÜNEY PANELLERİNİN TASARIMI.....		107
5.1. Giriş.....	107	
5.2. TUSAT Uydusunun Isıl Tasarımı.....	108	
5.3. Aktif ve Pasif Isıl Kontrol Donanımı.....	110	
5.4. Isıl Model.....	113	
5.5. Isıl Analiz.....	114	
BÖLÜM 6.		
SONUÇ.....	116	
KAYNAKLAR.....	118	
EKLER.....	121	
ÖZGEÇMİŞ.....	152	

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A	: Alan, m ²
b	: Boyut (genişlik), m
CCHP	: Sabit iletimli ısı borusu
CDMU	:Merkezi veri yönetim üniteleri
CLPHP	: Kapalı devre titreşimli ısı boruları
CPL	: Kılcal pompalı kapalı devre
C	: Aktarım iletkenliği, W/K
C _p	: Yaş çevre uzunluğu, m
c _p	: Özgül basınç, J/kgK
c _v	: Özgül hacim, J/kgK
D	: Çap, m
D _h	: Hidrolik çap, m
DSHP	: Disk şekilli ısı borusu
EPC	: Elektrik güç düzenleyici
FPHP	: Düz yüzeyli ısı borusu
F	: Sürtünme faktörü, N/Wm ³
f	: Sürtünme faktörü,
GEO	: Yerle dönen
g	: Yerçekimi ivmesi, m/s ²
HP	: Isı borusu
HTF	: Isı transfer faktörü, W-m
h	: Taşınım faktörü, W/m ² K
κ	: Orantılılık faktörü
K	: Isıl İletim, W/K
k	: İletkenlik, W/mK
LHP	: Kapalı devre ısı boruları

L	: Uzunluk, m
MLI	: Çoklu izolasyon malzemesi
M	: Mach sayısı
M_c	: Isıl kütle, J/K
\dot{m}	: Kütle akış oranı, kg/s
N	: Oluk sayısı
OSR	: Optik güneş reflektörü
P	: Basınç, N/m ²
Pr	: Prandtl sayısı
Q	: Isı oranı, W
q	: Isı oranı, W/m ²
R_v	: Isı borularında buharın gaz sabiti, J/kgK
Re	: Reynolds sayısı
r	: Yarıçap, m
TO	: Transfer yörünge
TWTA	: Gezen dalga tüpü
T	: Sıcaklık, K veya °C
t	: Zaman, s
U	: Isı akısı sabiti, W/m ²
u	: Hız, m/s
VCHP	: Değişken iletkenliğe sahip ısı borusu
We	: Weber sayısı
W	: Kolektör uzunluğu, m
w	: Oluk genişliği, m
Γ	: Radyal akıştan buhar basıncı gradyeni, N/m ³
γ	: Spesifik ısı oranı
ΔT	: Sıcaklık değişimi, K
ΔP	: Boruda akışın sebep olduğu basınç değişimi, N/m ²
Δp	: Basınç düşümü, N/m ²
α	: Yüzey soğurulma katsayısı
δ	: Oluk derinliği, m
ε	: Yüzey yayınlama katsayısı

η	: İçerideki boyutsuz ısıtma
λ	: İki fazlı sistemin gizli ısısı, J/kg
μ	: Viskozite, Ns/m ²
ρ	: Yoğunluk, kg/m ³
\mathfrak{S}	: Işınım değıştirme faktörü
σ	: Yüzey gerilimi, W/m
σ	: Stefan-Boltzmann katsayısı

Altındisler

a	: Adyabatik kısım
b	: Buhar baloncuğu
c	: Kondensatör (yoğuşturucu); kılcal
e	: Evaporatör (buharlaştırıcı)
eff	: Etkin
hp	: Isı borusu
l	: Sıvı
max	: Maksimum
min	: Minimum
s	: Mesnet
v	: Buhar
w	: Fitol

Üstındisler

A	: Albedo ile ilgili
d	: Üretilen ısı
E	: Dünya ışınımı ile ilgili
S, s	: Solar ışınım
s	: Doyma hali
r	: Işınım ile ilgili

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1.	Isı borusu ve termosifon.....	2
Şekil 1.2.	Standart ısı borusunun ana alanı.....	4
Şekil 1.3.	Kapalı devre ısı borusu.....	6
Şekil 2.1.	Isı borularında kullanılan fitil şekilleri.....	14
Şekil 2.2.	Tek kanatlı ısı borusu.....	17
Şekil 2.3.	Gaz dolu ısı borusunun denge durumu.....	22
Şekil 2.4.	Soğuk tanklı değişik iletkenlikli ısı borusu.....	23
Şekil 2.5.	Soğuk fitilli tanklı değişik iletkenlikli ısı borusu.....	23
Şekil 2.6.	Isı borusu termik şalteri.....	25
Şekil 2.7.	Döngülü ısı borusunun şematik gösterimi.....	27
Şekil 2.8.	Itoh'un son mikro ısı borusu dizaynı.....	33
Şekil 2.9.	Konik mikro ısı borusu.....	34
Şekil 2.10.	Dönen ısı borusu.....	36
Şekil 2.11.	Basit SHP.....	37
Şekil 2.12.	Karmaşık yapılı SHP.....	38
Şekil 2.13.	Çeşitli ısı kontrol teknolojileri için transfer kapasitesi.....	39
Şekil 3.1.	Temel ısı borusu.....	42
Şekil 3.2.	Değişken iletkenlikli temel ısı borusu ve ucu sıvı kaplı ısı borusu	43
Şekil 3.3.	Uydularda yayılabilir radyatör kullanımı.....	46
Şekil 3.4.	Kare veya kanatlı flanşlı oluklu fitil kalıbı.....	47
Şekil 3.5.	Uydu ısı borularının onay testleri.....	50
Şekil 3.6.	ATS6 oluklu ısı borusunun eğim testi.....	51
Şekil 3.7.	Farklı çaplar ve farklı üretimler için 0 yerçekiminde buhar sıcaklığı ile ısı transfer kapasitesinin değişimi.....	53
Şekil 3.8.	11 mm çapındaki ısı borusunun kesiti.....	54
Şekil 3.9.	14 mm çapındaki ısı borusunun kesiti.....	55

Şekil 3.10.	16 mm çapında çift delikli ısı borusunun kesiti.....	55
Şekil 3.11.	Bükülmüş ısı boruları.....	56
Şekil 3.12.	Alcatel ısı boruları: 4 mm eğim ve 0 yerçekiminde ısı transfer kapasitesi. Nominal değerler.....	57
Şekil 3.13.	Uydularda kullanılan ısı borularının test düzeneği.....	60
Şekil 3.14.	Yüksek performans ısı borularının gelişim programı.....	61
Şekil 4.1.	Oluklu ısı borularında ısı ve kütle transferi.....	65
Şekil 4.2.	Uniform ısıtılmalı oluklu ısı boruları için maksimum ısı transfer kapasitesi (Q_{max}) ve maksimum ısı transfer faktörü	77
Şekil 4.3.	Baloncuk mekaniği ve buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki radyal ısı transferi	80
Şekil 4.4.	ATS6 ısı borusu: bindirilmiş yapılandırmaları ve petek panellerin bağlantısı.....	85
Şekil 4.5.	Isı borusu panel-soğutucu sistemi.....	90
Şekil 4.6.	Reddedilen ısıyla ısı borusu radyatöründe soğutucu çevrimi tarafından yapılan uydu ısıl kontrolü.....	91
Şekil 4.7.	Uydu elektronik bölümlerinde 0°C soğutucu sağlayan ısı borusu uzunluğu (radyatör yüksekliği) vs. kolektör uzunluğu (radyatör uzunluğu); 12,5 m kolektör uzunluğu basınç kısıtlamaları ile sınırlanmış; belirtilen ısı borusu 15 cm aralıklarla merkezli.....	100
Şekil 4.8.	Isı borusu radyatör-soğutucu sisteminin ısıl performansı.....	102
Şekil 4.9.	Üniform ısıtılmalı oluklu ısı boruları için maksimum ısı transfer kapasitesi Q_{max} ve maksimum ısı transfer faktörü.....	104
Şekil 5.1.	Kuzey haberleşme paneli.....	112
Şekil 5.2.	Güney haberleşme paneli.....	112

TABLolar LİSTESİ

Tablo 1.1.	Kondens dönüşüm tablosu.....	3
Tablo 2.1.	Isı borusu çalışma akışkanları.....	8
Tablo 2.2.	Isı borularında ölçülen radyal buharlaştırıcı ısı akıları.....	12
Tablo 2.3.	Fital gözenek boyutu ve geçirgenlik verileri.....	15
Tablo 3.1.	ATS6 ve OCH C&DH ısı borularının teknik özellikleri.....	49
Tablo 3.2.	Uzay ısı borularının performansları.....	53
Tablo 3.3.	Isıl gerekliliklerin gelişimi.....	59
Tablo 3.4.	Test düzeneklerinin karakteristikleri.....	61
Tablo 4.1.	Eksenel oluklu ısı borularında buhar akışı için sürtünme faktörü ve Re sayısı.....	74
Tablo 4.2.	Bal peteği panellerinde üst üste bindirilmiş ATS6 ısı borularındaki testlerden elde edilen iletkenlik değerleri.....	87
Tablo 4.3.	He/Xe karışımının özellikleri (molekül sayısı=83,8).....	95
Tablo 4.4.	Isı transfer faktörünün hesaplanmış limit değerleri.....	103
Tablo 5.1.	Haberleşme modülü radyatör alanları.....	113
Tablo 5.2.	Servis modülündeki radyatör alanları.....	113
Tablo 5.3.	Haberleşme modülündeki elemanların min. ve max. sıcaklıkları.	115

ÖZET

Anahtar kelime: Isı borusu, uydu, ısıl performans, radyatör

Bu çalışma haberleşme uydularında kullanılan ısı boruları hakkında bilgi vermektedir. İlk ısı borusu önerisinden başlanarak, ısı borusu tanımı yapılmış, yapıları ve çalışma şekilleri anlatılmıştır. Isı borularının ısıl hesapları anlatılarak bir örnekle açıklanmış, ayrıca ileri gelen uydu üreticilerinin çalışmalarından örnekler verilmiştir.

Çalışma, ağırlıklı olarak literatür incelemelerine dayanmaktadır. İkinci bölümde ısı borularının temel elemanlarının anlatımının ardından, ısı borusu çeşitleri ele alınarak anlatılmıştır. Üçüncü bölümde ise uzay uygulamalarında ısı borularının kullanımları, uydu üreticisi firmaların ısı borusunu kullanımları ve bunların ısıl performansları hakkında bilgiler verilmiştir. Bu bölümde ayrıca üretim tipleri ve üretimde karşılaşılan problemlerden bahsedilmiştir. Daha yüksek performansa sahip ısı boruları üretebilmek için hangi programların üzerinde çalışılması gerekliliği belirtilmiştir. Dördüncü bölümde bir ısı borusunun matematiksel modellemesinin nasıl yapılabileceği anlatılmış ve bunlar sayısal bir örnekle desteklenmiştir. Sonrasında yine sayısal örnek üzerinden devam edilerek ısı borusu radyatörü ve soğutucu akışkan kolektörü arasında meydana gelen ısıl etkileşim anlatılmıştır. Beşinci bölümde de ısı borusu kullanılan bir haberleşme uydusunun ısıl tasarımının yapıldığı bir örnek verilmiştir.

HEAT PIPES IN COMMUNICATION SATELLITE

SUMMARY

Keywords: Heat pipe, satellite, thermal performance, radiator

In this study, information about the heat pipes used on the satellites was given. Starting from the first proposal of the heat pipe, the heat pipe definition was defined, its structure and its working patterns was explained. The thermal calculations of the heat pipes were explained with an example, also the studies of leading manufacturer of satellites were given with examples.

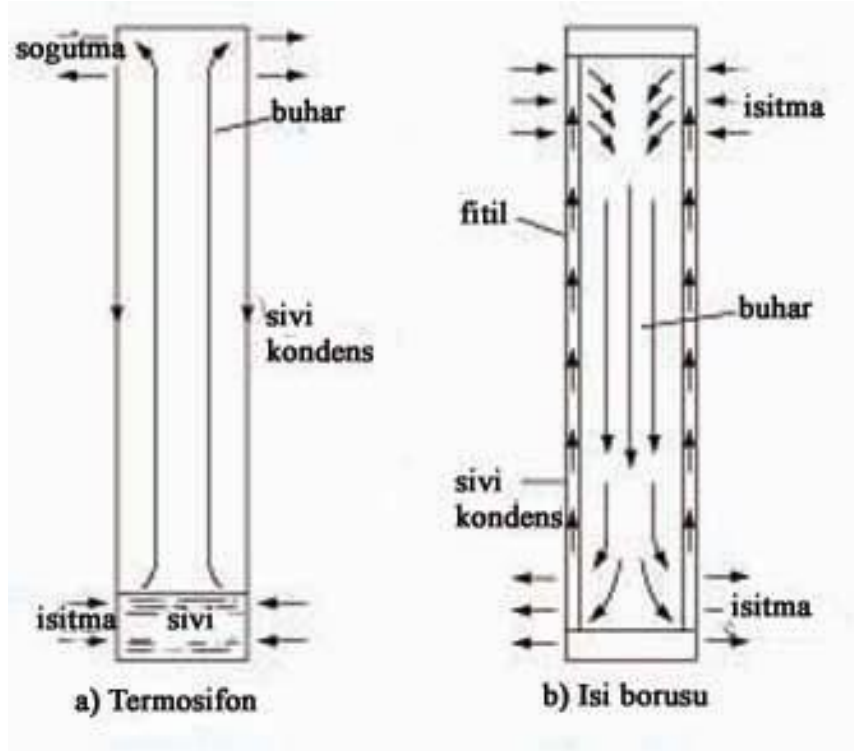
Study was mainly based on literature review. In the second section, following the explanation of the fundamental parts of the heat pipe, the types of the heat pipe was explained. In the third section, the use of heat pipes for space application, the use of the satellite manufacturers' heat pipes and the performance of the heat pipes were given as information. In this section, the types of the manufacturing and the problem encountered in the process of manufacturing were mentioned. In order to manufacture the high performance heat pipe, it was mentioned which programs needed to be worked on. In the fourth section, how to be done the mathematical model of the heat pipe was explained and it was supported with the numerical example. Then thermal interaction between the heat pipe radiator and a coolant fluid header was explained with the numerical examples. In the fifth section, thermal design of the heat pipe used in a communication satellite was given an example.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

İlk ısı borusu önerisi 1942 yılında Gaugler tarafından ortaya atılmıştır. Ancak 1960'ların başlarında Grover tarafından bulunan ısı borusuna kadar bu düşünce gerçekleştirilmemiştir. Grover ısı borusunun dikkat çekici özelliklerinin değerlerinin anlaşılmasına sebep olmuş ve bunun sonucunda da bu alanda önemli gelişmeler olmuştur.

Isı boruları tüp şeklindedirler ve bazı bakımlardan termosifonlara benzer. Bu durum ısı borularının çalışmalarını anlamada bize yardımcı olabilir. Tüpün içinde kılcal bir fitil vardır ve ısı borularını termosifondan ayıran temel özellik içlerinde bulunan bu fitillerdir. Klasik ısı boruları genellikle sıkı ve hava geçirmez fitil yapılarına sahiptirler. Burada fitil sıvı ile iyice ıslatılmıştır. Fitillerin yapıları birkaç katmanlı ince süzgece benzer. Çalışma akışkanları da hem sıvı hem de buhar fazındadırlar.

Isı boruları genellikle üç rejime ayrılırlar; evaporatör kısmı, adyabatik (veya taşıma) kısım ve kondansör kısmı. Evaporatör bölümünde, tüp ısıtıldığında sıvı buharlaşır ve böylece gizli buharlaşma ısısı emilir. Buhar kanalındaki basınç değişiminin sonucu olarak, buhar akışı taşıma bölümünden tüpün sonuna kadar soğur, burada kondens haline gelir ve emilmiş olan gizli ısıyı atar. Buharlaşma meydana geldiği için fitil yapısındaki sıvı menisküs çekilir. Aynı zamanda da sıvı kütledeki artış ve gelişmiş menisküs sonucunda yoğunlaşma olur. Fitilin kondansörünün ve evaporatörünün kılcal yarıçapları arasındaki fark, sıvıya doymuş fitildeki net basınç farkını meydana getirir. Bu basınç farkı da akışkanın fitil boyunca kondensörden evaporatöre doğru hareket etmesini sağlar. Elverişli kılcal basınç, akışkanın evaporatöre dönmesine izin verdiği sürece işlem devam eder. Buradaki geçiş hareketleri kılcal yapıdadır. Isı borularındaki hareketler pompadan veya diğer hareket sağlayan cihazlardan yardım almadan yerçekimi sayesinde gerçekleşir (Şekil 1.1b). Isı borularında evaporatörün yeri kısıtlanmamıştır ve hiçbir düzenleme olmadan kullanılabilir.



Şekil 1.1. Isı borusu ve termosifon

Ancak, elbette ki evaporatörün altta olduğu durumlarda, yerçekimi kuvvetleri kılcal kuvvetlere yardımcı olur. Isı borusu terimi, içindeki kondensin merkezkaç kuvvet, geçişim veya elektro hidrodinamik gibi etkenlerle dönmeyi başardığı ısı iletkenliği yüksek cihazları tanımlamak için de kullanılabilir.

Tablo 1.1’de birkaç kondens dönüş metodu gösterilmiştir. Burada gösterilen teknikler Roberts tarafından verilmiştir [1].

Isı boruları ısı transferini çalışma akışkanlarının kondenzasyonu ve evaporasyonu ile gerçekleştirirler. Evaporatör bölümü ve kondensatör bölümü arasında, çalışma akışkanı ile denenen küçük sıcaklık farklılıklarıyla ısının büyük miktarlardaki transferi sağlandığı için, ısı boruları çalışma akışkanının gizli ısısının avantajlarına sahiptir. Aslında, ısı borusu işlemi çalışma akışkanının doyma sıcaklığında veya bu sıcaklığa yakın bir sıcaklıkta gerçekleşir. Akışkan ısı bölümünde veya evaporatörde buharlaşır ve kızdırılmadan önce bu kısımdan ayrılır ve bu durumda sıcaklığı doyma sıcaklığına yakındır. Kondensatör bölümüne ulaşan akışkan, gizli ısısını atar ve sıvı hale gelir. Hala, sıcaklığı doyma sıcaklığına yakındır. Akışkan kondenserden

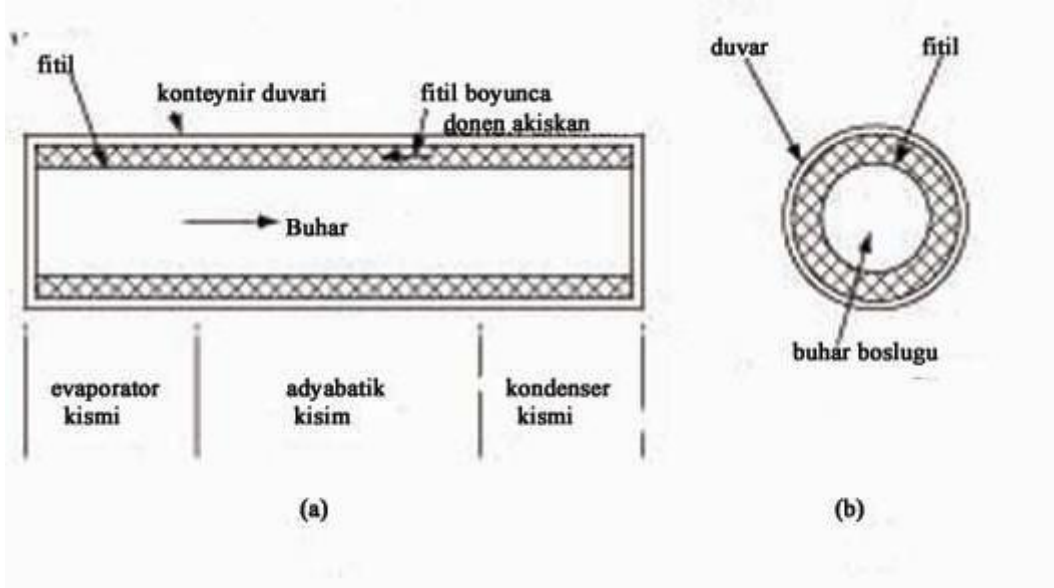
Tablo 1.1. Kondens dönüşüm tablosu

Yerçekimi	Isıl sifon
Kılcal kuvvet	Standart ısı borusu
	Döngülü ısı borusu
Merkezcil kuvvet	Dönen ısı borusu
Elektro kinetik kuvvetler	Elektro hidrodinamik ısı borusu
	Elektro-ozmotik ısı borusu
Manyetik kuvvetler	MHD ısı borusu
	Manyetik akışkan ısı borusu
Osmotik Kuvvetler	Osmotik ısı borusu
Baloncuk pompası	Ters ısı sifon

ayrılır ve evaporatöre dönmeden önce asla aşırı soğumaz. Isı borusunun her yerinde çalışma akışkanı ya doyma sıcaklığındadır ya da doyma sıcaklığına yakın bir değerdedir. Isı borusu duvarları boyunca denenen sıcaklık aralıkları seçilen metale ve içerideki ve dışarıdaki ısı planlanmasına bağlıdır. Isı borularında en az bir evaporatör ve en az bir kondensatör vardır, bir veya daha fazla karışan akışkan ve adyabatik kısım olmalıdır. Akışkanının buharlaşması sebebiyle, ısı evaporatörde emilir. Buhar kondenserin buhar alanı boyunca hareket eder, ısı burada düşük sıcaklıkta ve akışkan kondensi olarak atılır. Isı borularında kondens halindeki akışkanının kondensatörden evaporatöre dönmesi için kılcal yapı kullanılır (Şekil 1.2). Kılcal yapı, kılcal kuvvetler diye bilinen kuvvetleri geliştirir. Bu kuvvetler akışkanı evaporatöre dönmesi için kılcal yapı boyunca pompalar.

Gizli buharlaşma ısı genellikle oldukça büyük olduğu için, ısı boruları yüzeylerindeki küçük sıcaklık farklılıklarıyla nispeten uzun mesafede oldukça büyük miktarlardaki enerjiyi taşıyan verimli cihazlardır.

Çalışma akışkanının iki fazlı akış karakteristiklerinden dolayı, ısı borularının diğer özellikleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir;



Şekil 1.2. Standart ısı borusunun ana alanı

- 1-Dışsal pompalama gücüne ihtiyaç duymadan yaklaşık olarak izotermal (eş ısıllı) sıcaklıkta değişken ısı akıları transfer edilir.
- 2-Sıcaklık değişimlerine maruz kalan bir izotermal yapı oluşturulur.
- 3-Oldukça farklı yüzeylerden kaynaklanan sıcak ve soğuk arasındaki ısı oranları ayarlanır.

Isı boruları, çalışma akışkanı şartlarından, geometriden ve uygulama amaçlarından faydalanılarak sınıflandırılır.

Uygulama ve maksimum ısı transfer kapasitelerine bağlı olarak, her bir ısı borusunun kendi işlem sıcaklık aralığı vardır. Kullanılan çalışma akışkanının seçiminde işlem sıcaklığına ve basınç durumuna bağlı olarak dikkatli olunmalıdır. Fakat aynı zamanda hazne ve fitil malzemelerinin kimyasal uyumu da önemlidir.

1.1. Isı Borularının Yapısı, Performansı ve Özellikleri

Standart ısı borularının temel alanı Şekil 1.2'de gösterilmiştir. Uzunlamasına yönde ısı boruları evaporatör ve kondensatör kısımlarından oluşurlar. Geometrik bir gereklilik olarak adyabatik kısım evaporatör ve kondensatörü ayırıcı kısımlar

içerirler. Isı borularının geçiş kısımları, Şekil 1.2b'de de görüldüğü gibi, hazne duvarını, fitil yapısını ve buhar alanını içerir.

Isı borularının performansı sıklıkla “ısıl iletkenlik eşitliği” terimi ile ifade edilir. Boru şeklindeki ısı boruları Şekil 1.2'de gösterilmiştir. Bunlarda çalışma akışkanı olarak su kullanılır, 150 °C çalışma sıcaklığında ısıl iletkenliği bakırın birkaç yüz katıdır. Isı borularının güç idare kapasiteleri , 1500 °C sıcaklıkta 10-20 kW/cm² aksenal akı taşıyabilecek çalışma akışkanı için lityum borularda çok yüksek olabilir. Uygun çalışma akışkanı ve hazne malzemesi seçimi ile, 4K ile 2300 K sıcaklık aralığında kullanılabilen ısı boruları yapmak mümkündür.

Isı boruları için genellikle ısıl iletkenlikten bahsedilir. Ancak bu ısı borularını etkileyen tek karakteristik değildir. Isı borularının karakteristikleri;

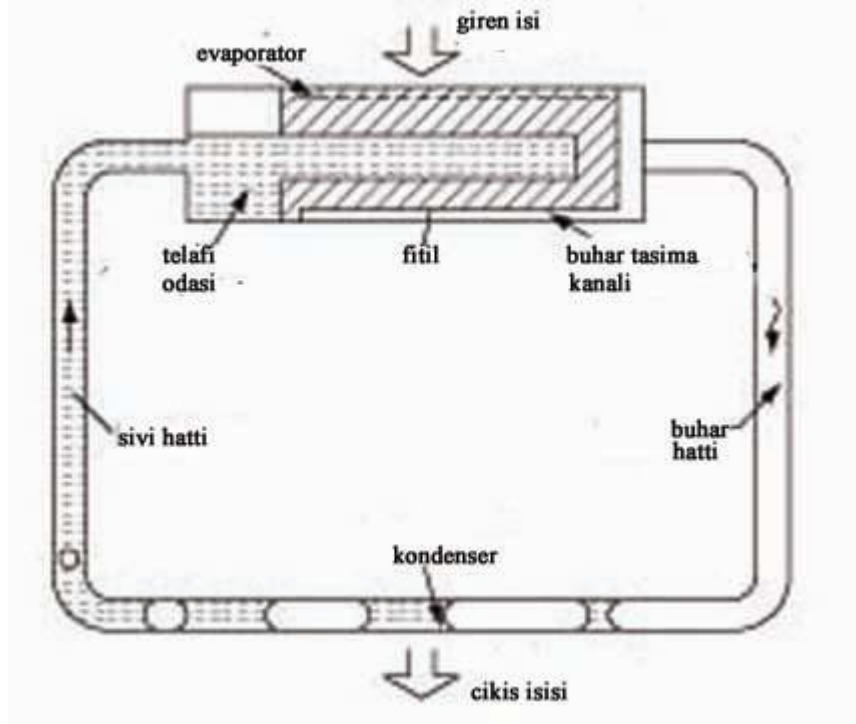
-Yüksek verimli ısıl iletkenlik.

-Şekil değiştiren ısı akısının hareket kabiliyeti.

Düşük özdirençli eş ısılı yüzeyler. Isı borusunun kondensatör yüzeyi üniform sıcaklıkta çalışma eğilimi gösterecektir. Eğer bölgesel bir ısı yolu eklenirse, bu noktada buharın çoğu yoğuşur. Bu yüzden ısı orijinal seviyede tutmaya çalışılmalıdır.

-Değişken ısıl özdirenç.

-Döngülü ısı boruları. Kapalı devre ısı boruları Şekil 1.3'de gösterilmiştir [2]. Bunlar evaporatör ve kondensatörden oluşur ve klasik ısı boruları gibidirler. Fakat, sıvı ve buhar hattı ayırıcıları onları klasik türlerden ayırır. Isı düzenlemeleri için binalarda kullanılan tek fazlı düzenlenmiş ısı değiştirici sistemlere çok benzerler. Kapalı devre ısı borularında buhar ve sıvı akışları tüpün iki farklı kısmında eş yönlü gerçekleşir. Kapalı devre ısı borularının tek benzer özellikleri kullanılan genleşme kabıdır. İki fazlı bu kap, kapalı devre ısı borusunun basınç ve sıcaklığını tespit etmede yardımcıdır.



Şekil 1.3. Kapalı devre ısı borusu

-Isıl diyot ve anahtarlar.

Isı borularının işlem sıcaklığı aralıkları, kriyojenik durum için 0-200 K, oda (düşük) sıcaklığı için 200-550 K, orta sıcaklık için 550-770 K, yüksek (sıvı metal) sıcaklık için 750-3000 K olarak anılacaktır. Genellikle, kullanılan aynı tip çalışma akışkanları aynı sıcaklık aralıklarında kullanılırlar.

Isı borusu malzemeleri ve elemanları aynı kalırlar. Isı borularına 10 yıllık periyotlarla ömür testleri yapılabilir. Bazı çalışma akışkanları zamanla çekiciliklerini kaybederler (şu an yasaklı olan kloroflorokarbon gibi). Bu, sağlık ve güvenliğin göz önüne alınmasıyla veya çevresel baskılarla belirlenmelidir.

Isı borularının araştırmacılar tarafından her zaman ilgi çekici yönü su ve çeliğin (yumuşak veya paslanmaz tiplerinin) birbirleri ile uyumlu olmalarıdır. Suyun üstün özellikleri ve düşük maliyeti, bazı çeliklerin dayanıklılıkları ile birleşince bazen anlaşılması zor olsa da, etkili bir su-çelik karışımı meydana getirir.

BÖLÜM 2. ISI BORULARI VE ÇEŞİTLERİ

2.1. Giriş

Isı borularında; çalışma akışkanı, fitil veya kılcal yapı ve konteynır olmak üzere üç temel eleman vardır.

2.1.1. Çalışma akışkanı

Çalışma akışkanının seçimindeki ilk faktör, o akışkanın işlem sırasındaki buhar sıcaklığı oranıdır. Seçilmiş bazı akışkanlar için değerler Tablo 2.1’de verilmiştir. İstenilen sıcaklık sınırları içinde çalışabilen birkaç çalışma akışkanı bulunabilir. İstenilen uygulama için kabul edilebilir bu akışkanların karakteristik değerleri yapılan tanıma göre incelenmelidir. Çalışma akışkanından istenilen en önemli şartlar aşağıdaki gibidir;

- 1-Fitil ve duvar malzemesinin uygunluğu,
- 2-İyi bir ısıl denge,
- 3-Fitilin ıslanabilirliği ve duvar malzemesi,
- 4-Çalışma sıcaklığı oranlarının üstünde buhar basıncı ne çok yüksek olmalı ne de düşük olmalı,
- 5-Yüksek gizli ısı,
- 6-Yüksek ısıl iletkenlik,
- 7-Düşük sıvı ve buhar viskoziteleri,
- 8-Yüksek yüzey gerilimi,
- 9-Kabul edilebilir donma noktası ve akışkanın akabileceği en düşük sıcaklık.

Uzun ömürlü ısı boruları ile ilgili problemlerin birçoğu uyumsuz malzeme sonucunda ortaya çıkmaktadır. Çalışma akışkanı ile ilgili bir özel durum da, ısı

Tablo 2.1. Isı borusu çalışma akışkanları

Akışkan	Erime Noktası (°C)	Atmosfer basıncında	
		kaynama noktası (°C)	Kullanım aralığı (°C)
Helyum	-271	-261	-271 ile -269
Nitrojen	-210	-196	-200 ile -160
Amonyak	-78	-33	-60 ile 100
Pentan	-130	28	-20 ile 120
Aseton	-95	57	0 ile 120
Metanol	-98	64	10 ile 130
Flutec PP2	-50	76	10 ile 160
Etanol	-112	78	0 ile 130
Heptan	-90	98	0 ile 150
Su	0	100	30 ile 200
Toluen	-95	110	50 ile 200
Flutec PP9	-70	160	0 ile 225
Thermex	12	257	150 ile 350
Civa	-39	361	250 ile 650
Sezyum	29	670	450 ile 900
Potasyum	62	774	500 ile 1000
Sodyum	98	892	600 ile 1200
Lityum	179	1340	1000 ile 1800
Gümüş	960	2212	1800 ile 2300

düşmesinin mümkün olmasıdır. İyi ısı dengesi için çalışma sıcaklığı oranlarına benzer bir çalışma akışkanının belirtilmesi gereklidir.

Oda sıcaklığı çalışma aralığında kullanılan çalışma akışkanları temelde polar moleküllü ve halo-karbon olanlardır; aseton, amonyak, alkol, freon ve su gibi. Genellikle elementel ve basit organik gazlar kriyojenik aralıkta, sıvı metaller ise yüksek sıcaklık aralığında kullanılırlar. Düşük sıcaklık ısı borularında yüksek aksel ısı transferi gerçekleştirilebilir. Bu kriyojenik ısı borularından daha fazla, yüksek sıcaklık ısı borularından ise daha azdır. Geometriye bağlı kalmadan, ısı borularında

yüksek ısıtma performansı elde etmek için sıvı-buhar yüzey geriliminde σ , yüksek gizli ısıdan H_{fg} , yüksek sıvı yoğunluğundan ρ_l ve akışkanın düşük dinamik viskozitesinden μ_l yararlanır. Bu termodinamik özellikler şekil faktörünün bulunmasında kullanılır;

$$\eta = \frac{\rho_l \sigma H_{fg}}{\mu_l} \quad (2.1)$$

Suyun donma noktasının altında ve 200 K üzerinde, amonyak en mükemmel çalışma akışkanıdır ve uzay araçlarında ve çoğunlukla oda sıcaklığı çalışma aralığına yakın durumlarda (200-350 K) elemanların ısı kontrol uygulamalarında kullanılır. Düşük sıcaklık ısı borularında çalışmanın amacına bağlı olarak farklı geometrik şekillerden en yaygın olarak kullanılanları; geleneksel veya silindirik ısı borularıdır (HP). Düz yüzeyli ısı boruları (FPHP) ve disk şekilli ısı boruları (DSHP) daha çok elektronikte ve mikro-elektronik soğutmada kullanılır. Göz önüne alınan duvar ve fitil kalınlıkları ısı borusu çapından daha küçüktür [3,4].

Isı borularında, yerçekimine karşı çalışmak için ve yüksek kılcal sürüş kuvvetlerine olanak sağlamak için yüksek değerlere sahip yüzey gerilimlerine izin verilir. Yüksek yüzey gerilimli uygulamalarda, çalışma akışkanına uygun ıslak fitil ve konteynır malzemesi gereklidir. Bunların temas açıları sıfır veya çok küçük bir değerde olmalıdır.

Çalışma sıcaklığı oranları üzerinde buhar basıncı, büyük sıcaklık gradyeni oluşturma, karşı akım akışında kondens geri akışı, eklem veya sıkıştırılabilirlik ile ilgili kararsız akışa yol açma eğiliminde olan yüksek buhar hızından kaçınmak için yeterince büyük olmalıdır. Bununla birlikte, basınç çok yüksek olmamalıdır. Çünkü bu durum ince duvarlı konteynır gerektirir.

Minimum akışkan akışı ile büyük miktarlarda ısıyı transfer etmek için yüksek buharlaşma gizli ısı arzu edilir ve bu sebeple ısı borusu içinde düşük basınç düşümleri devam eder. Yüksek Merit sayısı çalışma akışkanı seçiminde tek

kriter değildir. Örneğin maliyet şartları düşünüldüğünde, birkaç yüz kez daha pahalı olan sezyum veya rubidyum yerine potasyum seçilmelidir. Hatta 1200-1800 K sıcaklık oranının üstünde lityum, sodyum dahil olmak üzere birçok metalden daha yüksek Merit sayısına sahiptir. Konteynır yapımında lityum-dirençli alaşım kullanılması tavsiye edilir, oysa ki paslanmaz çelikte sodyum da içine alınabilir. Ucuz ve kullanışlı olması sonucunda en iyi performansa sahip ısı borusu malzemesi sodyum/paslanmaz çelik ikilisidir. Uzay uygulamalarında yaygın olarak kullanılan akışkan ise amonyaktır [5].

2.1.2. Fital veya kılcal yapı

Isı boruları için fitil seçimi çalışan akışkanın özelliklerinin birkaçının hemen hemen aynı olduğu birçok faktöre bağlıdır. Açıkça fitilin ilk amacı kondensatörden evaporatöre akışkanın transferini sağlamak için kılcal basınç üretmektir. Evaporatör kısmının çevresindeki alanlara sıvı dağıtımını da olabilmelidir. Özellikle yoğuşmanın, uzaklığın 1 m ve yerçekiminin olmadığı dönüşler için olması durumlarında, farklı formda fitiller gereklidir. Çok çeşitli tipleri olan fitillerin en yaygın kullanımlı tipleri; bölmeli, oluklu, keçe ve sinterlenmiş tozlu olanlardır. Fital 'yerçekimi destekli' ısı borularında daha çok kullanılmaktadır, buradaki fitilin rolü ısı transferini geliştirmek ve sıvı dağılımını daireleseltirmektir.

Fitalin geçirgenlik özelliği ve diğer istenilen özellikler, gözenek boyutunun büyümesi ile artar. Homojen fitiller için, belirlenen ideal gözenek boyutu geçirgenlikle belirlenir. Üç tip fitil vardır. Yatayda ve yerçekimi-destekli ısı borularındaki 100 veya 150 ağırlık nispeten büyük gözenegi bulunan düşük performans fitilleri, maksimum sıvı akışına izin verirler. Burada yerçekimine karşı pompalama kabiliyeti gereklidir ve küçük gözeneklere ihtiyaç vardır. Uzayda boyut kısıtlamaları ve yüksek güçlü özellikler istendiğinden homojen olmayan ve aksel sıvı akışı için küçük gözenek yapısının yardım ettiği damarlı fitillerin kullanımı gereklidir [5].

Kılcal basınç aşağıdaki eşitlikle kılcal yapının gözenek boyutları ile ilişkilendirilebilir;

$$\Delta p_c = \frac{2\sigma \cos \theta}{r_p} \quad (2.2)$$

Burada r_p silindirik gözenek çapı, θ ıslatma açısıdır.

Islatma açısı sıfır olduğunda $\cos \theta = 1$ olduğundan, bu durumda maksimum kılcal basınç bulunabilir. Temas açısı kullanılan malzemelerin birer fonksiyonudur. Islanan malzemenin temas açısı $0-90^\circ$ 'dir. Uygulanmış ısı ve/veya kapalı devre ısı boruları boyunca artan basınç düşümleri, bu temas açısı 0° 'de iken maksimuma ulaşana kadar ilave basınç düşümleri ile dengelenmek için artar. $\cos \theta = 1$ maksimum kılcal basınç elde edilir. Bu da şöyle formüle edilebilir;

$$(\Delta p_c)_{\max} = \frac{2\sigma}{r_p} \quad (2.3)$$

Eğri yüzeyler menisküs için bilinen fitilin gözenegindeki akışkan tarafından şekillendirilir. Kılcal basınç ısı borusu içindeki toplam basınç ile dengede olmalıdır.

$$\Delta p_c = \Delta p_v + \Delta p_l + \Delta p_g \quad (2.4)$$

Toplam basınç düşümleri ısı borusu boyunca fitilin maksimum kılcal basıncını asla aşmamalı veya ısı borusu bunun pompalama gücünü muhafaza edebilecek kadar uzun olmamalıdır ve boru çalışmasını durdurabilmelidir [6].

Bir diğer fitil özelliği de fitilin kalınlığıdır. Isı borusunun ısı transfer kabiliyeti artan fitil kalınlığı ile yükseltilir. Fitilin diğer gerekli özellikleri çalışma akışkanı ile uyumu ve ıslanabilirliğidir.

2.1.2.1. Fitol yapıları

Ağ yapılı ve dokuma yapılı fitiller mevcut çeşitlerin içinde en yaygın olanlarıdır. Bunlar çeşitli gözenek boyutlarında ve çeşitli malzemelerden üretilirler. Günümüzde en çok kullanılan malzemeler, paslanmaz çelik, nikel, bakır ve alüminyumdur. Tablo

Tablo 2.2. Isı borularında ölçülen radyal evaporatör ısı akıları

Çalışma Akışkanı	Fitil	Buhar Sıcaklığı (°C)	Isı Akısı (W/cm ²)
Helyum	s/s ağ	-269	0.09
Nitrojen	s/s ağ	-163	1.0
Amonyak	çeşitli	20-40	5-15
Etanol	4x100 ağ s/s	90	1.1
Metanol	nikel köpük	25-30	0.03-0.4
Metanol	nikel köpük	30	0.24-2.6
Metanol	1x200 ağ (yatay)	25	0.09
Metanol	1x200 ağ (-2,5 cm yük.)	25	0.03
Su	çeşitli	140-180	25-100
Su	Ağ	90	6.3
Su	100 ağ s/s	90	4.5
Su	nikel keçe	90	6.5
Su	sinterlenmiş bakır	60	8.2
Civa	s/s ağ	360	180
Potasyum	s/s ağ	750	180
Potasyum	çeşitli	700-750	150-250
Sodyum	s/s ağ	760	230
Sodyum	çeşitli	850-950	200-400
Sodyum	3x65 ağ s/s	925	214
Sodyum	508x3600 ağ s/s kumaş doku nobidyum % 1	775	1250
Lityum	zirkonyum nobidyum % 1	1250	205
Lityum	zirkonyum	1500	115
Lityum	SGS-tantal	1600	120
Lityum	W-26 Re oluklu	1600	120
Lityum	W-26 Re oluklu	1700	120
Gümüş	tantal %5 tungsten	-	410
Gümüş	W-26 Re oluklu	2000	155

2.2'de çeşitli ağ ve dokuma boyutları için ölçülen gözenek boyutları ve geçirgenlikler gösterilmiştir. Metal köpük ve özellikle de daha çok keçe kullanılarak üretilen homojen fitiller, daha kullanışlıdır ve montaj esnasında keçedeki değişken

basınç ile değişken gözenek boyutlarında üretilebilirler. Sökülebilir metal miller içerdiğinden, keçede damarlı yapı kalıplaştırılabilir.

Köpük gibi damarlı keçelerin yapısı da ısı borusunun farklı bölgelerinde farklı şekilde dizayn edilmesine izin verir. A.B.D.'deki Auburn Üniversitesi'ndeki araştırmalar, ısı borusunun ısı transfer limitlerinin gözenek yapısı aşamaları ile artabileceğini gösteren deneyleri yönetmektedir.

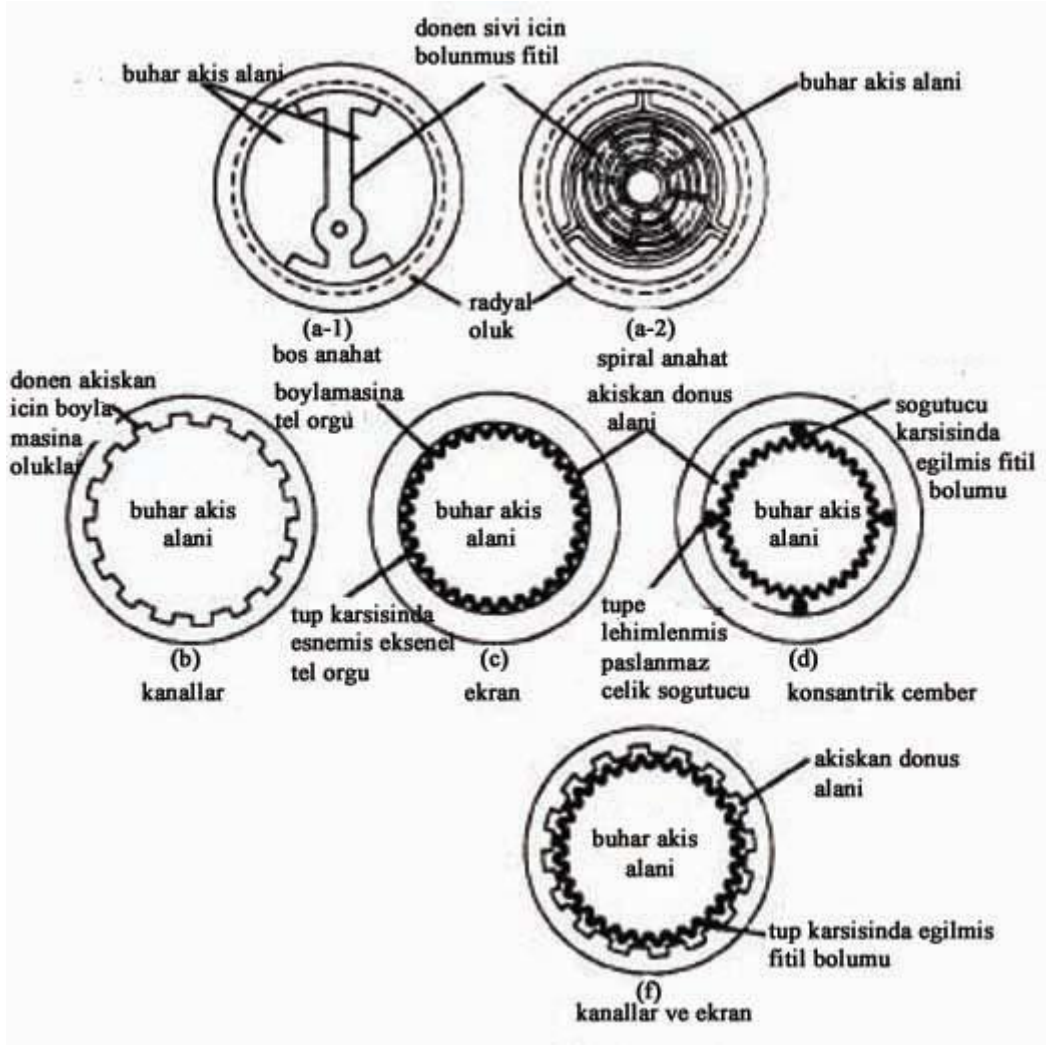
Lifli malzemelerin ısı borularında kullanım alanları çok geniştir ve genellikle bu malzemelerin gözenek boyutları küçüktür. Bunların dezavantajları seramik liflerin sağlam olmamasıdır ve bunun için genellikle metal ağlar tarafından desteklenmeleri gerekmektedir. Böylece lifler çalışma akışkanı ile kimyasal uyum sağlayabilse de, desteklenen malzemeler problemlere yol açabilirler.

Sinterlenmiş tozlar malzeme içinde küresel formda bulunurlar ve iyi gözenek yapıları meydana getirebilirler. Önceleri ısı borusu duvarlarında ve fitil malzemelerinde polimerler de kullanılıyordu. Polimer kısımlar ısı borularına esneklik kazandırıyor.

Özel gözeneklilik/gözenek boyutlarının istendiğı bazı modern kapalı devre ısı borularının fitillerinde hem seramik ve polietilen, hem de gözenekli nikel içeren gözenek yapısı çeşitlilik gösteren malzemelerin kullanımını tavsiye edilmiştir.

Diğer bir deyişle, damarlı fitilin erişilen toplam ısı transfer potansiyeli için damarlar buhar uzayına tamamen kapalı olmalıdır. Maksimum kılcal sürüş kuvveti yüzeyin gözenek boyutları ile buradan belirlenir. Isı borularının damarlı dizaynında bir başka düşünce de, damarların buhar ve gaz kapalı olmasıdır. Damarlar içine buhar veya gaz baloncukları girerse veya damar içi havalandırılırsa, sonradan transfer kabiliyeti ciddi biçimde azalır. Gerçekten, eğer baloncuklar damarı tamamen engellerse, ısı transfer kabiliyeti damar çapının kılcal verimine bağlıdır.

Damarlı ısı borularındaki fitil dizaynı ve çalışma akışkanı özellikleri aşağıdaki gibi anlatılabilir;



Şekil 2.1. Isı borularında kullanılan fitil şekilleri

- 1-Çalışma akışkanı tamamen gazdan arıtılmalıdır.
- 2-Damar içinde çekirdek oluşumuna engel olmak için duvarla temas etmemelidir.
- 3-Gereksiz damar sayısı, bazı başarısızlık derecelerine müsaade etmeyi sağlamalıdır.

Damarlı ısı boruları öncelikle uzay araçlarının ısı kontrolü ihtiyacını karşılamak için geliştirilmiştir. Bu ihtiyaçlar son on yılda hızla artmıştır ve mekanik pompalama iki fazlı pompalı döngülerde kullanılacak iken, geleneksel ısı borularından türetilmiş birkaç gelişme ısı borularının pasif şeklini teşvik etmiştir. Böyle bir türetme olan tek kanallı ısı boruları Şekil 2.2’de verilmiştir. Bu ısı boruları biri buhar

Tablo 2.3. Fital gözenek boyutu ve geçirgenlik verileri

Malzeme ve ağ boyutu	Kılcal yükseklik (cm)	Gözenek Çapı (cm)	geçirgenlik (m ²)	gözeneklilik (%)
Cam elyaf Refrasil kaplama	25,4	-	0,061x10 ⁻¹¹	-
Refrasil (dökme)	22,0	-	0,104x10 ⁻¹⁰	-
Refrasil (şilte)	-	-	0,18x10 ⁻¹⁰	-
Monel boncuklar	-	-	1,00x10 ⁻¹⁰	-
30-40	14,6	0,052 ²	4,15x10 ⁻¹⁰	40
70-80	39,5	0,019 ²	0,78x10 ⁻¹⁰	40
100-140	64,6	0,013 ²	0,33x10 ⁻¹⁰	40
140-200	75,0	0,009	0,11x10 ⁻¹⁰	40
Keçe metal				
FM 1006	10,0	0,004	1,55x10 ⁻¹⁰	-
FM 1205	-	0,008	2,54x10 ⁻¹⁰	-
Nikel tozu				
200 µ	24,6	0,038	0,027x10 ⁻¹⁰	-
500 µ	>40,0	0,004	0,081x10 ⁻¹¹	-
Nikel elyaf				
0,01 mm çap	>40,0	0,001	0,015x10 ⁻¹¹	68,9
Nikel keçe	-	0,017	6,0x10 ⁻¹⁰	89
Nikel köpük ampornik 220,5	-	0,023	3,8x10 ⁻⁹	96
Bakır köpük ampocop 220,5	-	0,021	1,9x10 ⁻⁹	91
Bakır tozu (sinterlenmiş)	156,8	0,0009	1,74x10 ⁻¹²	52
Bakır tozu (sinterlenmiş)				
45-56 µ	-	0,0009	-	28,7
100-145 µ	-	0,0021	-	30,5
150-200 µ	-	0,0037	-	35
Nikel 50	4,8	-	-	62,5
50	-	0,0305	6,635x10 ⁻¹⁰	-
Bakır 60	3,0	-	8,4x10 ⁻¹⁰	-
Nikel 60	-	0,009	-	-
100	-	0,0131	1,523x10 ⁻¹⁰	-
100	-	-	2,48x10 ⁻¹⁰	-

Tablo 2.3. (Devam) Fital gözenek boyutu ve geçirgenlik verileri

Malzeme ve ağboyutu	Kılcal yükseklik(cm)	Gözenek Çapı(cm)	geçirgenlik(m ²)	gözeneklilik(%)
120	5,4	-	6,00x10 ⁻¹⁰	-
120	7,9	0,019	3,50x10 ⁻¹⁰	-
2 ⁵ x120	-	-	1,35x10 ⁻¹⁰	-
120	-	-	1,35x10 ⁻¹⁰	-
S/s 180 (22°C)	8,0	-	0,5x10 ⁻¹⁰	-
2x180 (22°C)	9,0	-	0,65x10 ⁻¹⁰	-
200	-	0,0061	0,771x10 ⁻¹⁰	-
200	-	-	0,520x10 ⁻¹⁰	-
Nikel 200	23,4	0,004	0,62x10 ⁻¹⁰	68,9
2x200	-	-	0,81x10 ⁻¹⁰	-
Fosfor/Tunç 200	-	0,003	0,46x10 ⁻¹⁰	67
Titanyum 2x200	-	0,0015	-	67
4x200	-	0,0015	-	68,4
250	-	-	0,302x10 ⁻¹⁰	-
Nikel ³ 2x250	-	0,002	-	66,4
4x250	-	0,002	-	66,5
325	-	0,0032	-	-
Fosfor/Tunç	-	0,0021	0,296x10 ⁻¹⁰	67
S/s (kumaş doku)				
80 ⁴	-	0,013	2,57x10 ⁻¹⁰	-
90 ⁴	-	0,011	1,28x10 ⁻¹⁰	-
120 ⁴	-	0,008	0,79x10 ⁻¹⁰	-
250	-	0,0051	-	-
270	-	0,0041	-	-
400	-	0,0029	-	-
450	-	0,0029	-	-

¹ aksi belirtilmedikçe su ile elde edilmiş

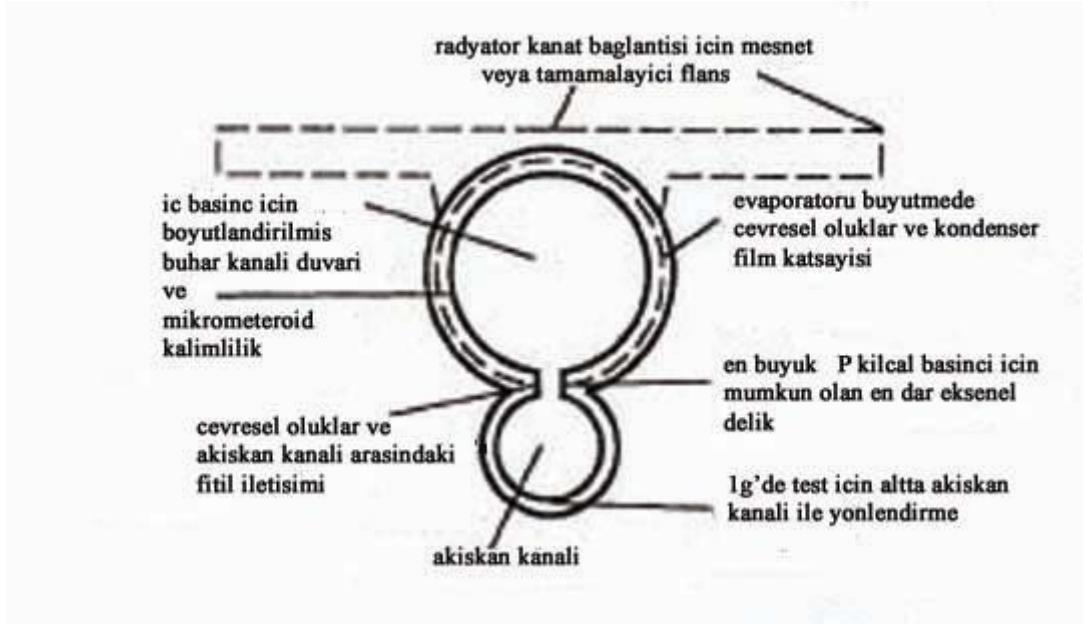
² parça çapı

³ eğrilik yönünde ölçülen

geçirgenlik

⁴ katman sayısını

gösterir



Şekil 2.2. Tek kanallı ısı borusu

için, biri de sıvı için olan iki aksel kanaldan oluşur. Dar aksel yarık sıvı dağıtımını için belirli çevresel oluk dizaynında, yoğuşma ve buharlaşma ısı transfer katsayısını maksimuma çıkarırken bu iki kanal arasında yüksek kılcal basınç farkı oluşturur. Bu dizaynın öncelikli avantajı, buhar ve sıvı akışlarını ayırmak, sürüklenmeleri elemek veya karşı akım akışlarını sınırlamaktır.

Hem fitilde hem de çalışma akışkanında ısı iletkenlik istenilen bir özelliktir. Bu ifade bazı tip doymuş fitillerin tahmin edilen ısı iletkenlikleri için geçerlidir. Isı iletkenlik izin verilen fitil kalınlığını belirleyen en önemli faktördür.

2.1.3. Doymuş fitillerin ısı direnci

2.1.3.1. Ağ

Gorring ve Churchill dağılma, dolgulu yatak ve sürekli çiftler olmak üzere üç kategoriye ayrılmış homojen yapıllı metallerin ısı iletkenliklerini belirlemek için bir çözüm geliştirmişlerdir. Bulunan bu çözüm ağ için tatmin edici değildir. Çünkü ağ dağılma durumuyla sınırlanmıştır. Örneğin, parçacıklar temas halindedir, fakat sıkı dolgulu değildirler. Bununla birlikte, dağılma iletkenliği dolgulu yatağınkinden daha

az olduğu için, ağ iletkenliği tahmini düzgün silindirik dizili karelerden ibaret dağılıma iletkenliğinin verimi için Rayleigh'nin eşitliği ile yapılabilir.

$$k_w = \left(\frac{\beta - \varepsilon}{\beta + \varepsilon} \right) k_l \quad (2.5)$$

burada, $\beta = \left(1 + \frac{k_s}{k_l} \right) / \left(1 - \frac{k_s}{k_l} \right)$ 'dir.

k_s : katı fazın ısı iletkenliği,

k_l : sıvı fazın ısı iletkenliği,

ε : katı fazın hacim kesri.

2.1.3.2. Sinterlenmiş fitiller

Sinterlenmiş fitillerin gerçek şekilleri, partiküllerin dağılımı gelişigüzel olması, deformasyon derecelerinin değişken olması ve sinterleme işlemi sırasında ortaya çıkan füzyon nedeni ile bilinmez.

Maxwell bazı homojen malzemelerin ısı iletkenliğini veren aşağıdaki eşitliği geliştirmiştir;

$$k_w = k_s \left[\frac{2 + k_l/k_s + 2\varepsilon(1 - k_l/k_s)}{2 + k_l/k_s + \varepsilon(1 - k_l/k_s)} \right] \quad (2.6)$$

Gorring ve Churchill de bu eşitliğin deneysel sonuçlarla aynı değerleri verdiğini göstermişlerdir.

2.1.3.3. Oluklu fitiller

Aslında olukların radyal termal dirençleri evaporatör ve kondensatör bölümlerinde birbirlerinden farklıdır. Bu durum ısı transferi mekanizmasındaki farklılıklardan dolayı oluşur. Evaporatör alanı ve kanat uçları ısı transfer işlemindeki aktif kısımlar

değildir. Muhtemel ısı akış yolu kanatlar üzerinden iletilerek, menisküsün sıvı filmi boyunca ve sıvı buhar ara yüzeyinde buharlaşarak oluşur. Kondensatör bölümünde kanatlar su kaplı olacaktır ve kanat tipleri ısı transfer işlemi sırasında etkin bir rol oynarlar. Sıvı filminin kalınlığı yoğuşma oranının bir fonksiyonudur ve çalışma akışkanının ıslatma karakteristiğidir.

Isı borularının kondensatör bölümünde veya kanallar ağ örtülüyken, ısı transfer işleminde kanatlar aktif rol oynarlar ve kanallar tamamen doludur. Bu nedenle, paralel iletim eşitliği kullanılır;

$$k_w = k_s \left\{ 1 - \varepsilon \left(1 - \frac{k_l}{k_s} \right) \right\} \quad (2.7)$$

burada ε , sıvı boşluk kesri olup aşağıdaki gibi bulunabilir;

$$\varepsilon = \frac{2b}{2b + f} \quad (2.8)$$

burada f kanat kalınlığıdır.

2.1.3.4. Konsantrik çember

Kılcal hareket çalışma akışkanı içeren ince çemberden sağlanır. Böylece ;

$$k_w = k_l \quad (2.9)$$

Bu sebeple, gevşek bağlı ağ etkisi analizi ve sinterlenmiş fitiller kullanılmalıdır.

2.1.3.5. Sinterlenmiş metal lifler

Çok yaygın çeşitli fitiller ısı iletkenlik teriminin kullanıldığı ısı borularında kullanılır. Sinterlenmiş metal lifli fitiller için ısı iletkenlik eşitliği aşağıdaki gibi verilmiştir;

$$k_w = \varepsilon^2 k_l + (1 - \varepsilon)^2 k_s + \frac{4\varepsilon(1 - \varepsilon)k_l k_s}{k_l + k_s} \quad (2.10)$$

2.1.4. Konteynır

Konteynırın görevi çalışma akışkanını dış çevreden izole etmektir. Konteynır sızdırmazdır, duvarlar boyunca basınç diferansiyeli devam eder ve çalışma akışkanından iç kısımlara ısı transferine izin verir. Konteynır malzemesi seçilirken aşağıdaki faktörlere dikkat edilmelidir;

- 1-Uygunluk (hem çalışma akışkanı ile hem de dış çevre ile).
- 2-Kuvvet/ağırlık oranı.
- 3-Isıl iletkenlik.
- 4-Kolay üretim, kaynak olabilmesi, işlenebilirlik ve süneklik.
- 5-Gözeneklilik.
- 6-Islanabilirlik.

Yüksek kuvvet/ağırlık oranı uzay aracı uygulamalarında çok önemlidir. Isı borusu içindeki gaz difüzyonunu önlemek için malzeme gözeneksiz olmalıdır. yüksek ısı iletkenlik ısı kaynağı ve fitil arasındaki minimum basınç düşümü ile sağlanır.

2.1.5. Uygunluk

Uygunluk çalışma akışkanı, fitil ve ısı borusunun kabının içeriğini tartışır. Uyumsuzluğun iki temel nedeni korozyon ve yoğuşmayan gazların oluşumudur. Eğer duvar ve fitil malzemeleri çalışma akışkanı içinde çözünürse, evaporatör ve kondensatör arasında sonradan malzeme birikimi sonucu kütle transferi meydana gelir. Bu ne bölgesel sıcak noktalar ne de fitil gözeneklerinin bloke olması

sonucudur. Yoğuşmayan gaz üretimi yoğuşmayan gazlar ısı borusunun kondenser kısmında toplanma eğiliminde oldukları için başarısız ısı borusunun en yaygın belirtisidir.

Uygunluk açısından bakıldığında, paslanmaz çelik konteynır ve fitil malzemesi için çalışma akışkanı olarak aseton, amonyak ve sıvı metaller kullanılabilir. Bunların düşük ısıl iletkenlikleri dezavantajdır. Bakır ve alüminyum da kullanılabilir. Konteynır malzemesi olarak plastik kullanılıyordu. Bunun yanında yüksek sıcaklık seramikleri ve tantal gibi kolay işlenemeyen metallere çok önem verilmişti. Isı borusu duvarında esneklik derecesi ortaya konduğunda, paslanmaz çelik körükler kullanılmıştır ve körüklerde elektrik izolasyonu çok önemlidir [5].

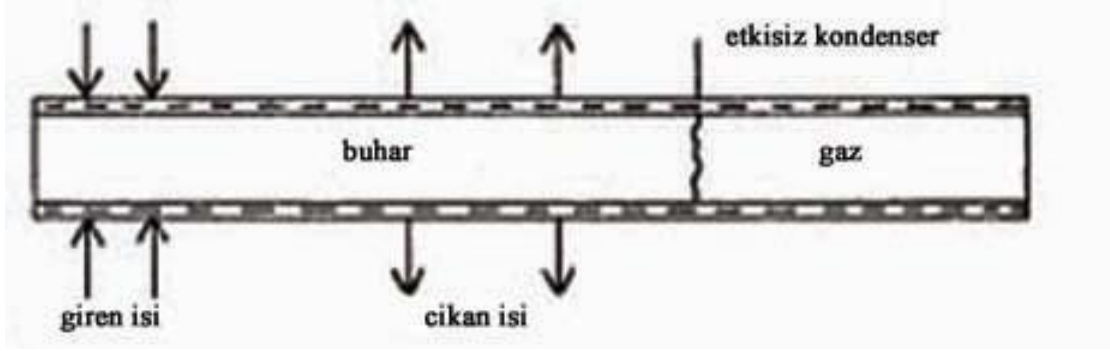
2.2. Isı Borularının Çeşitleri

Isı borularının çeşitleri geometrilerine, fonksiyonlarına ve/veya kondensatörden evaporatöre akışkan transferinde kullanılan metotlara göre adlandırılır. Bazı özel ısı boruları diğerlerine göre daha az popülerdir. Isı boruları aşağıdaki çeşitlere ayrılabilir:

- Değişken iletkenliğe sahip ısı boruları
- Isıl diyotlar
- Titreşimli (salınımlı) ısı boruları
- Kapalı devre ısı boruları (LHPs) ve kılcal pompalı kapalı devre (CPLs)
- Mikro ısı boruları
- Elektro kinetik kuvvet kullanımı
- Dönen ısı boruları
- Çok yönlü tipler- emilme (absorpsiyon) ısı boruları;manyetik akışkan ısı boruları

2.2.1. Değişken iletkenliğe sahip ısı boruları

Değişken iletkenliğe sahip ısı boruları (VCHP), özel gaz kontrollü veya gaz yollu ısı boruları olarak da adlandırılır (Şekil 2.3). Bunların diğer ısı borularından ayrı bir takım benzersiz özellikleri vardır. Bunlar yaklaşık sabit sıcaklıkta evaporatöre monte



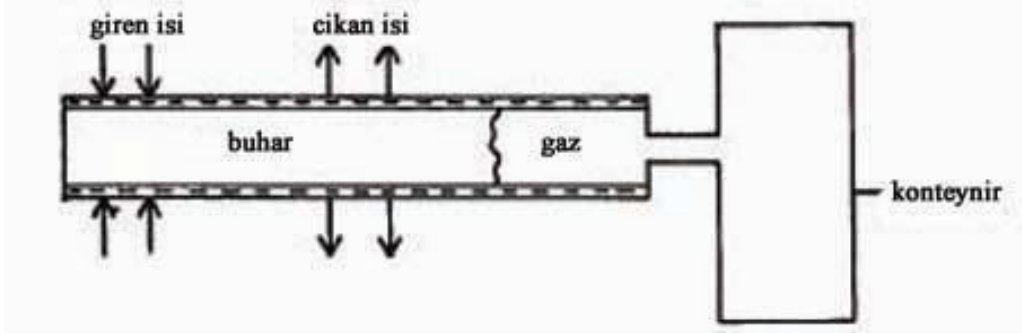
Şekil 2.3. Gaz dolu ısı borusunun denge durumu

edilen cihazda kabiliyetlerini devam ettirebilirler. Bu cihazlar tarafından gücün serbest miktarı üretilir. Bu cihazlar, kesin sıcaklık ayarlama görevi için uydulardaki sistemlerin ve araçların ısı kontrol ayarlaması ve geleneksel elektronik sıcaklık kontrolü uygulamalarında kullanılırlar [5,7]. Gaz tamponlu ısı borularının sıcaklık kontrol fonksiyonları ilk olarak sodyum/paslanmaz çelik temel ısı borusunda yoğuşmayan gaz üretimi sonuçları için test edilmiş. Bu testler sonucunda ısının ısı borusunun evaporatör kısmının içinde olduğu, üretilen hidrojenin de kondensatör kısmına süpürüldüğü gözlemlenmiştir.

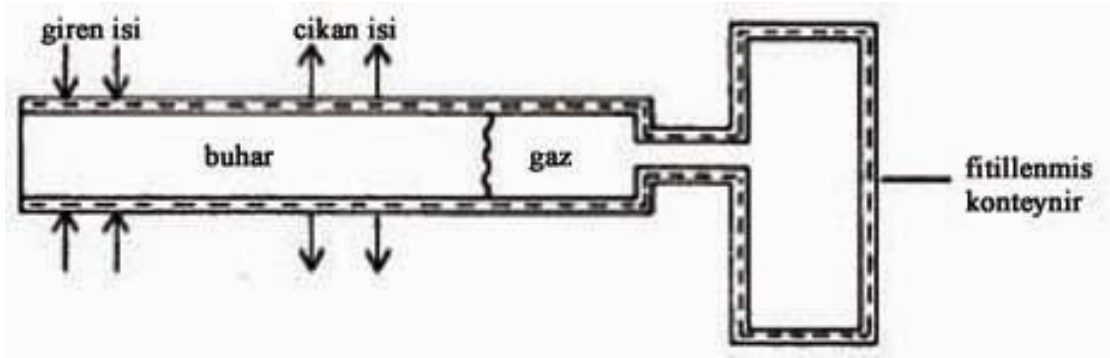
Özellikle, ısı enerji fonksiyonu çalışma akışkanının buharı tarafından iletmeye başladığında yoğuşmayan gaz ara yüzeyinin boru boyunca hareket halinde olduğu gözlemlenmiştir ve kapalı limitler dahilinde iç kısımlarda ısı sıcaklığının kontrolü için gaz ara yüzeyinin elverişli pozisyonlarının kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

Yoğuşmayan gaz veya inert gaz içeren ısı borularının daha sonraki çalışmalarında gazın ön kısmındaki konumlamalarda gelişmeler olmuştur.

Basit formdaki gaz tamponlu ısı borularında kondenserin alt kısmına daha sonra depo ilave edilmiştir (Şekil 2.4). Isı maksimum kapasitede çalıştığında ve buhar sıcaklığının kontrolünü daha kesin sağlamak için bu deponun ısı borusunun bütün uzunluğunda etkili olmasına izin verir. Depo uygun contalı vana ile kullanılır. Soğuk depolu VCHP'lerle yapılan çalışmalarda depodaki buhar difüzyonu sorun yaratmıştır, bunu yoğuşma takip etmiştir, hatta sıvı akışı gaz alanında olursa çalışma



Şekil 2.4. Soğuk tanklı değişik iletkenlikli ısı borusu



Şekil 2.5. Soğuk fitilli tanklı değişik iletkenlikli ısı borusu

durdurulmuştur. Soğuk depoda yoğuşmayı ortadan kaldırmak için soğuk depo ünitesinin deposunda fitil gerekmiştir (Şekil 2.5). Depodaki buharın kısmi basıncı bu sıcaklığa karşılık gelen buhar basıncı olacaktır.

VCHP'lerde aktif kondenser uzunluğu sistemin çeşitli kısımlarında sıcaklığa uygun olarak değişir. Evaporatör sıcaklığının artışı küçük hacimlerde sıkışan gazın sebep olduğu çalışma akışkanının buhar basıncında artışa sebep olur. Kabul edilmeyen ısı için aktif kondensatör uzunluğunun büyük bölümü serbest bırakılır. Evaporatör sıcaklığındaki düşme sonucunda buhar yüzey alanı azalır.

Başarılı soğuk depolu VCHP Kosson tarafından tasarlanmıştır. Yüksek sıvı iletim kabiliyetine sahip damarlı fitil sistemi 1200 W üzerinde taşınan amonyakla birleşimde kullanılır. Depo içeren ısı borusunun sembolik uzunluğu, 2m'ye yaklaşır ve çapı 25mm'dir. Kontrol gazı olarak da nitrojen kullanılır.

2.2.2. Isı borusu ısı diyotları ve anahtarları

En temel ısı diyot konumlandırılmadaki sınırlamalarla ağırlığın asimetriyi sağladığı termosifonlardır. Ağırlık, fitilli ısı borularında diyot etkisi yaratacaktır. Bunun için;

$$\Delta P_c = \Delta P_l + \Delta P_v \pm \Delta P_g \quad (2.11)$$

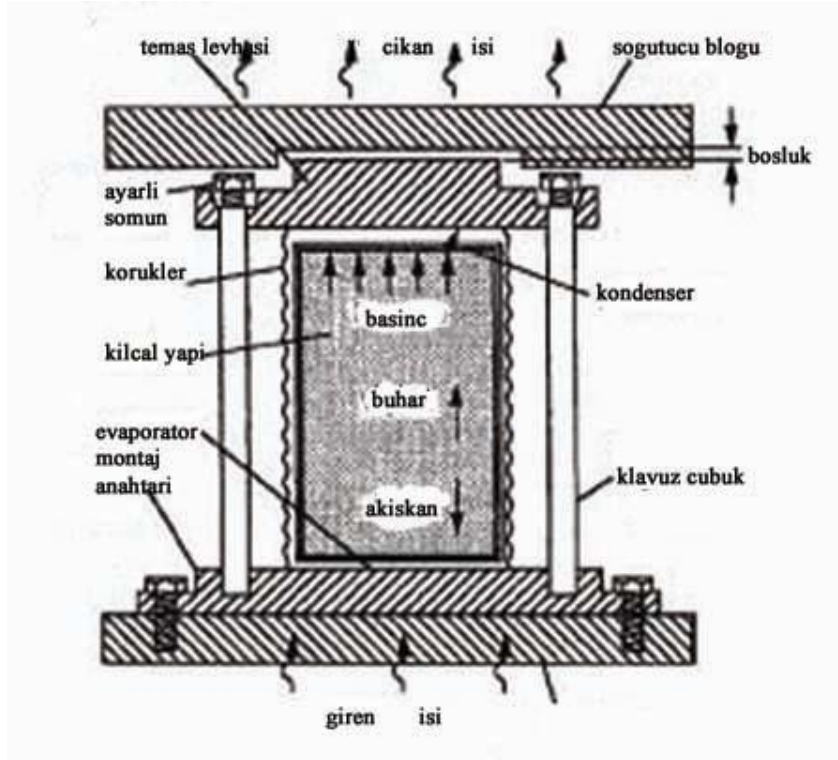
olmalıdır. Akış yönünün tersinde ΔP_g simgesi korunacaktır ve $|\Delta P_g| > \Delta P_c$ sağlanacaktır. Isı borusu da diyot davranışı gösterecektir .

Kirkpatrick iki tane ısı diyot tanımlamıştır. Biri sıvıyı tutarak diğeri de sıvı tıkanıklığı ile çalışır.

Uzay araçları birkaç on yıldır ısı diyotlarla çalıştırılıyorlar. Rusya'da, Stirling soğutucuları gibi, aktif sistemli ısı diyot ısı borularının kriyojenik (soğubilim) karşılaştırması, önerilen yüksek saflıkta germanyum dedektörler, gama ışını spektroskop kullanımı, ısı diyot kullanımının yaygın olduğu bazı uygulamalardır.

Karasal uygulamalardaki ısı diyotlar yenilenebilir enerji sistemlerinin önemli elemanlarıdır. Yenilenebilir enerji sistemlerindeki bir yönlü ısı/soğuk iletimi uzay ısıtmasında kışın güneş toplayıcısı elde etme gibi bazı koşullar altında temeldir. Sıcak iklimlendirmede, ışımsal soğutucu gibi net gece gökyüzü kullanımı ısı diyotlar yolu ile kullanışlı soğutucu görevler sağlarlar.

Isıl anahtarlar 1980'lerin başında ABD'de geliştirilmiştir. Bazı dizaynlarının bir avantajı anahtar açık konumda iken ısı borusu ve ısıtıcı arasındaki iyi ısı teması kesinleştirmek için körük içinde içsel basınç kullanımıdır. Benzer körük sistemleri 1970'lerde İngiltere'de geliştirilmiştir. Körükler ısı temasın olması veya olmaması halinde temel anahtar modu oluşturulması için ilavelerde mekanik fonksiyonların üstlenilmesinde kullanılır. Şekil 2.6'da ısı borusu termik şalteri gösterilmiştir.



Şekil 2.6. Isı borusu termik şalteri

Isı borusu termik şalteri hava elektroniğinde ve uzay araçlarında hava sızıntısından etkilenebilecek hassas elemanların olduğu kriyojenik (soğubilim) uygulamalarında kullanışlıdır.

2.2.3. Titreşimli (salınımlı) ısı boruları

Titreşimli veya salınımlı ısı boruları boşaltılmış ve kısmen çalışma akışkanı ile doldurulmuş kılcal çaplı tüplerden oluşurlar. Yüzey gerilimi etkisi, buhar baloncukları ile serpiştirilmiş sıvı dolgu oluşumu sonucu olur. Kılcal tüplerden birinin ucu ısıtıldığında, çalışma akışkanı buharlaşır ve buhar basıncı artar, böylece evaporatör bölümündeki baloncuklar sebebiyle büyüme olur. Bu sıvıyı düşük sıcaklık ucuna (kondensatöre) doğru iter. Kondensatörün soğuması sonucunda buhar basıncında ve ısı borusu kısmındaki baloncukların yoğuşmasında azalma olur. Evaporatör ve kondensatör kısımlarındaki sırasıyla baloncukların büyümesi ve çökmesi tüp içinde titreşim hareketine sebep olur. Isı, buhar gizli ısı ve duyulur ısı ileticileri vasıtasıyla sıvı dolguları tarafından transfer edilir. Kapalı devre titreşimli ısı borularının (CLPHPs) performansı açık devreli cihazlardan daha iyidir [5].

2.2.4. Kapalı devre ısı boruları ve kılcal pompalı döngü

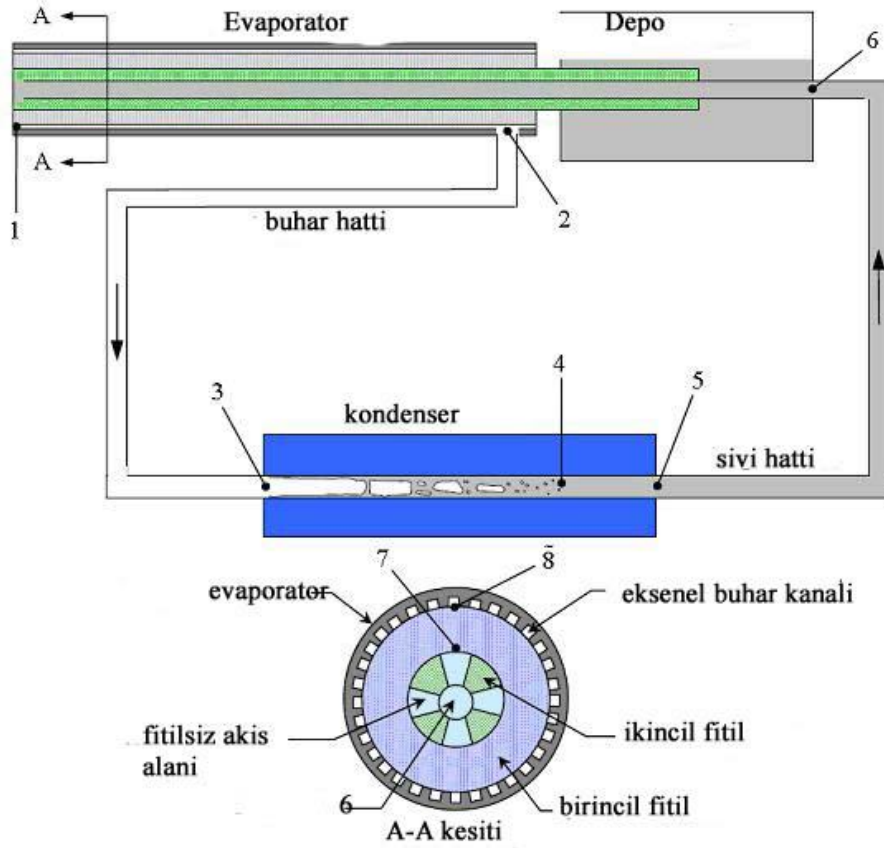
LHP haznesi evaporatöre bağlıdır. Böylece burada başlangıçta fitildeki sıvı varlığını sağlamak için aktif bir kontrole ihtiyaç duyulmaz. Başlangıçta fitildeki sıvı varlığı için LHP'deki geometrik zorunluluğa ve çalışma akışkanının hacminin kontrol edilmiş olmasına güvenilir.

LHP'ler yeryüzü teknolojileri ve uzay uygulamaları için oldukça umut verici cihazlardır. Uzayda elektroniklerin soğutulmaları için kullanılırlar. Burada LHP'ler birbirlerinden çok uzaktaki uzak radyatörlerin üzerindeki elektroniklerden atılan yüzlerce binlerce Watt'lık ısıyı kullanacaklardır. Bu işlem için radyatörlerin etrafında yakın bir yere monte edilmiş ünitelere ihtiyaç vardır. Reaktör güç değişim sisteminin atık ısı reddi LHP'nin diğer uzay uygulamalarında olur. Özellikle de sıvı metal (yüksek sıcaklık) LHP'lerinde bu durumla karşılaşılır. Bu kapasiteye sahip yerçekimini yenebilen LHP'ler reaktör sistemlerinin bütün yeryüzü testlerinde kullanılırlar. Cryo soğutucular soğuk hassas uzay sensörlerinde kullanılırlar. Şekil 2.7'de döngülü ısı borusunun şematik gösterimi verilmiştir [7].

LHP'nin kullanıldığı aşağı yönlü pompalamalı yeryüzü teknolojilerinin bazıları; güneş kolektörleri, cryo-buzdolapları ve elektronik soğutmalarıdır.

CPL ve LHP arasındaki fark temelde döngü işlemindeki haznenin bütünleşmesi ile ilgilidir. Başlangıç durumunda ısı ilk uygulandığında döngünün ilk işlemine bakılır, buharlaşma başlar ve döngü etrafında sirkülasyon başlar. Başarılı bir başlangıçta fitil/evaporatör kısmında sıvı olmalıdır. CPL'nin haznesi sıvının toplandığı odadan ayrılmalı ve bu oda aktif bir şekilde kontrol edilmelidir. CPL ön koşulludur, yani CPL haznesi ısıtıcılarla donatılmalı ve bu ısıtıcılar evaporatörde güç başlamasından önce karşılanarak açılmalıdır. Hazne 30 dk.lık periyotlarla 2 saate kadar evaporatörün üzerinde küçük derecelere (5-15 °C) ısıtılmalıdır. Bu sıvının haznedeki alınması ile sağlanır ve fitildeki önceki başlangıcı sağlar [5,7].

LHP'ler ilk olarak 2000 yılının başlarında Birleşik Devletlerde bir uzay aracı uygulamasında Hughes Space & Communications (HSC) HS 702 uydusunda



Şekil 2.7. Döngülü ısı borusunun şematik gösterimi

kullanılmış. Döngülü ısı borularının esnekliği, yayılabilir radyatörleri olan HS 702 için onları kullanılabilir yapmış. Yayılabilir radyatörler reddedilmiş ısı alanlarının elde edilmesini artırır. Yayılabilir radyatörler aslında ısı reddetme yüzeyleridir. Bu, uzay koşullarında fırlatılan araç için önemlidir ve uzay aracının boyutları bu parametrelerle planlanır. Uydular uzay için yapırlar ve fırlatılan araçlardan farklıdır. Yayılabilir radyatörler ısı atmak için büyük yüzey alanlarına yayılırlar. Eğer bu yüzeylerde yayılabilir radyatörlere göre uzay aracı dışında üretilen ısı transfer metotları yoksa, bu genişletilmiş yüzey alanı kullanılmayacaktır. Bunun için kullanılan araç bu radyatörlerin yayılması ve düzenlenmesi için gerekli esnek hareket kabiliyetine sahip olmalıdır. Bu araçlar, ısı borularının adaptasyonlarının esnekliği ile, gerekli ısı borusu sayısı ile, karmaşık birleşimleriyle, yeryüzü testlerinin zorluğu ile başarılı olmuştur. İlk HS 702 21 Aralık 1999'da fırlatılmış, radyatörler de 15 Şubat 2000'de yayılmıştır [5, 7, 8, 9, 10].

2.2.4.1. Döngülü ısı borusu teorisi

Francis Stenger 1966 yılındaki ilk literatürde, çalışma akışkanının pompalanmasında kılcal kuvvetlerden yararlanan döngüyü tanımlamıştır. İki farklı döngü üzerinde çalışılmıştır. Tanımlanan her iki çalışmada da çalışma akışkanı olarak su kullanılmıştır. Bu ısı borularındaki fitil kuartz keçeden yapılmıştır. Bu borular 248 W ile 1000 W güç aralığında ve 100 °C ile 144 °C sıcaklık aralığında çalıştırılmıştır. Stenger, işlem yerçekimine gelince değişik adaptasyonlar kanıtlamıştır. Kılcal pompalamalı döngülerde 50 feet'ten (15,25 m) daha büyük aralıklar etrafında ısının kW'ının transferi yeterli olunca bitirmiştir. Diğer taraftan ikinci döngüde, yerçekimine gelince adaptasyon şiddetli olmuştur. Döngülü ısı boruları üzerinde Rus bilim adamları Maidanik, Vershinin, Kholodov ve Dolgirev'de çalışmışlardır.

LHP güvenilir bir işlem temin etmek için tamamen eylemsizdir ve uygulanan ısıdan başka içsel karışma gerektirmez. Isıtma uygulamasında önce, menisci gözeneğin kılcal yapısında gelişir. Bu buharlaşma alanında kuvvet sürüşünde ve kılcal basınçta olur ve gelişir. Geleneksel ısı boruları için maksimum kılcal basınç gözenek boyutuna ve akışkanın yüzey gerilimine bağlı olarak fark edilebilen basınçtır. Bu sürüş kuvveti döngü çevresindeki bütün diğer basınçlarla karşılanmalıdır. Bu "hizmet edebilir olma durumu" veya LHP operasyonu ihtiyaçları Maidanik tarafından tartışılmıştır;

1-Döngü çevresindeki toplam basınç düşümlerinin toplamı fitil oluşturabileceği maksimum kılcal basınca eşit olamaz.

$$(\Delta p_c)_{\max} \geq \Delta p_t = \Delta p_v + \Delta p_l + \Delta p_w + \Delta p_g \quad (2.12)$$

burada;

Δp_v : buharın basınç kaybı ve iki fazla dolu hat

Δp_l : sıvı dolu hattın basınç kaybı

Δp_w : fitilin basınç kaybı

Δp_g : yerçekimi ile ilgili basınç kaybı

Δp_t : döngü çevresindeki toplam basınç düşümü

Δp_c : fitildeki meniscii boyunca gelişen basınç, LHP sürüş kuvveti

1. durumdan fitilin kılcal basıncının da yerçekimi kuvveti gibi tüm kısımlardaki hidrolik gücüne doğru harcadığını görebiliriz. Menisküs şekli Δp_c 'ye bağlı olarak değişir. Kılcal basınç gözenek duvarı ile çalışma akışkanının fonksiyonudur. Eğer açı 90° ise $\cos\theta=0$ olacağından $\Delta p_c = 0$ olacak ve burada sürüş kuvveti de sıfır olacaktır. Eğer açı 0° ise buradan hareketle kılcal kuvvette maksimum olacaktır. Δp_c , $(\Delta p_c)_{\max}$ 'a eşitse, döngülü ısı borusunun kapasitesi de maksimumdur. Isı yükünde ilave artış olmaması menisküsün çökmesine sebep olacaktır ve buhar baloncukları fitil boyunca itilir. Fitilin kuruluşu aslında buharlaşma için fitil yüzeyinin sıvısız olduğunu ifade eder ve çalışmayan döngülü ısı boruları meydana gelecektir.

$(\Delta p_c)_{\max}$ eşitliği daha açık olarak aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$(\Delta p_c)_{\max} \geq \Delta p_v + \Delta p_c + \Delta p_l + \Delta p_w + \Delta p_g \quad (2.13)$$

Burada Δp_c iki-faz bölmeli kondensatördeki basınç düşümüdür.

2-Kesin basınç gerekliliği fitil yüzeyinin buharlaşması ve emmesi arasında farklıdır. Kesin basınç buhar hattından sıvı hattına yer değiştirmede, sıvı hattını doldurmada ve telafi odasında gereklidir. Bu yer değiştirme fitil boyunca küçük sıcaklık diferansiyelleriyle elde edilir;

$$\left(\frac{dp}{dT} \right)_{T_s} (\Delta T_v) = \Delta p_t - \Delta p_w \quad (2.14)$$

burada;

$\left(\frac{dp}{dT} \right)_{T_s}$: doyma sıcaklığındaki doyma eğrisinin eğimi

(ΔT_v) : radyal yönde fitilden geçen sıcaklık diferansiyeli

$\Delta p_t - \Delta p_w$: buharlaşmadan fitil yüzeyinin emmesine döngü içindeki basınç düşümü
 Eğer fitil tarafındaki buharlaşma basıncı, fitil tarafındaki emmenin üstündekinden daha yüksekse, akışkan ikisi arasındadır. Örneğin; buhar oluklarında, buhar hattında ve sıvı hattında doğal olarak düşük basınç bölümüne doğru hareket edecektir. Örn. fitil tarafındaki emmenin üstündeki telafi odası. Fitolin hem emme tarafında hem de buharlaşma tarafında doyma durumu olduğu için, bunlar çalışma akışkanının doyma eğrisinin eğimiyle (dp/dT) anlatılabilir. Basınç ve sıcaklık durumunun her ikisi de doyma eğrisi üzerindeki noktalara uymalıdır. Bu noktalar arasında gösterilen sıcaklık farkı fitil tarafındaki buharlaşmadan emmeye döngü çevresindeki basınç düşümlerini karşılamak için yeterli büyüklükteki basınç farkını meydana getirmelidir. Gerekli sıcaklık farkını (ΔT_v) bilinen basınç farkı ve LHP için T_s da doyma eğrisinin eğimi (dp/dT) tanımlarlar.

2 durumuna göre, eğer fitil çok ince yapılmış olsa idi, fitilden geçen sıcaklık farkının aslında sıfır olacağını görebiliriz.

3-Alt soğutma ihtiyacı- kondensatörden çıktıktan sonra, sıvı hattında tehlikeli kaynamayı önlemek için alt soğutulmalıdır.

$$\Delta T_{as} \geq \left(\frac{dT}{dp} \right)_{T_s} (\Delta p_t + \Delta p_g) \quad (2.15)$$

Burada hareket iki doyma hali kondensatör ve telafi odası arasındaki ilişki ile sağlanır.

Maidanik de içteki işlemler ve başlangıç üzerinde çalışmıştır. LHP'de başlangıç evaporatöre ısı uygulandığında buradaki çalışma akışkanı buharlaştığından fitil içinde sıvı bulunmasını gerektirir.

Döngülü ısı borularında uçuş deneyleri 1989'da Rusya'da başlamıştır. Deneysel CPL modülü uzay aracı Horizont'un dışında uçmuş. Bu modülün 3 kılcal pompası vardı ve çalışma akışkanı olarak Freon-11 kullanmıştı. Isı transfer bölgesinin uzunluğu 0,6

m ve çapı 4.0 mm idi. 40, 80 ve 120 W ısı yüklerinde yörüngesinde 3 yıl içinde testler uygulandı. Her bir test 72 saat sürdü. Operasyonun dengesi kanıtlandı. Bir diğer test yine 1989 yılında uzay aracı Granat'ın dışında yapıldı. Bu LHP 1 adet kılcal pompa içeriyordu ve çalışma akışkanı da propilen idi. Bu LHP'nin içerdiği kılcal pompanın çapı 11 mm idi. Isı transfer bölgesinin uzunluğu 4,0 m ve çapı da 3,0 mm idi. Isı güneş kolektörleri tarafından sağlanmış ve içteki güç oranı 40 W'dan 50 W'a kadardı ve en düşük değeri de 37 W idi.

Çalışma akışkanı amonyak olan LHP'nin uçuş deneyleri, 1997'nin sonunda Dynatherm Şirketinin Space Shuttle Flift'ta yönetiminde planlanmıştır [6].

2.2.5. Mikro ısı boruları

Önerilmiş bazı mikro sistemler (veya bazı durumlarda yapılmış) taklit etme yöntemi ile yönetilirler veya en azından insan vücudunun bir kısmında yaşayan doku özelliklerinden bir veya birkaçında tamamlayıcısını bulurlar. Vücudumuzun yenilenmesi biyolojik veya biyolojik olmayan malzemeler veya yapılarla yapılırsa da, mikro akış ölçekli akışın alt ucundaki akışkan akışının içinde farklılık gerektirecektir (mikro akış çok küçük ölçekli akışkan akışıdır).

Mikro ısı boruları insan vücudunda terleme olayı ile anlatılabilir. İlginç ter salgısı görünümü ve bunların ısı üretimi ilişkisi sırasındaki davranışları veya ısı indüklenmesi terleyerek hem aktif hem de pasif hale getirilebilir. Aktif terleme sırasında dışarı atılma ve buharlaşma ile sıvı salgılama ter kanalları boyunca gerçekleşen tek fazlı sıvı akışıyla ilişkilidir.

Bu mikro kanallı akışkan dinamiğine bir diğer yaklaşımı da Choi gibi araştırmacılar getirmiştir.

Kılcal kuvvetler büyük ölçekli sistemlerde baskın olmayabilirken, bunlar mikro akışkanlı cihazlarda pozitif veya negatif etki yaratabilirler ve sıvı akış özelliğinin bulunduğu mikro sistemlerde genellikle ara yüz olayı önemli bir rol oynar. Toplam akış kanalının büyüklük bakımından karşılık geldiği buhar-sıvı ara yüzünün eğriliği

kıyaslanarak bir mikro ısı borusu tanımı yapılmıştır. Bu tanım daha sonra Peterson tarafından tahmin edilen bir durum için simgeleştirilmiştir:

$$\frac{r_c}{r_h} \geq 1 \quad (2.16)$$

Vasiliev mikro ve mini ısı borusu akışlarını aşağıdaki gibi tanımlamıştır:

Mikro HP	mini HP	genel HP boyutu
$r_c \leq d_v < l_c$	$r_c < d_v \leq l_c$	$r_c < l_c < d_v$

burada, r_c etkin sıvı menisküs çapı, d_v buhar kanalı geçiş kısmının en küçük boyutu, l_c ise akışkanın kılcal sabitidir.

$$l_c = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (2.17)$$

Son birkaç yıldır rutin olarak geçiş kısımları dairesel olan küçük çaplı geleneksel ısı boruları üretiliyor. Bu ısı boruları 2-3 mm çaplarında çeşitli tipte fitillere izin veriyorlar (ağ yapılı, sinterlenmiş, oluklu vb.). İç çaplar 1 mm veya daha küçük boyutta olduğu zaman, yukarıdaki durumlar uygulanır.

Mikro ısı borularının ısı transfer kapasiteleri oldukça düşüktür. Çalışma akışkanı olarak su kullanılan bütün uygulamalarda, bakır duvarlar vardır ve operasyon buhar sıcaklığı 50°C'dir. Duvar kalınlıkları ise 0.15 mm'dir.

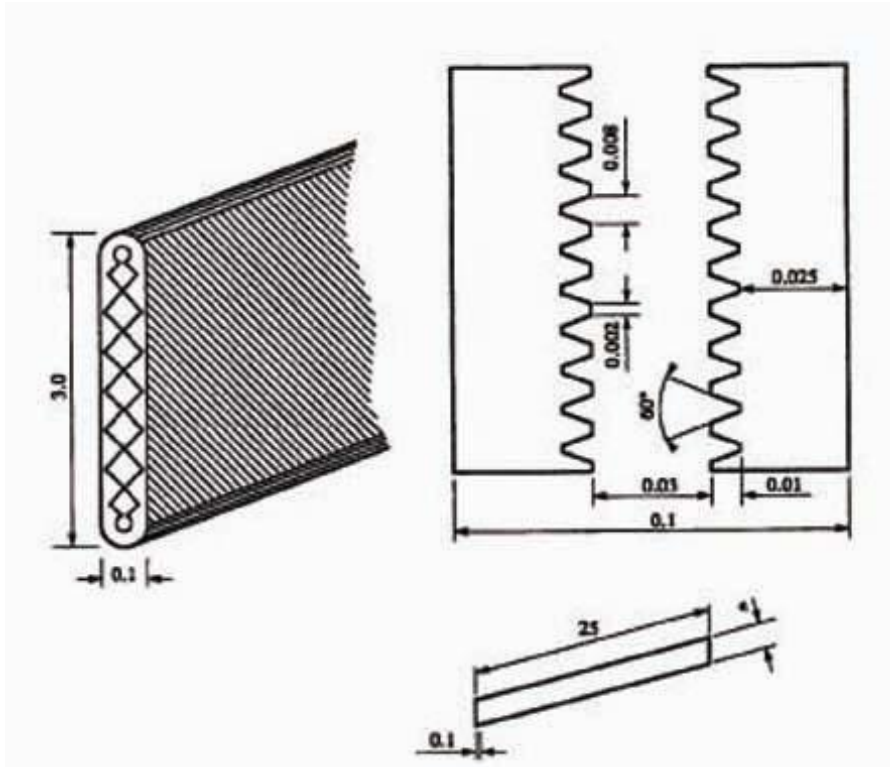
Itoh tarafından geliştirilen ısı borularının boyutları Şekil 2.7'de gösterilmiştir. Buradaki ısı borusunun kalınlığı sadece 0.1 mm, uzunluğu 0.25 mm, oluk derinliği 0.01 mm ve minimum duvar kalınlığı 0.025 mm'dir.

Mikro ısı borularında dikkat çeken önemli bir nokta da kuvvetli iletici sistemleri tarafından istenen oldukça küçük elektronik soğutmalardır. Diğer önemli bir nokta da izotermalizasyon sağlamalarıdır. Isı değişim alanındaki aktif olmayan bir operasyon

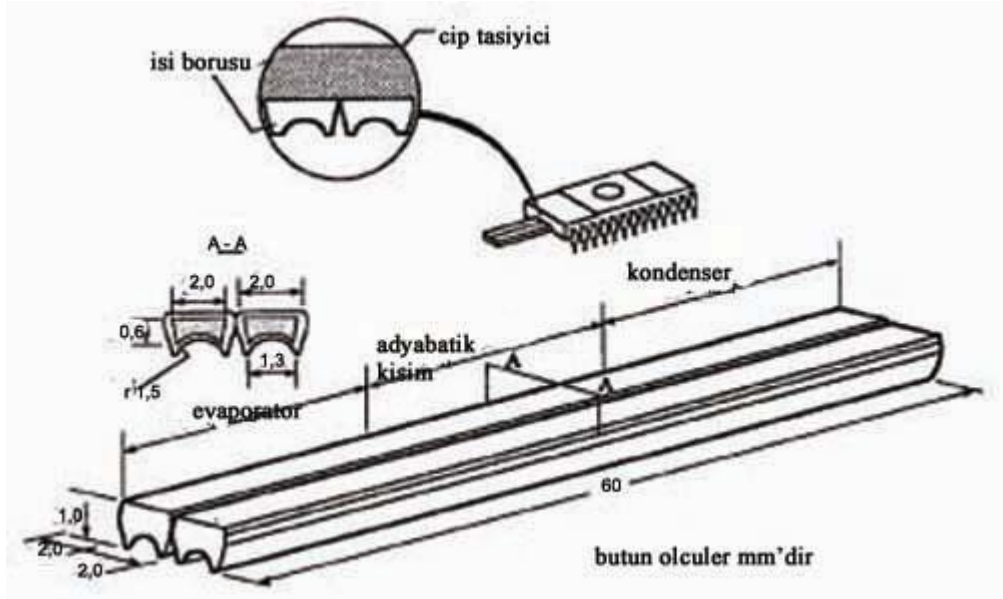
ve çevre sıcaklığı kontrol kabiliyeti, sayısı artan uygulamalarda mikro ısı borularında önemli rol oynar.

Elektronik soğutma alanı araştırılmış olan ilk alandır. Elektronik sistemlerin ısı yönetimi her zaman için mikro ısı boruları için en önemli konudur. Isı direnç ve birim ısı transferi başına sıcaklık düşümü, yüksek performanslı ısı borularının geliştirilmesinde en etkili noktalardır. Mikro ısı borularında içten oluklu fitil yapılarının doğal olarak sinterlenmiş veya ağ yapılı fitil yapılarından daha düşük termal dirence sahip oldukları iddia edilir. Furukawa tarafından yapılan yüksek performans testlerinde, oluklu ve termal direnç yaklaşık 0.1 K/W iken, yaklaşık 25 W üzerinde transfer yapılabilir. 10 W ısı transferinde, geleneksel mikro-ısı boruları 15 W'ta kupkuru iken ve termal direnç sürekli artarken, direnç düşümü 0.05 K/W olur. Tüm bu durumlarda çalışma akışkanı sudur.

A.B.D.'de çok köşeli oluk formları üzerine çalışmalar yapılmaktadır. Rusya'da da titreşimli mikro-ısı boruları üzerine çalışmalar yapılmaktadır.



Şekil 2.8. Itoh'un son mikro ısı borusu dizaynı



Şekil 2.9. Konik mikro ısı borusu

Mikro-ısı boruları lazer diyotların soğutulmasında, 47 °C'daki ısı borusuz çiplerin sıcaklıklarının yaklaşık 7 °C düşürülmesinde kullanılırlar. Bu ısı boruları küçük, hafif ve ucuzdurlar [4, 5].

2.2.6. Elektronik kuvvetlerin kullanımı

Isı borusu çalışmalarının başlangıcında ısı borusu performansını desteklemede kullanılacak çeşitli elektrik alanı etkilerinin bazı ayrıntıları ile ilgilenilmiş. Bunlar elektrikle geçişme, elektrodinamik ve ses üstünü içerir.

Negatif veya pozitif noktalardan bakıldığında, ısı borularının içi ile ilgili iki fazlı sistemlerin (sıvı-buhar) kılcal hareketinin etkisi yüksek olabilir. Buradaki kuvvet mikro ısı borularında olduğu gibi sıvıyı ilerletmede kullanılır. Bazı mikro akış cihazlarındaki kılcal hareketin etkisi dıştaki aktif sıvı transfer mekanizmasını aşmada gerekli bir dezavantajdır. Belki de, bu elektrik alanları çok olumlu pasif sıvı transfer dizaynı deneyleri içindir. Ancak, kullanılan elektrik alanları ve diğer çok karmaşık prosedürler sadece kullanılan mevcut pasif metotların her zaman kullanılamayacağı gerekli kontrolleri yerine getirebilirler.

Elektrokinetik ismi sıvı ve katı hareket ilişkisine eşlik eden elektriksel olaylar nedeniyle verilmiştir. Bu olay hareketin meydana geldiği iki fazlı ara yüzlerin her birinin arasındaki potansiyel farklılığın varlığından dolayı oluşur. Gözenekli malzemeler için, sıvı serbest hareket ederken, eğer katı faz dolu ise, eklenen alanının sonucu olarak, sıvı gözeneklere doğru akma eğilimi gösterir. Bu hareket de elektro-osmoz (elektrikle geçişme) olarak bilinir.

Elektro-osmoz temel mikro akış pompalarında kullanılmış, bunu normal bataryalara voltaj ilavesi kullanımı takip etmiştir. Bunlar bazı pompalama metotları ile taşınabilir çip taşıma cihazlarının birleştirilmesinde yardımcıdır.

Elektrodinamik ısı boruları Jones tarafından önerilmiştir. Bunlar, ince duvarlı alüminyum tüpler veya diğer iyi elektrik iletkenliği olan malzemeler içerirler ve kapakları pleksiglas gibi bir yalıtım malzemesinden yapılıdır. İnce şerit elektronlar gerilmiştir ve ısı borusunu duvar üstünde ısı borusu uzunluğu tamamlanmıştır.

Sıvı evaporasyonu sıvı ara yüzünde dışarıya doğru şişkinliğe sebep olur. Bu durum evaporatör ve kondensatör arasında negatif basınç değişimlerine sebep olur.

Bazı ısı borularının uygulanabilirlik sınırları kullanılan sıvının yalıtkanlığı ile belirlenir, ancak içerideki bu kısıtlama, önemli gelişmelerin üstünde gösterilen kılcal fitilli ısı borularında kıyaslanabilir. Loehrke ve Debs ısı borusunu Freon 11 çalışma akışkanı ile test etmişler ve Loehrke ve Sebts de bu çalışmayı düz yüzeyli ısı boruları için genişletmişlerdir. Her iki sistemde de evaporatör ve kondensatör arasında sıvı iletimi için açık oluklar kullanılmıştır. İlginç bir not, evaporatördeki sıvı miktarı korunmuş hatta evaporatör kısmında nükleer kaynama meydana geldiğinde, buna karşılık yüksek ısı akısı kaydedilmiştir. Jones da film kaynamanın etkileri üzerine araştırmalar yapmıştır. Bir araya getirilen kaynama eğrilerinin çeşitli yoğunluktaki elektrostatik alanların etkisini meydana çıkardığını ve hem zirvedeki nükleer akının hem de minimum film akısının uygulanan voltaj yükseldiği için arttığını bulmuştur. Tüp ve diğer ısı değiştiricilerinde bazı örneklerin değerlendirilmesi sıvı transferini kapsayabileceği için elektrodinamik kuvvetlerin temel kullanımı yoğunlaşmayı ve buharlaşmayı çoğaltır.

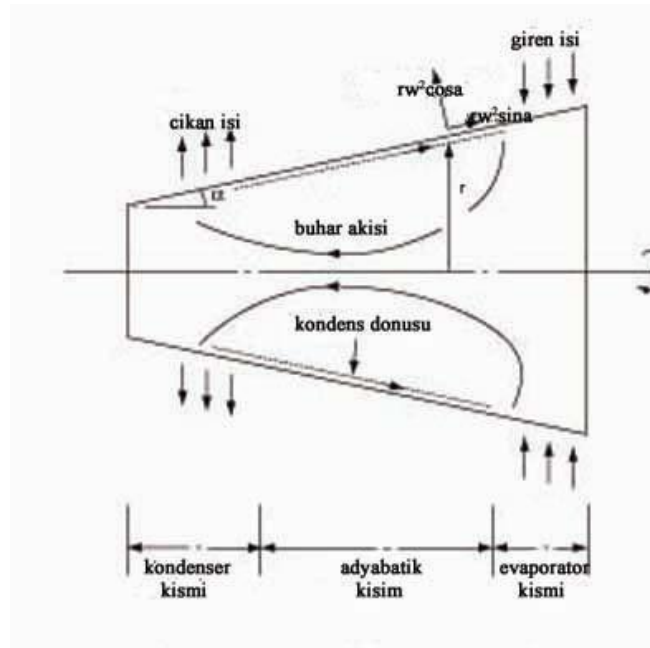
2.2.7. Dönen ısı boruları

Dönen ısı boruları içindeki kondensin merkezkaç kuvvet yoluyla evaporatöre döndürüldüğü iki fazlı termosifonlardır. Dönen ısı boruları sızdırmaz delikli millerden oluşur, bunlar genellikle eksen boyunca içsel olarak hafifler ve belirlenmiş miktarda akışkan içerirler.

Dönen ısı boruları da geleneksel ısı boruları gibi, evaporatör, adyabatik ve kondensatör kısmı olarak üç bölüme ayrılmıştır. Eksen etrafındaki dönme boru duvarı boyunca olan bileşenle $\omega^2 r \sin \alpha$ merkezkaç ivmeye $\omega^2 r$ sebep olacaktır. İlgili kuvvet evaporatörde duvarın arkası boyunca sıkıştırılmış çalışma akışkanı akışına sebep olacaktır.

Dönen ısı boruları ile ilgili ilk çalışmaları Gray yapmıştır. Merkezkaç kuvvetleri dönen ısı borularında ısı ve kütle transferi etkilerini önemli derecede etkileyecektir. Şekil 2.10'da da dönen ısı borusu gösterilmiştir.

Dönen ısı boruları açıkçası enerji dağıtım yolları olan dönen miller için



Şekil 2.10. Dönen ısı borusu

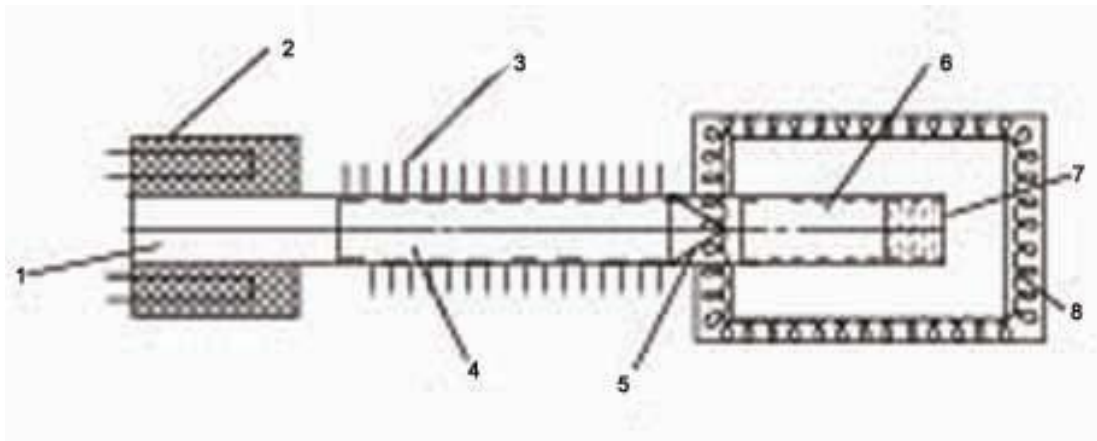
uygulanabilir. Örneğin; elektrikli makine rotorları, döner kesme araçları, ağır yüklü rulmanlar ve pres silindirleri. Gray ise dönen ısı borularının havalandırma sistemlerinde kullanılabileceğini düşünmüştür. Döner silindirin yassılaştırma sıcaklığı için ısı borusunun kullanımı Groll tarafından rapor edilmiştir. Geleneksel dönen ısı boruları elektrik motorlarının soğutulmasında da kullanılmaktadır. Maezawa disk şeklinde döner ısı borusu önermiştir.

2.2.8. Muhtelif tipler

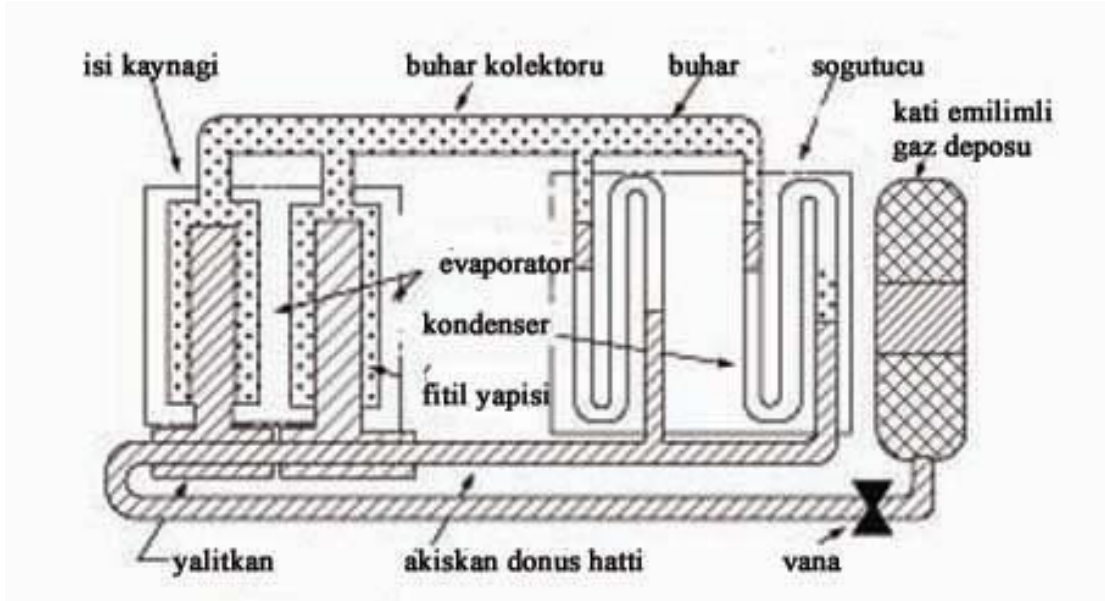
2.2.9.1. Emme ısı boruları (SHP)

Isı borularındaki bir yaklaşım da, toplam sistem kabiliyetini düzeltmek için ısı borusunu diğer ısı ve/veya kütle transfer olguları ile birleştirmektir. Isı borularını ve emmeyi birleştiren cihazlar SHP'lerdir. Yeryüzü ve uzay uygulamaları için önerilmişlerdir. Şekil 2.11'de basit bir SHP ve Şekil 2.12.'de daha karmaşık bir SHP gösterilmiştir [11, 12].

Katı bağlanma soğutma sistemi havalandırma alanında bilinen bir sistemdir. Burada amonyak gazı ve aktive edilmiş karbon tipik gaz-katı çiftidir. Bu önerilen sistemde,



Şekil 2.11. Basit SHP : (1) buhar kanalı, (2) gözenekli emme yapısı, (3) kanatlı ısı borusu evaporatörü/kondensatörü, (4) ısı borusu fitili, (5) gözenekli vana, (6)ısı borusu düşük sıcaklık evaporatörü (fitilli), (7) evaporatörde birikmiş çalışma akışkanı, (8) soğuk kutu



Şekil 2.12. Karmaşık yapılı SHP

amonyak ısı borusunun çalışma akışkanı olarak bölgesel bir seçimdir. Buradaki döngü temel ısı borularına göre daha karmaşıktır ve bazı durumları gerektirir.

Buradaki sistemin aynı çalışma akışkanı ve evaporatör boyutları ile LHP'den üstün olduğu ve ünitenin uzay çalışmalarında soğutma sensörü için dikkate alınabileceği iddia edilir. LHP'li soğutucu emme integrasyonu daha yararlı görünmektedir.

2.2.9.2. Manyetik akışkan ısı boruları

Son birkaç yılda çeşitli mühendislik uygulamalarında manyetik akışkanlar kullanılmaktadır, hatta bu durum ısı transferinde de kullanılmaya başlamıştır. Manyetik akışkanın hareketi manyetik alan uygulamalarında etkili olabilmektedir. Isı borularında performansı geliştirebilmek ve yeni kontrol mekanizmalarına izin vermek için manyetik akışkan hareketi önerilmektedir.

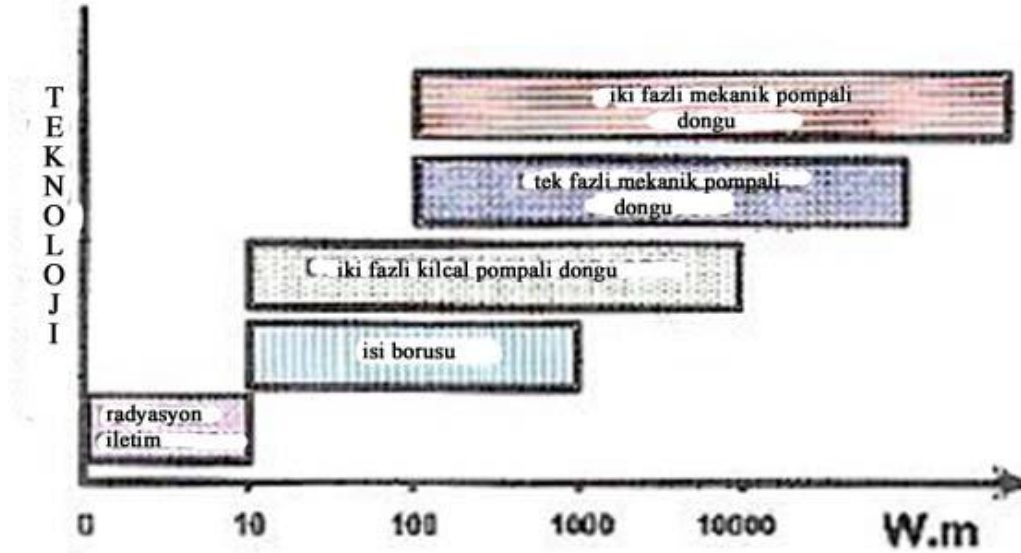
Japonya'da Jeyadevan tarafından yapılan ve sabit sitrik iyon manyetik akışkanı kullanılan manyetik alan uygulamasını gösteren bir çalışmada bu durumda ısı transferinin %30 kadar artabildiği görülmüştür. Sıcaklık aralığı tipik olarak 110-130 °C ise, ısı transfer kapasitesi kıyaslandığı sulu ısı borusundan %10 daha büyüktür. İşlem sırasında yoğuşmayan gaz oluşmamıştır.

2.3. Isı Borularının Isı Transfer Kapasiteleri

Nispeten birbirine uzak iki nokta arasında ısı transferi için, soğutucu akışkan döngüsünün kullanıldığı esnek veya esnek olmayan iletken metal bağlantı sistemine ihtiyaç vardır.

Isıl kontrolün esas amacı, uzay sistemindeki ısıyı dağıtarak genellikle soğuk uzaydaki soğutuculara doğru göndermektir. Sıcak durumda veya soğuk durumda ısıtma gücünde yüzey ışınımının ısı gereksinimlerini azaltmak için bu enerji ısı kaynağı ve soğutucu arasındaki minimum ısıl gardyenle iletilmelidir.

Isı transfer sistemindeki transfer kapasiteleri üretilen enerjiye eşittir. Bu durum sadece ısı boruları için tam anlamıyla doğrudur. Bu sabit sıcaklıktaki transfer güçlerinde ve maksimum iletilebilir güç transfer dağılımı ile ters orantılı olduğunda geçerlidir.



Şekil 2.13. Çeşitli ısı kontrol teknolojilerinin transfer kapasiteleri

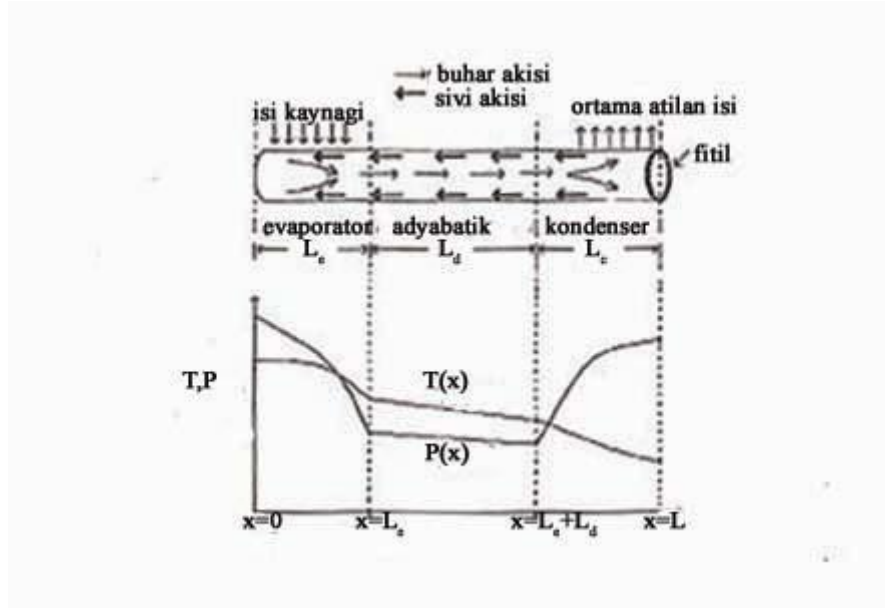
Transfer kapasitesi kavramını diğer ısı transfer sistemleri için kullanılarak, çeşitli transfer istemlerini sınıflandırabiliriz. Şekil 2.13.'de verilen diyagramda çeşitli ısı kontrol sistemlerinin transfer kapasiteleri gösterilmiştir. Buradan da anlaşılacağı gibi ısı borusu kullanımı halinde radyasyon ve iletimle yapılan ısı transferinden yaklaşık yüz kat daha fazla ısı iletilmiş olur [13].

BÖLÜM 3. ISI BORULARININ UZAY UYGULAMALARI

3.1. Giriş

Isı boruları yüksek iletkenlik değerlerine sahip cihazlardır. Bunlar çoğunlukla ağırlıklarında küçük artışlar olan uyduların ısıl paylaşımlarını gerçekleştirirler ve hemen hemen sabit sıcaklıktaki büyük ısı transferleriyle faz değişimi gerektiren cihazlardır. Bunların montajında, yayılı panellerde düşük sıcaklık farklılıkları vardır ve ısı kaynağının yoğun bölgelerinde sıcaklık makul değerlerdedir. Kapalı devre ısı boruları, güneş kolektörü ve bilgisayar soğutması gibi yerlerde konumlandırılmış uygulamalarda kullanmak için araştırılmaya başlanmıştır. Kapalı devre ısı boruları, uydulardaki bilgisayarların yaygın olarak kullanılan elemanlarını dondurucu soğuktan korumada halen yararlanılan geleneksel ısı borularının soyundan gelmektedir. Kapalı devre ısı boruları geleneksel ısı borularının bazı dezavantajlarının üstesinden gelirken, avantajlarından da yararlanırlar.

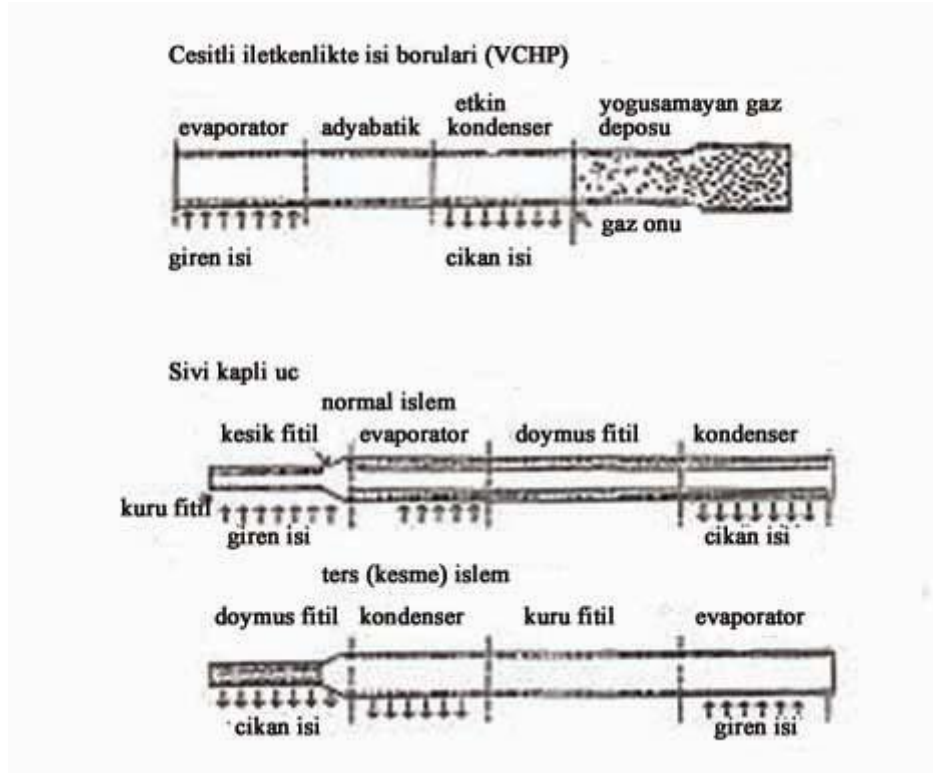
Temel ısı borusu Şekil 3.1'de şematik olarak gösterilmiştir. Isı transferi, her zaman çok uzun mesafede ve büyük miktarlardaki ısıyı minimal sıcaklık düşüşleri ile inceleyen parçalarda olur. Uzay araçlarının ısıl kontrolünde özellikle 1000 W üzerinde, uzun aralıklarla (birkaç metre) birbirini takip eden düşük sıcaklık düşümleri ile büyük miktarlardaki ısıyı transfer edebilen cihazlar için devamlılığa ihtiyaç vardır. Isı giriş kısmından ısıyı atma kısmına kadar cihaz boyunca olan düşük sıcaklık farklılıkları, ısı verimliliğini etkilediği için önemlidir. Isı transfer cihazındaki küçük sıcaklık aralıkları radyatörlerin daha yüksek sıcaklıklarda çalışmasına izin verir. Böylece radyatör boyutlarında iyileştirmeye izin verilmiş olur. Bunu yapan cihazlar idealdir. Geleneksel ısı boruları dayanıklı ve güvenilir oldukları için, hem uzay araçlarında hem de yeryüzündeki temel uygulamalarda çok çeşitli kullanım alanına sahiptir. Yüksek ısı transfer karakteristikleri, farklı ısı akısı seviyelerinin



Şekil 3.1. Temel ısı borusu

altında sabit evaporatör sıcaklığını sürdürme kabiliyeti, evaporatör ve kondensatör boyutlarındaki değişkenlik ve çeşitlilik, elektronik elemanların ısı kontrolü için ısı borularını verimli cihazlar yapar. Isı boruları birbirinden ayrı ünitelerin gövdelerinde tasarlanabilir veya ısı kontrol şebekesinin girişini meydana getirebilir. Mikro ısı borularının metre uzunluğundan başlayan boyutta tasarlanabilirler. Çalışma akışkanı seçimine dayanarak, işlemin kriyojenik sıcaklığı (5 K'den 100 K'e) için, sıvı metal sıcaklığı (750 K'den 5000 K'e) için tasarlanabilirler. Çoğu yaygın uygulama 250 K'den 375 K'e kadar olan aralığın içindedir. Isı boruları, Alaska boru yollarının altındaki doymuş toprak tabaka katmanının donmasını önlemek, yüksek güçlü yarı iletkenler gibi elektronik elemanların ısı kontrolü, küçük yerçekimi kuvvetinin etkisi altında gerçekleşebilen işlemlerde kompleks ısı borusu ağı gerektiren uyduların ısı kontrolü gibi çok sayıda uygulamada kullanılırlar. Geleneksel ısı boruları çok güçlü uzay aracı elemanlarının ısı kontrol sistemlerinin temelidir. Isı borusu şebekesi uzay aracının üzerinde yapılandırılabilir, böylece dizayn hem 1-g hem de 0-g işlemini yerine getirir [1].

Geleneksel ısı borularının bazı önemli özellikleri vardır;



Şekil 3.2. Değişken iletkenlikli temel ısı borusu ve ucu sıvı kaplı ısı borusu

1-Kendi kendilerine yeterler. Bir kere çalışma akışkanı boru içine ilave edilir, ideal olarak asla değiştirilemez veya tekrar doldurulamaz.

2-Pasiftirler. Akışın akışkan kuvveti için dıştan bir pompalama gerekmez. Bunların dıştaki güçlü malzemelerle veya mekanik sistemlerle işlemleri izlemek ve/veya işlemi kesinleştirmek için kontrol sistemleri veya geri beslemeleri yoktur. Isı boruları kendi kendilerini ayarlarlar ve sadece ısıya ihtiyaçları vardır.

3-İşlem aslında sabit sıcaklıktadır.

4-Yüksel ısı iletkenliğe sahiptir. Evaporatör ve kondensatör arasındaki küçük sıcaklık farklılıkları ile büyük miktarlardaki ısıyı transfer edebilirler.

5-Evaporatör ve kondensatör çiftleri var olabilir ve bunlar ısı borusunun uzunluğu boyunca birbirleri ile yerlerini değiştirebilir.

Bütün bu pozitif özelliklerin yanı sıra elbette negatif özellikleri de vardır.

1-Geleneksel ısı borularının uyum sağlama ve/veya uzunluk limitleri ters etkilere de sebep olabilir.

2-Buhar fazı ve sıvı fazı arasında ters yönde hareket sonucu oluşan sürüklenme kesme kuvvetlerine sebep olur.

3-Konumlandırmada eğilmezlik. Isı boruları aslında uzun bir kalıptan çekilir. Bu metalden yapılmıştır ve çok serttir. Isı borusunun sertliği ve kabiliyetsizliği oldukça zorlanmış pozisyonlarda yapılan ısı borularını önemli hale gelir. Esnek boruların olması veya esnek kısımların olması avantajlı bir durumdur. Diğerlerinin haricinde bu durum evaporatör ve kondensatör pozisyonlarında özgürlük sağlar. Günümüzde esnek borular yapıyor olmasına rağmen bunların önünde hala bazı engeller var.

Isı borularındaki bu gelişmeler, ABD’de ve diğer batı ülkelerinde geliştirilen kılcal pompalamalı döngülerde olmuştur ve döngülü ısı boruları eski Sovyetler Birliğinde geliştirilmiştir. Bu cihazlar pek çok yönden birbirlerine benzerler. Bu araştırmalar gerekli yükseklik için kılcal basıncın oluşumunu sağlayan, yeteri kadar küçük boyutlardaki gözenekli fitillerle engelleri aşmaya çalışmıştır. Basınç düşümleri gözenek büyüklüğü ile ters orantılı ve fitil boyunca gerçekleşen akışla ilişkili olduğundan, küçük gözenek boyutları doğal olarak büyük basınç düşümlerini meydana getirir. Bir diğer engel sıvı ve buhar akışlarında meydana gelen ayrılmalardır. Bu ayrılmalar sonucu, fitil içinde bulunan buhar olukları içindeki yüksek hızlı buhar sıvı ile temas eder ve fitil yüzeyinde olması istenmeyen sürüklenme olur. Sıvı ve buhar yollarının ayrılması, esneklik ve yan yüksekliğin üstesinden gelinmesi gerçeklerinden dolayı evaporatör ve kondensatör, cihazın ısı transfer kapasitesini zararlı etkilemeyen çeşitli uygun şekillerde yerleştirilebilir. Bu da bir diğer engeldir.

Bu konudaki orijinal fikirlerden biri NASA Lewis Araştırma Merkezinden Francis Stenger tarafından 1996 yılında geliştirilmiştir. Stenger’in bulduğu sistemde fitilin pompalama fonksiyonları akışkanın transfer fonksiyonlarından ayrılmıştır. Bu fonksiyonları ayrılabilmesi için pompalama kabiliyeti sadece iç kısımda ve menisküsdeki ısının buharlaşmanın oluşması için geliştirildiği yerde üretilir. Kılcal pompalama döngüsünden kalan kısım transfer edilir; kondensatörden buhar transferi, kondensatör boyunca doymuş akışkan transferi ve kondensatörden geriye evaporatöre akışkan transferi. Geleneksel ısı boruları hatırlanırsa, fitil borunun giriş uzunluğunda tanımlanır, böylece fitil ısı transfer bölümünün girişinde tanımlanmış

olur. İlk olarak yüksek sıvı basıncının (Δp_l) başlangıcı tartışılır. Bu çalışma maksimize edilmiş kılcal pompalama basıncı farklarına sahip küçük gözenekli fitillerin kullanımına büyük basınç düşümlerinden dolayı bir zarar görmeksizin izin verir. Bunun sonucu olarak sıvı büyük aralıklarda küçük boyutlu gözenekli fitil boyunca gerçekleşen akış için kuvvetlidir. Stenger suyla dolu yapılabılır kılcal pompalı döngülerle deneyler yapmış ve başarılı olmuştur.

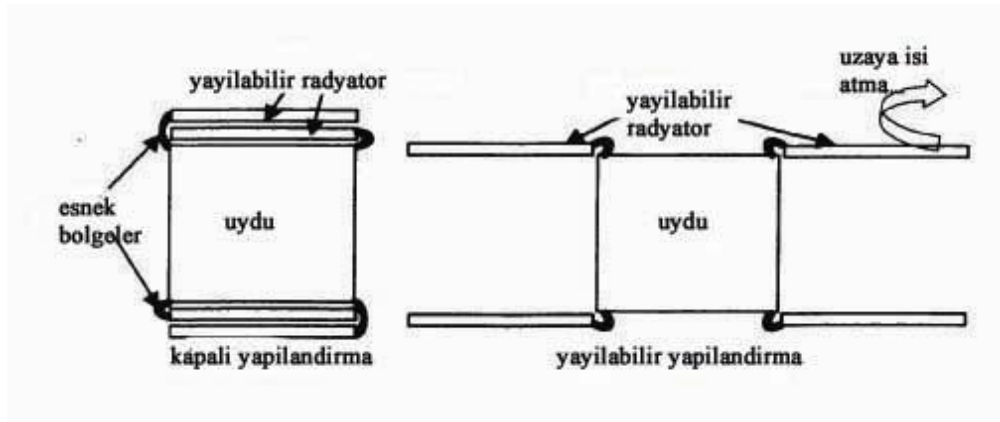
Bu çalışmanın dışında, şimdi Birleşik Devletler cihazı olarak bilinen kılcal pompalı döngü ve genelde tercih edilen Rus cihazı döngülü ısı borusu geliştirilmiştir. Bu iki cihazda da sıvı haznesi kullanımı vardır. CPL ve LHP arasındaki fark temelde döngü işlemindeki haznenin bütünleşmesi ile ilgilidir. Başlangıç durumunda ısı ilk uygulandığında döngünün ilk işlemine bakılır, buharlaşma başlar ve döngü etrafında da sirkülasyon başlar. Başarılı bir başlangıçta fitil/evaporatör kısmında sıvı olmalıdır. CPL'nin haznesi sıvının toplandığı odadan ayrılmalıdır ve bu oda aktif bir şekilde kontrol edilir. CPL ön koşulludur, yani CPL haznesi ısıtıcılarla donatılmıştır ve bu ısıtıcılar evaporatörde güç balamasından önce karşılanarak açılır. Hazne 30 dk.lık periyotlarla 2 saate kadar evaporatörün üzerinde küçük derecelere (5-15 °C) ısıtılmalıdır. Bu sıvının haznedan alınması ile sağlanır ve fitildeki önceki başlangıcı sağlanmış olur.

LHP haznesi evaporatöre bağlıdır. Böylece burada başlangıçta fitildeki sıvı varlığını sağlamak için aktif bir kontrole ihtiyaç duyulmaz. Başlangıçta fitildeki sıvı varlığı için, LHP geometrik zorunluluğa ve çalışma akışkanının hacminin kontrol edilmiş olmasına güvenilir.

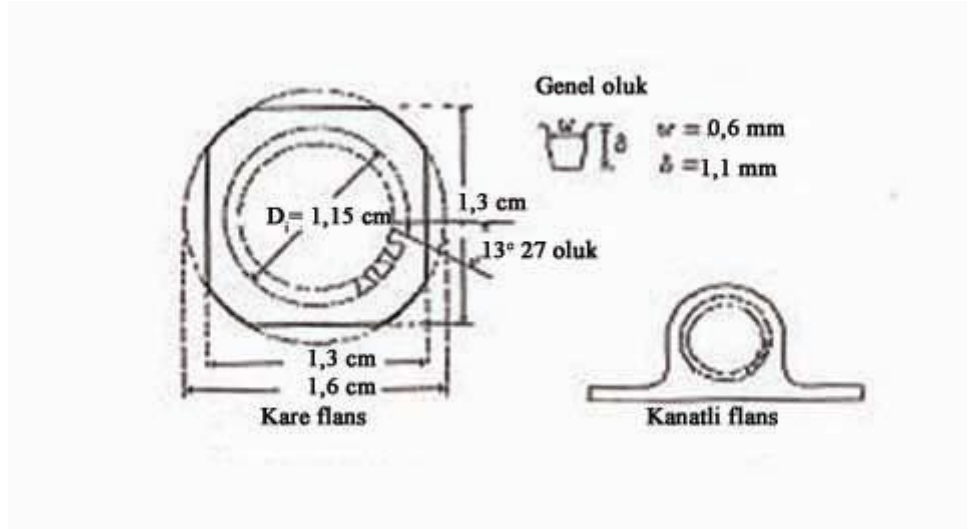
LHP yeryüzü teknolojileri ve uzay uygulamaları için oldukça umut verici cihazlardır. Uzayda elektroniklerin soğutulmaları için kullanılırlar. Burada LHP, birbirlerinden çok uzaktaki uzak radyatörlerin üzerindeki elektroniklerden atılan yüzlerce binlerce Watt'lık ısıyı kullanacaktır. Bu işlem için radyatörlerin etrafında yakın bir yere monte edilmiş ünitelere ihtiyaç vardır. Reaktör güç değişim sisteminin atık ısı reddi LHP'nin diğer uzay uygulamalarında olur. Özellikle de sıvı metal (yüksek sıcaklık) LHP'lerinde. Bu kapasiteye sahip yerçekimini yenebilen LHP'ler reaktör sistemlerinin bütün yeryüzü testlerinde kullanılırlar. Cryo soğutucular soğuk hassas

uzay sensörlerinde kullanılırlar [6]. LHP'ler ilk olarak 2000 yılının başlarında Birleşik Devletlerde bir uzay aracı uygulamasında Hughes Space & Communications (HSC) HS 702 uydusunda kullanılmış. Döngülü ısı borularının esnekliği yayılabilir radyatörleri olan HS 702 için onları kullanılabilir yapmış. Yayılabilir radyatörler reddedilmiş ısı alanlarının elde edilmesini arttırır. Yayılabilir radyatörler aslında ısı reddetme yüzeyleridir. Bu uzay koşullarında fırlatılan araç için önemlidir ve uzay aracının boyutları bu parametrelerle planlanır. Uydular uzay için yapılırlar ve fırlatılan araçlardan farklıdır. Yayılabilir radyatörler ısı atmak için büyük yüzey alanlarına yayılırlar (Şekil 3.3) [3]. Eğer bu yüzeylerde yayılabilir radyatörlere göre uzay aracı dışında üretilen ısı transfer metotları yoksa, bu genişletilmiş yüzey alanı kullanılamayacaktır. Bunun için kullanılan araç bu radyatörlerin yayılması ve düzenlenmesi için gerekli esnek hareket kabiliyetine sahip olmalıdır. Bu araçlar, ısı borularının adaptasyonlarının esnekliği ile, gerekli ısı borusu sayısı ile, karmaşık birleşimleriyle, yeryüzü testlerinin zorluğu ile başarılı olmuştur. İlk HS 702 21 Aralık 1999'da fırlatılmış, radyatörler de 15 Şubat 2000'de yayılmıştır.

İletkenliği değişen ısı borularının kondensatör ucunda yoğunlaşmayan gazlar depolanır. Bu gaz içe doğru ön kısımda hareketlidir ve aktif kısmın dışında ardından ısı girişi ile basınç değişimi olur. Isı yükseldiğinde, deponun ön kısmına doğru basınç artışı olur ve uzunluk boyunca buhar yoğunlaşarak ayrılır. Isı azalması olduğunda ise, gaz kondensatörün büyük kısmını kaplar ve denge sağlanır. Bu yolla büyük ısıya sahip ısı borularında, iç kısımdaki sıcaklıklarda küçük değişimler olur.



Şekil 3.3. Uydularda yayılabilir radyatör kullanımı



Şekil 3.4. Kare veya kanatlı flanşlı oluklu fitil kalıbı

U.S.'de uydularda genellikle içinde oluklu fitiller bulunan ATS-6 tipi h.s. borusu kullanılır(Şekil 3.4). Buna rağmen olay genellikle nispeten düşük ısı yükleri ile (80 W'dan daha az) makul sıcaklıklarla (-40 ila 80 °C) sınırlandırılmıştır. Temel testlerdeki yerçekimi hassasiyetine rağmen, oluklu ısı boruları uzay olayları için diğer ısı borusu tiplerine nazaran daha kalitelidirler ve uydu parçalarının standardına en yakın olan ısı borusu tipidir. Bunları üretmek ve temizlemek diğerlerine nazaran daha kolaydır ve olukların kanat tipi fitilden geçen, istenilen düşük ısı akısı direnci ile uyumludur, böylece olayı ciddi derecede engelleyebilecek sıvı kısmındaki buhar oluşum duyarlılığı azalır [1, 7].

Alışılmış oluk birimleri kare şeklinde preslenmiştir veya genellikle 2.0 m'den daha kısa uzunluk ve yaklaşık 0.5 – 2.0 cm çapında alüminyum tüpe sıralanmış kanatlıdır. Dikdörtgen veya ikizkenar yamuk şeklindeki oluklar iç duvarların çevresinde düzensiz dağılırlar (Şekil 3.4) ve düz veya flanşlı dış yüzey içinde ve boruların dışında dış ortayla beraber temas alanının artmasıyla ısı transferi gerçekleşir. Birbirinden ayrı küçük bölümleri ile büyük alanları kapladıkları için çeşitli şekillerin içindeki borular eğri olabilirler(4 cm eğrilik çapı 1.15 cm'lik kare veya flanşlı kalıptan çekme).

Özetle oluklu ısı boruları içerdiği test bilgileri performansı farklı oluk geometrileri ile kullanılırlar ve çeşitli akışkanlarla çalışırlar.

Amonyak neredeyse her zaman uydulardaki oluklu ısı borularında çalışılan akışkandır. Amonyakın ısı taşıma gücü genellikle uydularda karşılaşılan ısı oranlarında mükemmeldir ve temizleme için kullanılan teknikler alüminyum konteynir ile uyumludur. Bu durumda çalışma uzunluğunun arkasında oluşabilecek ve tahrik edilmiş hava kabarcıklarından oluşan yoğunlaşmayan gazların yol açabileceği etkileşimlerden de kesinlikle kaçınmak gereklidir. Elbette amonyak sızıntısının etkileri her zaman endişe vericidir, fakat bugün kanalların çevrelerine yapılan oldukça ileri kaynaklarla, uçlarına takılan kapaklarla ve düşük basınçlarda valflerin hassasiyetindeki iyileşmeler sızdırmazlık için ısı borularını hemen hemen güvenli hale getirmiştir.

Amonyakın ısı transfer kabiliyeti akışkan transfer faktörleri bakımından yargılanabilir (bazen şekil katsayısı olarak adlandırılır, birimi W/m^2 'dir). Sıfır yerçekiminde ve laminer akışta M faktörü aşağıdaki gibi bulunabilir;

$$M = \rho_l \sigma \lambda / \mu_l \quad (3.1)$$

ρ_l sıvının yoğunluğu (kg/m^3), σ yüzey gerilimi (N/m), μ_l viskozite (Ns/m^2) ve λ gizli buhar ısısı (J/kg) 'ı gösterir. Verilen özellik tablolarında $20^\circ C$ daki amonyağa ait değerlerin su ve metanole ait değerlerden daha büyük olduğu teyit edilmektedir. Diğer iki akışkan da uygun uydu çalışma sıcaklık aralıklarında değerlendirilir.

Amonyak ile ilgili özellikler Ek 1'de verilmiştir. Sabit hacimdeki belirli buhar ısısı, çok atomlu doğal amonyak gazı için önerilen $\gamma = c_p / c_v = 1,33$ 'de temel haldedir. 489 kJ/kg universal gaz sabitidir.

$$R_v = 8314 / \text{moleküler ağırlık}$$

3.2. Tanımlar ve Denemeler

Tablo 3.1'de oluklu ısı boruları için performans tanımlamaları yapılmıştır. Orbital Sciences Corporation (Yörüngesel Bilimler Şirketi) tarafından imal edilen ısı

Tablo 3.1. ATS6 ve OSC C&DH ısı borusunun teknik özellikleri

Düz ve U ısı boruları

Isı Yüğü : 60 W

Giriş/çıkış : 30,5 cm evaporatör, ısı borusunun geri kalanı kondensatör gibi

Transfer kapasitesi (maksimum) : 38 W-m

C,L ve Z ısı boruları

Isı yüğü : 20 W

Giriş/Çıkış : 15 cm evaporatör ve 15 cm kondensatör

Transfer kapasitesi (maksimum) : 31,75 W-m

Bütün ısı boruları

 ΔT (maksimum evaporatör dış duvarı ile minimum kondensatör dış duvarı): $\leq 5,5$ °C ΔT (evaporatör içinde) : $\leq 1,7$ °C ΔT (kondensatör içinde) : $\leq 1,7$ °C

Eğim : evaporatör yüksekliği 2,54 mm

Operasyon sıcaklığı : 0 ila 40 °C

Sınırlama sıcaklığı : -20 ila 65 °C

Amonyak saflığı : %99,998

İspat basıncı : 100 atm (10^7 N/m²) ve 120 °C'da deformasyon algılanamaz

Patlama basıncı : 137 atm ve 120 °C'da yapı başarısız değildir

Doğruluk : 0,0833 cm/m

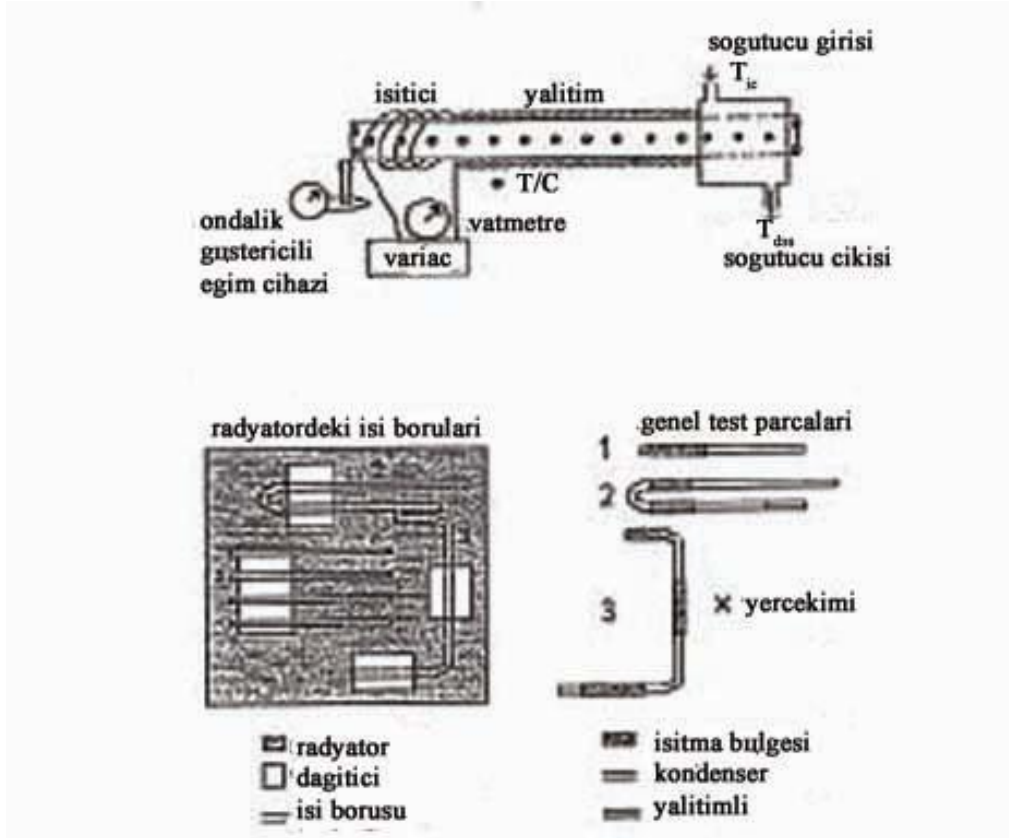
Ömür : 7-10 yıl

Yoğuşmayan gaz üretimi : $\leq 1,5E-4$ gmol/m/7yılSızdırma derecesi : $\leq 10E-8$ scs/s 15,3 atm'de helyum ($1,55E6$ N/m²)

Kütle : dış görünüşün dizaynına bağlı, genellikle 0,25-0,35 kg/m

borularında modüllerin kullanım verileri (C&DH) ve flanşlı şekillerin bazı konumlarında kullanılan çeşitli başvuru verileri buradadır. [(OSC) daha önce Fairchild Space Company]. Kesitleri ATS-6 ile aynıdır.

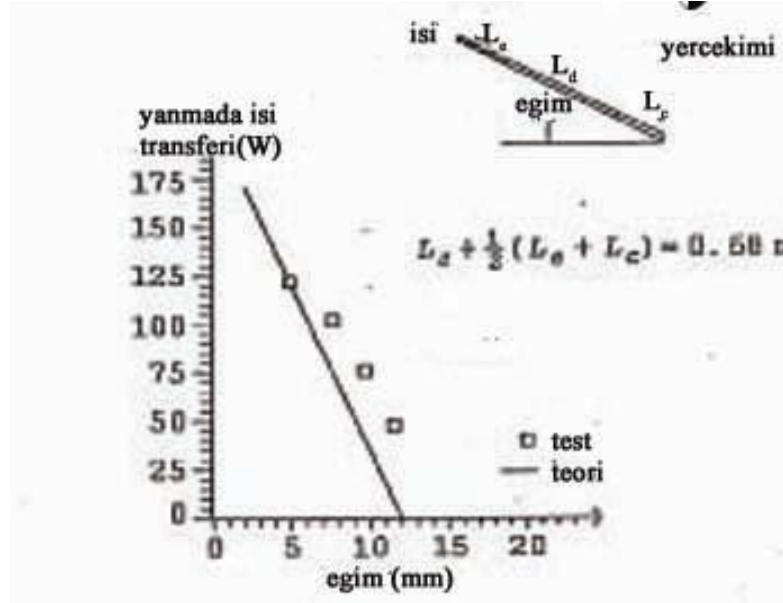
Genellikle ısı borularında belirlenen ısı yüğü değeri uydu işlemi sırasında beklenen seviyeyi geçer (yaygın olarak 2.5 kere) ve programa bağlıdır ve zemin testi



Şekil 3.5. Uydu ısı borularının onay testleri: radyatörde boru testi, evaporatör 1 ve 2’de yerçekimine karşı eğilmiş ve yatayda test edilmiş 3 parça

tarafından bunun ispatı her uçuş veya yedek üniteye bazen gereklidir, bazen de gerekli olmayabilir. Testler genellikle havada yapılır. evaporatör ile yerçekimine karşı eklenmiş fazlalık için belirtilen eğimde yükseltilir. Kılcal akışlar için yerçekimi direnci termal denge testinde yatay seviyede planlanmamış olası sapmalar için ayrıca görüntülenebilir. Şekil 3.5’de temel cihazlar şematik olarak verilmiştir. Uyduların gerçek ısı profillerine benzemeye çalışmak için boru boyunca ayrılmış kısımlarda ısıtıcı yüzeylerle düzenleme yapıldığı görülmektedir. Bu oluşum birkaç evaporatör ve yoğuşan kısımlar, genellikle çoğu operasyonda kaplanır.

ATS ısı borularındaki eğim testlerinin sonuçları Şekil 3.6’da verilmiştir. Teoriye göre ısı taşıma kapasitesinin test değerlerinin yüksek eğimde tahmin edilen değerlerden daha büyük olduğu görülür [1, 14].



Şekil 3.6. ATS6 oluklu ısı borusunun eğim testi

3.3. Alcatel Firmasının Geliştirdiği Isı Boruları ve Bunların Gelişimleri

1970 yılındaki endüstriyel gelişmenin başlamasından bu yana, ısı boruları uydulardaki en yaygın ısı kontrol elemanı haline gelmiştir. Alcatel Uzay, çalışma akışkanı amonyak olan ve alüminyumdan yapılmış kendi ısı borularını geliştirmiş ve üretmiştir.

Dünyadaki uzay uygulamalarındaki ısı borularının gelişimine baktıktan sonra, bu çalışmada Alcatel Uzay'ının ısı borularına ve bunların ısıl performanslarına olan bakış açısı verilecektir.

Araştırma ve geliştirme hareketleri yeni ısı borusu gelişmeleri ile doğrudan ilişkilidir.

Aslında, iletişimde ve bilimsel uydularda geleceğin ısıl kontrol gereksinimlerini karşılayabilmek için burada ileri teknolojilere ihtiyaç vardır. Yol haritası hedeflere ulaşmak ve teknik sorunların üstesinden gelmek için verilmiştir. Ele alınması gereken temel teknik karakteristikler aşağıda verilmiştir:

-ısı transfer kapasitesindeki artış,

- yüksek ısı akısı yoğunluğu,
- operasyonun sıcaklık oranlarının genişlemesi,
- zemin testi için geri akım modunun nitelendirilmesi.

Bazı iyileştirilmiş ısı borularını geliştirmek için, ısı borusu kurallarındaki fiziksel süreçte ısı borusu anlayışını kazanmak gereklidir. Üniversite laboratuvarı LET (Laboratoire d'Etudes Thermiques), Poitiers'de, üç yıl boyunca ısı borusu test cihazlarındaki deneylerle Ph.D. araştırma çalışmaları devam etmiştir. Model çalışmaları hala geliştirilmektedir. Bütün bu çalışmaların sonunda ısı borusu profillerinin en iyi dizaynı kullanışlı hale getirilecektir.

Isı boruları genellikle uydularda kullanılan pasif değiştiricilerdir. Haberleşme uyduları, diğer kullanım alanlarından yüz misli daha fazla ısı borusu kullanımını gerektirebilir. Uzay uygulamalarının çoğundaki ısı boruları aksel olukludur ve ekstrude alüminyum 6063'ten yapılmışlardır. Uzay uygulamaları için en uygun operasyon sıcaklık aralığına (-40, 80 °C) sahip olduğundan, en yaygın çalışma akışkanı amonyaktır. Aksel oluklu ısı boruları, damarlı ısı boruları gibi diğer fitil dizaynına sahip ısı borularından daha yüksek dayanıklılığa sahiptirler ve nispeten temel endüstriyel fabrikasyon uygulamalarında önerilirler.

Bunların birincil görevleri bölünmüş elemanlardan ışımsal panellere ısıyı iletmektir. Bunlar panel yüzeyleri üzerindeki sıcaklığı eşit dağıtırlar. Böylece kuzeydeki ve güneydeki panellerin her birinde ısı borusu şebekesi gerekir.

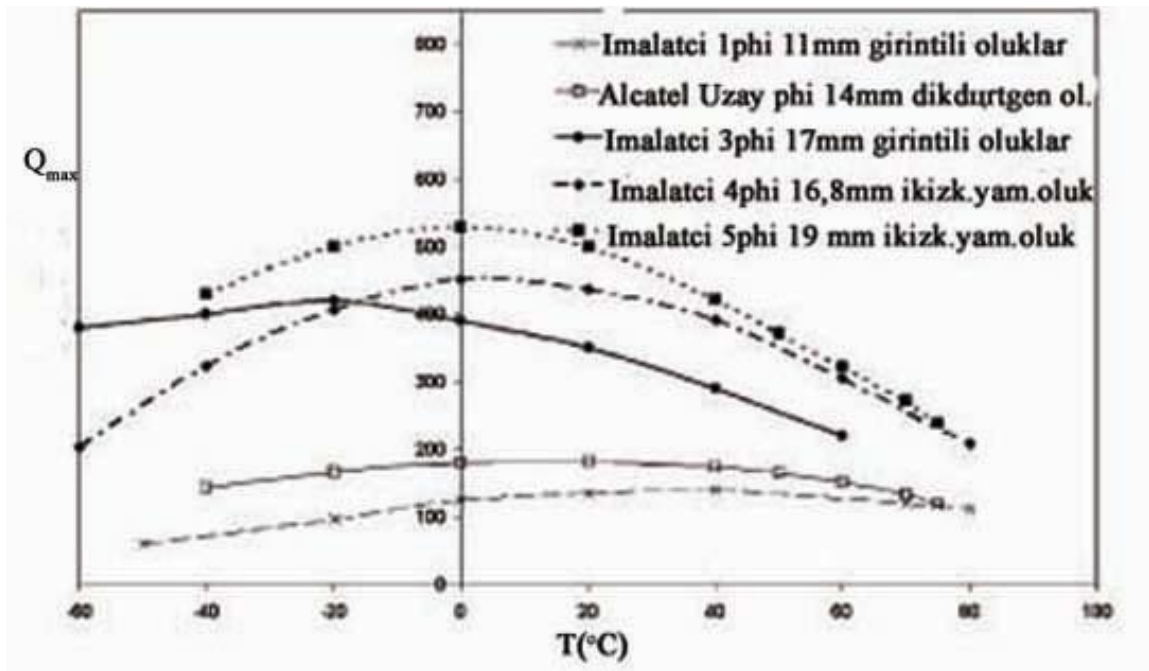
Uzay ortamındaki ısı borularının belirli özelliklere sahip olması gereklidir:

- yüksek ısı iletkenlik,
- hafif ve kompakt dizayn,
- eşit dağılmış sıcaklık,
- bakım gerektirmeyen bağımsız ve güvenilir bir oluşum.

Beklenen ömür uydularda olduğu gibi en az 15 yıldır.

Tablo 3.2. Uzay ısı borularının performansları

Çap (mm)	9 - 25
Uzunluk (m)	0,25 - 4
Dolu ısı borusu için lineer ağırlık (g/m)	350.670
Isı transfer kapasitesi (Wm)	50.600
Maksimum ısı akısı yoğunluğu (W/cm ²)	3,10
Operasyon sıcaklık aralığı (°C)	-40,80
Ömür (sene)	15,20



Şekil 3.7. Farklı çaplar ve farklı üretimler için 0 yerçekiminde buhar sıcaklığı ile ısı transfer kapasitesinin değişimi

3.3.1. Dünyada üretilen ısı borularına genel bakış

Dünya çapında beş tane ısı borusu üreticisi vardır bunlar bütün uydu tedarikçileri için ısı borusu temin etmektedirler. Tablo 3.2 uydu uygulamalarında kullanılan ısı borularının tipik teknik performans değerlerini vermektedir ve Şekil 3.7 'de de farklı ısı boruları için buhar sıcaklıkları ile ısı transfer kapasitesi çeşitleri gösterilmektedir.

3.3.1.1. Isı borusu profilinin gelişimi

Pek çok ısı borusunun ilk şekli dikdörtgen oluklu idi. Bu geometri çekme süreci için uygundu ve çekme süreci, açık oluk genişliği ve oluk derinliği gibi küçük boyutlu limitleri ayarlardı.

Sonra, en iyi performansı gösterdikleri için ikizkenar yamuk şeklinde oluklar geliştirildi: temel oluklar biraz daha büyüktür ve sıvı akış alanı artar. Böylece sıvı akışındaki basınç kaybı azalır ve ısı transfer kapasitesi geliştirilir.

Girintili oluk kavramı, damla şekilli ve Ω -şekilli oluklar iyileştirilmiş ısı borularının yeni gelişme konusudur. Bununla birlikte, yeni profilin güvenilirliği ve kararlılığı ikizkenar yamuk şeklindeki oluklar kadar iyi değildir. Bu yüzden bunların endüstriyel gelişimleri yaygın değildir.

3.3.1.2. Uçuş durumu

Eksenel oluklu ısı boruları uçuş için kanıtlanmış bir tasarımıdır. Alcatel Uzay 1981 yılından bu yana 500'den fazla ısı borusu sağlamıştır. (Şekil 3.8-10)



Şekil 3.8. 11 mm çapındaki ısı borusunun kesiti



Şekil 3.9. 14 mm çapındaki ısı borusunun kesiti

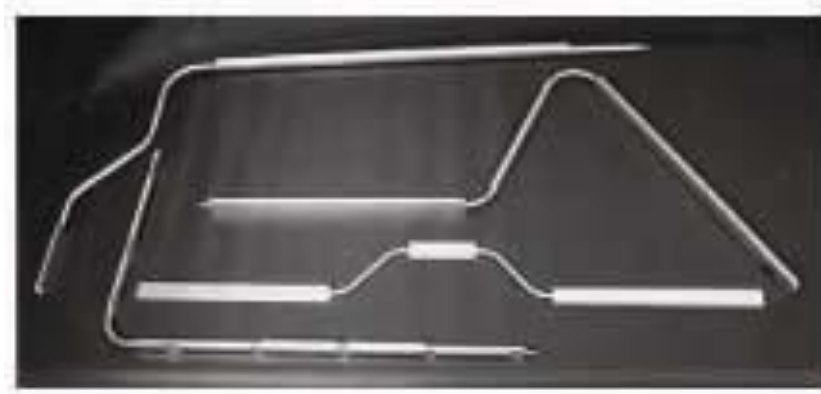


Şekil 3.10. 16 mm çapında çift delikli ısı borusunun kesiti

3.3.2. Alcatel Uzay'daki güncel ısı borusu teknolojisi

Alcatel Uzay uydu tedarikçisidir ve 1981 yılından beri haberleşme ve bilimsel uydular için kendi çeşitli ısı borularını üretmektedirler. Burada Alcatel Uzay'ın sağladığı ısı borularının olduğu uzay uygulamalarından bazı örnekler verilmiştir:

INTELSAT-FM15 (1985), ARABSAT 2A&2B (1993/1994), GLOBALSTAR (1995/1996), STENTOR (1997), ASTRA (2000), ASTAR (2001)...



Şekil 3.11. Bükülmüş ısı boruları

3.3.2.1. Alcatel uydu ısı boruları

Şekil 3.11’de Alcatel Uzay’ın ilk ürettiği ısı boruları görülmektedir. Bunlar tek ve çift delikli ısı borularıdır.

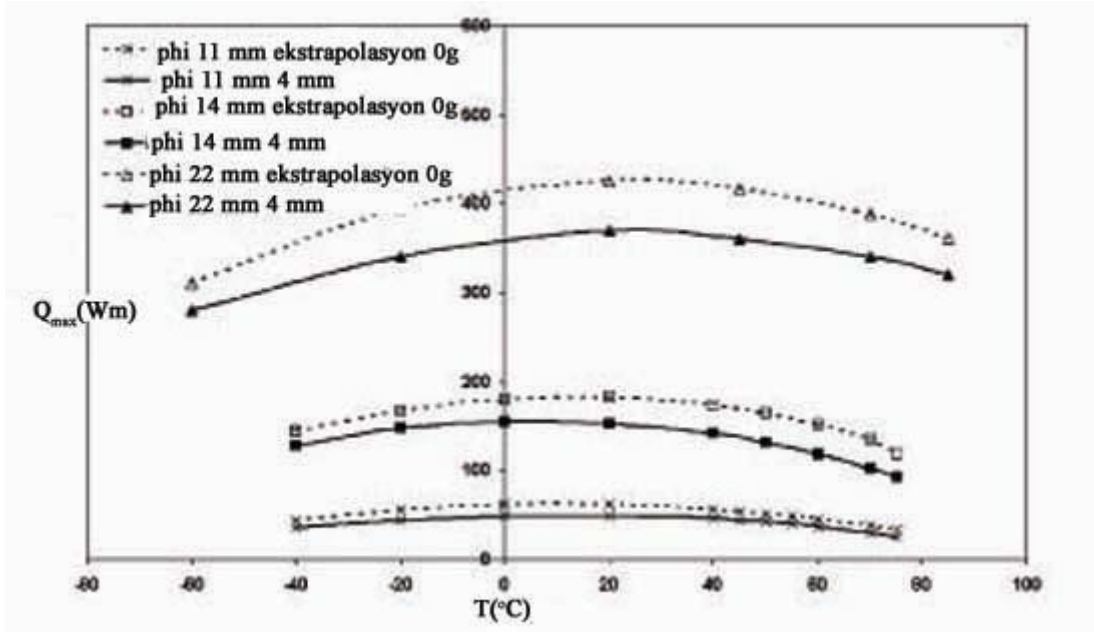
3.3.2.2. Isıl performansları

Isı borusu performansının temel kriteri maksimum ısı transfer kapasitesidir. Bu 1 m etkin uzunluktaki ısı borusunun ısı transfer limitine karşılık gelir. Bu kriter şu iki akış durumundan birisi için keyfi olarak belirlenir:

- yanma noktasının meydana geldiği kılcal limit,
- ortalama evaporatör sıcaklığı ve 5 °C’ı aşan ortalama kondensatör sıcaklığının arasındaki ısı değişim.

Burada değerler iki çeşittir:

- 4 mm ters eğim değeri. Evaporatör kondensatörden 4 mm yükseğe yerleştirilmiştir,
- farklı eğim açıları ile zemin değerlerinden tahmin edilen sıfır yerçekimi değerleri.



Şekil 3.12. Alcatel ısı boruları: 4 mm eğim ve 0 yerçekiminde ısı transfer kapasitesi. Nominal değerler

Şekil 3.12'de üç farklı Alcatel Uzay görünümünün ısı transfer kapasiteleri verilmiştir. 11 ve 14 mm çapındaki ısı boruları elemanlardan ısı toplamada yaygın olarak kullanılırlar ve panel yüzeyleri üzerine ısıyı eşit olarak dağıtırlar. 22 mm çapındaki ısı boruları paneller arasındaki ısı transferinde kesişen ısı boruları için kullanılırlar.

3.3.2.3. Üretim

Üretim kapasitesi yılda 2000 ısı borusudur ve bu bilgisayar destekli üretimle mümkündür ve test imkanları:

- doldurma istasyonları,
- otomatik kaynak makineleri,
- test düzenekleri: basınca dayanıklılık, ömür ve ısıl döngü,
- performans test düzenekleri,
- bükme makineleri.

Bütün görünümler ESA PSS-49 teknik özelliklerine göre zemin değerlerine

ulaşmışlardır. Üretilen her bir ısı borusu iyi çalışmasını onaylayan test programı için düzenlenmiştir.

3.3.3. Geleceğin teknolojisinin sorunları

Uzay araçlarının ve uyduların sonraki nesilleri daha fazla ısı dağıtacaklar. Haberleşme uydularının iletişim modülünün maksimum iletkenlik dağılımı (SPACE BUS 4100C1) 6,5 kW'a ulaşabilir. Bu ısı kontrol doğrudan ısı borusunun kurulumu ile ilişkilidir.

Yeni ısı boruları aşağıdaki koşulları gerektiren uygulamalar için uygun olacaktır:

- yüksek ısı iletkenlik,
- yüzeyde yüksek radyal akı,
- uzun ısı transfer uzunluğu veya yüksek ısı transfer kapasitesi,
- operasyon sıcaklık aralığındaki genişlemenin yüksek sıcaklığa doğru ilerlemesi,
- cazip/ilgi çekici kütle dengesi.

3.3.4. Gelişim planı

Alcatel Uzay sonraki nesil uydulardaki ısı gereksinimlere karşı olan iki gelişim programını sundu. Bunlar :

- yüksek performans ısı boruları,
- yüksek sıcaklık ısı boruları.

Yüksek sıcaklık ısı borularının gelişimi Fransız Uzay Ajansı (CNE5)'in desteği ile yapılan araştırma geliştirme hareketlerindedir. Bu araştırmanın amacı ısı boruları ve operasyon sıcaklığı maksimum 150 °C olan döngülü ısı boruları için yeni çalışma akışkanı bulmaktır. Bu program henüz başlamamıştır ancak üç yıl içinde yayılacaktır. Yüksek performanslı ısı borusu konusu Ph.D. çalışmasının LET Üniversite araştırma laboratuvarı işbirliği vasıtası ile uygulanmaktadır. Program geçen yıl başlamıştır ve ilgili ilk sonuçlar 2002 yılının sonunda elde edilmiştir.

Tablo 3.3. Isıl gerekliliklerin gelişimi

Karakteristikler	Güncel	Gelişmiş
Isı transfer kapasitesi (Wm)	<600	700/800 (+15%,-30%)
Isı akısı yoğunluğu (W/cm ²)	6	10
Sıcaklık aralığı (°C) -40,+80	110	-40, +150

Kendini finanse eden bu çalışma çerçevesinde, Alcatel ikizkenar yamuk şeklindeki iki yeni görünümü değerlendirme için seçilmiştir:

-19 mm çapında ısı borusu. 14 mm ve 22 mm çapındaki ısı borularının arasında orta üretimi temsil eder. Yeterlilik programı 2002 yılının ortalarında sona ermiştir.

-11 mm çapında ısı borusu. 11 mm çapındaki dikdörtgen oluklu önceki ısı borusunun yerine geliştirilmiştir. Isıl performansının daha iyi olması beklenmektedir.

3.3.4.1. Yüksek performans ısı boruları programı

Son on yıldaki yüksek performans ısı borularının literatür incelemesi gerçekleştirilmişti, incelemeye devam edilecek konular:

-oluklu ısı boruları (ikizkenar yamuk şeklindeki oluklar, girintili oluklar, kapatılmış bölmeli oluklar ve tek oluklar)

-damarlı ısı boruları.

Alcatel firmasının araştırmaları güvenilirlik ve kanıtlanmış iyi uçuş kavramları için oluklu ısı boruları üzerine odaklanmıştır. Verilen hedef aksenel oluk kavramı değişmeksizin güncel ısı borusunu geliştirmektir.

Gelişim programı (Şekil 3.14) güncel görünümü iyi tanımlama ile başlar (çaplar 14, 22 mm ...). Bu bölüm Üniversite laboratuvarı LET (Laboratoire d'Etudes Thermiques, Poitiers)'de oluşturulmuştur. Tahsis edilen test düzenekleri ısıl testleri yapmak için inşa edilmiştir . Test düzeneklerinin temel karakteristikleri Tablo 3.4'te verilmiştir.

Isıl testler şunları içermektedir:

-Maksimum ısı transfer kapasitesini ölçmek için yanma testleri. Isı boruları ısıl çiftli elemanlardır. Evaporatör ve kondensatör kısımlarının kesin sıcaklık haritaları ısı borusu boyunca sıcaklık değişimini ve belirlenen yanma noktası için artan ısı girişini ölçmeye olanak sağlar.

-Isı akısı testleri. Hedef çalışan ısı borularının maksimum ısı akılarını ölçmektir. Isıtıcı kartuş kullanımı 10 W/cm^2 'den yüksek ısı akısına ulaşmaya olanak sağlar.

-Isı iletkenliklerinin kesin ölçümleri ısı çifti kaydını sağlar.

Farklı parametrelerin etkisi üzerinde de çalışılmıştır:

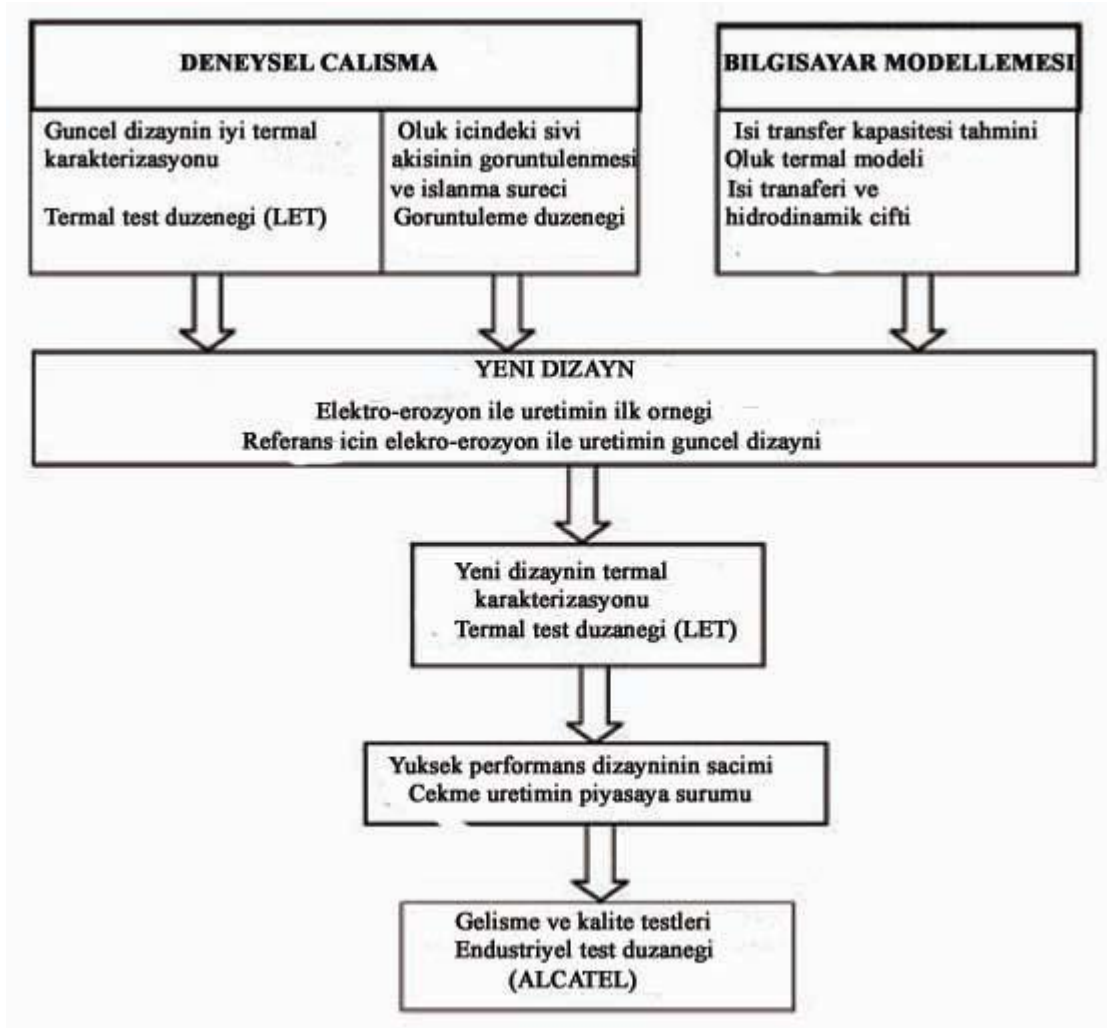
- adyabatik sıcaklık,
- borunun eğim açısı (mm'deki eğilim)



Şekil 3.13. Uydularda kullanılan ısı borularının test düzeneği (a) evaporatör, (b) adyabatik kısım, (c) kondensatör

Tablo 3.4. Test düzeneklerinin karakteristikleri

Isı borusu uzunluğu	2 m
Adyabatik sıcaklık hassasiyeti	$\pm 0,1$ °C
Isı çiftinin sıcaklığının izafi hassasiyeti	$\pm 0,05$ °C
Eğim hassasiyeti	$\pm 0,1$ mm
Isıl güç hassasiyeti	± 1 W



Şekil 3.14. Yüksek performans ısı borularının gelişim programı

Dikey yapılandırma yapılacak testlerde de planlanmıştır. Deneysel sonuçlar, dalgalı duvarlardaki bu termosifon modunun nitelendirildiği fiziksel süreçte anlaşılabilirlik için kullanışlı olacaktır. Birkaç çalışma düz duvarlı termosifon çalışmaları için karşılaştırma konularına dayanır. Bu inceleme yolu zemin testlerini kolaylığı ve geçerliliğini ilerletmek için gereklidir.

Ölçümler farklı görünümlere dayanır (dikdörtgen oluklar, ikizkenar oluklar ve girintili oluklar). Farklı durumlardaki ölçümler ısı performansını geliştirecek elemanların cevaplarını beraberinde getirirler.

Deneysel çalışmaların bir diğer amacı da ısı transfer kapasitesi ve ısı iletkenliği tahmin edilen bilgisayar modellerini geçerli hale getirmektir. Bu modelleme çalışmaları deneysel test düzeneklerinin kurulumuyla paralel lanse edilmektedir. Bu çalışma şunlardan meydana gelmektedir:

- Sıvı/buhar akış eşitliklerinin kararlı haldeki hidrodinamiği esas alan model,
- Oluğun üst köşesine karşılık gelen mikro zondaki geliştirilmiş ısı transfer hesabını içine alan oluğun ısı modelini,
- Hem hidrodinamik hem de ısı hesaplamalı birleşmiş model gelişimi. Bu model aksel oluklu ısı borularında ısı transfer mekanizmasını daha iyi taklit eder.

Bir diğer deneysel çalışma ısı borularındaki ısı transfer olayını anlamaya dayanır. Görüntüleme düzenekleri çalışma akışkanı ve fitil arasındaki ıslanmanın başarılması için cevapları getirir. Bu oluğun maksimum ıslanmasına dayanan durumların tamamen anlaşılmasını ve olukla eğri yüzeyin (meniscus) temas sürecinin kontrolünü mümkün kılar.

3.3.4.2. Yeni ısı borusu görünümü

Geliştirilmiş programın bu ilk kısmının neticesinde, en iyi ısı borusu görünümü için ayrıntılı bilgi edinilir. Değişiklikler şunları ilgilendirebilir:

1-Oluk geometrisi. Olukların bütün değişik formları zaten incelenmiştir: üçgen, dikdörtgen, ikizkenar yamuk, dairesel. Performanslardaki gelişmeler en uygun hale getirilmiş boyutlara dayandırılabilir:

- Dikdörtgen ve ikizkenar yamuk oluklar için açık oluk genişliği/oluk derinliği oranı
- Girintili oluklar için dilim genişliği/oluk yarıçapı oranı,
- Oluk uzunluğu ve oluk sayısı.

2-Bölüm geometrileri. Bir tek kenarlı ısı kaynağı ile evaporatördeki ısı transferinin 2D etkisi iyileşen ısı transferi için hesaplanmalıdır.

Bölümdeki uniform olmayan akı uniform olmayan oluk dağıtımını göz önüne alınarak sonuçlanır. Üst oluklar ısı direkt olarak evaporatörün bu kısmının içinde olduğu için evaporatörle daha çok rağbet edilir. Bir diğer düşünce de ısı kaynağı tarafına yakın daha çok oluklu bölüm dizayn edilmesidir. Böylece bölüm formu en iyi şekilde kullanılabilir. Farklı boyutlardaki olukların kullanıldığı bölüm dizayn etme düşüncesi de bir diğeridir. Bazı ilk örnekler elektro-erozyon ile ve laboratuardaki test düzeneklerinde ikinci deneysel faz sırasında güncel görünüm performansları ile kıyaslanarak üretilebilecektir. Sonrasında, yeni görünümlerin sağlamlığı ve kararlılığı Alcatel Uzay'da bütün nitelik programı boyunca dikkatle test edilecektir.

Yeni nesil uyduların ısı gereklilikleri incelenen ısı performanslarla ısı borularının gelişimini talep etmektedir. Bu gelişmeler aşağıdaki sonuçları oluşturacaktır:

- Modelli çalışmalardaki ve deney düzeneklerindeki eksenel ısı borularında iyi ısı karakteristikler,
- Islanma sürecinde görüntüleme,
- Bilgisayarla görünüm iyileştirme ve deneylerle onaylama [15].

BÖLÜM 4. ISI BORUSUNUN MATEMATİKSEL MODELİ

4.1. Isı Borusu İşletiminin Matematiksel Teorisi: İnce Boru Sınırı

Isı borularının işletim ilkesini anlamak zor olmamasına rağmen, fiziksel süreci içine alan matematiksel tanım oldukça anlaşılmasıdır. Bunlar sadece birkaç parametreyi kapsamaz, analizler sonunda bilinmeyen işletim rejimlerine bağlıdır. Fakat bunların üretiminde, şartları belirlemek için hangi parametrelerin olduğu tahmin edilmelidir.

Ancak ısı borusunun tanımlanmış işlemleri ve bir boyutlu akış ilkeleri, sürekli geometrisi, tam doldurulması, ideal emmesi (kılcal), akışkan karakteristikleri, akışkan dinamiği hepsi birbiri ile ilişkilidir. Faydalı mühendislik sonuçları sadece matematiksel olarak iyi tanımlanmış uzunluk boyunca geçişlerle her bir kesit alanının ortalama davranışları tahmin edilerek elde edilebilir. Yük dağıtımının ısı borularının sayıları arasında olduğu uydularda ısı değerleri oldukça düşük yapılmaktadır. Ortaya çıkan akışlar, sonra standart viskoz akış teorisi tarafından tahmin edilebilir ve genellikle etkili uydu sistemleri nedeniyle, sabit durumda analizler çoğunlukla açıklayıcıdır.

Isı boruları teorisinde yeni ufuklar açan çalışma, Cotter'in "Theory of Heat Pipes" adlı eseridir. Daha sonraki analitik çabalar, sunum çalışmalarını içerir. Bunlar çoğunlukla ideal olmayan koşulun uyacak şekilde eklenmesi veya özel fitil yapılandırılması gibi değişikliklerle Cotter'in orijinal yaklaşımı üzerinde durmaktadırlar.

Aslında, analizler faz değiştirme modunda normalde çalışan ısı borularıyla kondensatöre nakledilebilen evaporatörde denenmiş maksimum ısı oranları bulunarak ilişkilendirilir. Operasyonda buharlaşma ile kaybedilen akışkanı aynı hızla evaporatörde yeniden yerine doldurmak için yeterli yükseklikte kılcal basınç

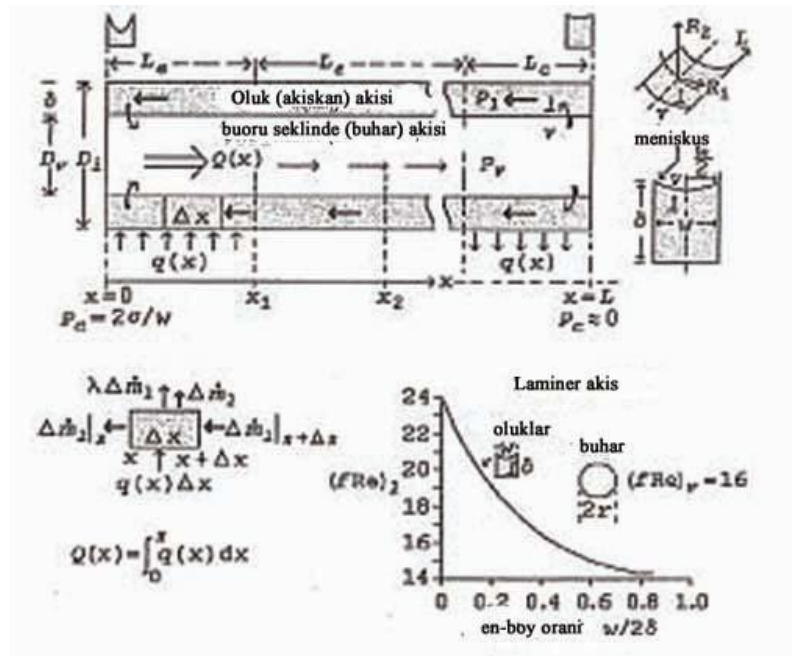
olduğunda içerideki kılcal boru limitini verir. Tamı tamına doldurmak için, aşağıdaki eşitliğe göre keyfi bir kısımda (Şekil 4.1'de x_1-x_2) basınç sürekli olarak aynı kalırsa bu koşula bağlı akış garantilidir.

$$[P_v(x_1) - P_v(x_2)] + [P_v(x_2) - P_1(x_2)] + [P_1(x_2) - P_1(x_1)] + [P_1(x_1) - P_v(x_1)] = 0 \quad (4.1)$$

burada P_v ve P_1 buhar ve sıvının ortak ara yüzeylerindeki basınçlardır. Bir anlamda, bu eşitlik sıvı ve buhar arasında radyal yönde kütle değişimi olan durumlar için bir boyutlu sıvı akışının tanımına eşdeğerlik sağlar. Bu oldukça büyük bir basitleştirme değildir. Aksi takdirde bu fazlasıyla karmaşık bir problem olurdu.

Kılcal basıncın anlamı anımsanırsa $P_c(x)$, sıvı buhar ara yüzeyinde menisküs eğriliğine sebep olan $[P_v(x) - P_1(x)]$ farkı gibidir. Basınç devamlılığı tekrar yazılır;

$$P_c(x_2) - P_c(x_1) = [P_v(x_2) - P_v(x_1)] - [P_1(x_2) - P_1(x_1)] \quad (4.2)$$



Şekil 4.1. Oluklu ısı borularında ısı ve kütle transferi: maksimum kılcal hareket duvar $= \pi/2$ 'de menisküs açısı içindir; kavislerin yarıçapları ilkesi $R_1 = w/2$ ve $R_2 = \infty$ (paralel oluklu duvarlar); Laplace-Young eşitliği $P_c = 2\sigma/w$ 'yi verir.

Her iki tarafın integrali alınırsa;

$$\int_{x_1}^{x_2} \frac{dP_c}{dx} dx = \int_{x_1}^{x_2} \frac{dP_v}{dx} dx - \int_{x_1}^{x_2} \frac{dP_1}{dx} dx \quad (4.3)$$

Şimdi önceki eşitlikte yerine koyduğumuzda basınç için giriş ısısı, akış ve geometri parametreleri arasında ilişki kuracak bir eşitlik bulalım.

Transfer edilen ısı için maksimum kapasite bulma beklentisiyle, ilk evaporatördeki ($x=0$) fitilin sıvı yüzeyinin pozisyonunun maksimum kılcal hareket için azaltıldığı farz edilir. Bununla birlikte, kılcal kuvvetin ihmal edilebildiği kondensatör sonundaki ($x=L$) pozisyon çok düzdür. Bu yüzden, Şekil 4.1'deki koordinatların yönlerine dayanılarak;

$$\int_0^L \frac{dP_c}{dx} dx = -P_c(0) \quad (4.4)$$

elde edilir. Kılcal basıncın önündeki negatif işaret sıvının $-x$ yönünde ilerlediğini gösterir.

Yerçekimi (dünyada $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ve yörüngede yaklaşık 0 m/s^2) menisküsün her bir kılcal eğimi için normal yönde pozitif veya negatif etkiye bağlı olabilir. Net kılcal basınç aşağıdaki ifade ile bulunmalıdır;

$$P_{c,net} = P_c(0) \pm G\rho_1 g \cos \theta \quad (4.5)$$

burada G gözenekler arası ilişkinin yerçekimsel derecesini tanımlayan faktör ve θ yatay eğim açısıdır. Tercih edilen yapıyla, G ihmal edilebilir küçüklerde yapılabilir (oluklu ısı boruları için sıfır olarak alınabilir) ve Laplace-Young eşitliği genel şekilde eğimi verir;

$$P_{c,net} = P_c(0) \quad (= P_{c,max}) = 2\sigma/r_c \quad (4.6)$$

burada r_c etkili kılcak çapı gösterir. Şekil 4.1'de belirtilen dikdörtgen kanallarda menisküsün eğriliğinin ana çapı kalınlığın w yarısıdır, ayrıca diğer boyutta (uzunluk boyunca) sonsuzdur. Böylece;

$$(1/r_c)_{dikdörtgenkanal} = (1/R_1 + 1/R_2) = 2/w \quad (4.7)$$

ve;

$$P_{c,net,olukbaşında-g} = P_c(0) = 2\sigma/w \quad (4.8)$$

Bu çalışmada, istenen sıvı ve buhar basıncı anlatımları kanal şekli ve Reynolds sayısı terimlerinde viskoz akış için hareket eşitliğinde yerine konulan sürtünme faktörü kavramından yararlanılarak bulunur. Böylece, yerçekimi ile akışkan akışı için sadece beden kuvveti mümkün iken;

$$\frac{dP_1}{dx} = 2f_1\rho_1 \frac{u_1^2}{D_1} \pm \rho_1 g \sin \theta \quad (4.9)$$

olur. Sıvılar için Reynolds sayısı $Re_l = \rho_1 u_1(x) D_1 / \mu_1$ yazılabilir. Buradan;

$$\frac{dP_1}{dx} = 2(f_1 Re_l) u_1(x) \frac{\mu_1}{D_1^2} \pm \rho_1 g \sin \theta \quad (4.10)$$

l altsimgesi sıvıyı ifade etmektedir ve f, ρ, u, μ, D simgeleri sırası ile sürtünme faktörü, yoğunluk, hız (pozitif, m/s), viskozite ve hidrolik çapı ifade etmektedir. Hidrolik çap nemeleştirilmiş çevre uzunluğu tarafından dört ayrı çapraz kesit alanı için tanımlanmıştır. Sağdaki ikinci terim yerçekimi payıdır.

Akış oranı ve ısı transferi arasındaki ilişki kütle korunumu ve faz değişimi sırasındaki enerjiyi kapsamaktadır. Isı transfer kabiliyetini bulmak için tutarlı tahminler yapılmalıdır. Dışarıdan bölgesel ısıtma (veya soğutma) $q(x)$ (W/m) yapıldığı farz edilmeli, çalışma akışkanının konumu ile ilgili olarak faz değişiminde

bu ısının tamamı kullanılmalıdır. Sıvı elementin kütle dengesi Δx aşağıdaki gibi yazılabilir (esas hacim Şekil 4.1'de görülmektedir ve u_1 pozitif olarak değerlendirilecektir);

$$q(x)\Delta x = \lambda \left[\left(\dot{m}_1 \right)_{x+\Delta x} - \left(\dot{m}_1 \right)_x \right] = \lambda \left[\rho_l A_{l,akış} u_l \Big|_{x+\Delta x} - \rho_l A_{l,akış} u_l \Big|_x \right] = \lambda \rho_l A_{l,akış} \left(\frac{du_l}{dx} \right) \Delta x \quad (4.11)$$

burada \dot{m}_1 kütle akış oranı, $A_{l,akış}$ sıvı akışının çapraz kesiti ve λ gizli buharlaşma ısısıdır. Buradan;

$$\frac{du_l}{dx} = \frac{q(x)}{\lambda \rho_l A_{l,akış}} \quad (4.12)$$

bulunur. Evaporatörde borunun sonundaki sıvı hareketi gözardı edilir ve sabit özellikler tahmin edilirse $[u_l(0) = 0]$;

$$u_l(x) = \frac{1}{\lambda \rho_l A_{l,akış}} \int_0^x q(x) dx \quad (4.13)$$

Buradan anlaşıldığına göre içteki bölgesel aksel ısı akısı, $Q(x)$ (W), pozitif x boyunca toplanmaktadır, buna göre;

$$Q(x) = \int_0^x q(x) dx \quad (4.14)$$

böylece;

$$u_l(x) = Q(x) / \lambda \rho_l A_{l,akış} \quad (4.15)$$

ve sıvı basıncının derecesi için eşitlik aşağıdaki gibi yazılır;

$$\frac{dP_l}{dx} = F_l Q(x) \pm \rho_l g \sin \theta \quad (4.16)$$

burada F_l sıvı sürtünme katsayısıdır ve aşağıdaki eşitlikle bulunur;

$$F_l = 2(f_l \text{Re}_l) \mu_l / D_l^2 \lambda \rho_l A_{l,akış} \quad (4.17)$$

Buhar basıncı için paralel ilişkiler kütle korunumu kullanılarak elde edilir;

$$m_l = -m_v \quad (4.18)$$

buhar bölgesinde (altsimge v);

$$u_v(x) = \frac{1}{\lambda \rho_v A_{v,akış}} \int_0^x q(x) dx = \frac{Q(x)}{\lambda \rho_v A_{v,akış}} \quad (4.19)$$

ve;

$$-\frac{dP_v}{dx} = F_v Q(x) \pm \rho_v g \sin \theta + \Gamma \quad (4.20)$$

negatif işaret artan x boyunca basınç düşümünü ifade eder ve Γ radyal akımdan dolayı oluşan buhar hareketinin etkisini hesaplama faktörüdür. Buhar sürtünme katsayısı F_v aşağıdaki gibidir;

$$F_v = 2(f_v \text{Re}_v) \mu_v / D_v^2 \lambda \rho_v A_{v,akış} \quad (4.21)$$

buradaki Re sayısı şöyle bulunabilir,

$$\text{Re}_v = \rho_v u_v(x) D_v / \mu_v \quad (4.22)$$

ve Γ verilmektedir;

$$\Gamma(x) = \left(1.33 / A_{v,akış}^2 \rho_v \lambda^2\right) \frac{dQ^2}{dx} \quad (4.23)$$

Ses hızında T_v sıcaklığında sıkıştırılmaz incelendiğinde;

$$u_s = (\gamma_v R_v T_v)^{1/2} \quad (4.24)$$

bu da bölgesel Mach sayısını verir;

$$M_v(x) = u_v / u_s = Q(x) / \left[\lambda \rho_v A_{v,akış} (\gamma_v R_v T_v)^{1/2} \right] \quad (4.25)$$

burada $(\gamma_v = c_p / c_v)$ belirli bir ısıdaki buhar oranı ve R_v (J/kgK) gaz sabitidir.

Bireysel basınç gradyanları için yeni anlatımlar orijinal basınç devamlılığı eşitliğinde yerine konularak;

$$P_c(0) = \frac{2\sigma}{r_c} = \int_0^L (F_l + F_v) Q(x) dx + \int_0^L [\pm (\rho_l + \rho_v) g \sin \theta + \Gamma] Q(x) dx \quad (4.26)$$

Γ için önceki eşitlik kullanılır, aynı zamanda $Q(x)$ 'i de kapsar. $Q(x)$ $x=0$ ve $x=L$ iken sıfırdır.

$$\int_0^L \Gamma Q(x) dx = 0 \quad (4.27)$$

ve yerçekimi olmadığına;

$$P_c(0) = \frac{2\sigma}{r_c} = \int_0^L (F_l + F_v) Q(x) dx \quad (4.28)$$

Çünkü çoğu uyduda uygulama ilginçtir.

$$\left| \frac{dP_l}{dx} \right| \gg \left| \frac{dP_v}{dx} \right| \quad (4.29)$$

Küçük bir hata ile formül aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\frac{2\sigma}{r_c} = \int_0^L F_l Q(x) dx \quad (4.30)$$

Isı transfer faktörü HTF (W-m), aşağıdaki gibi tanımlanır;

$$HTF \equiv \int_0^L Q(x) dx \quad (4.31)$$

Böylece, geometrisi sağlam ve sıvı özellikleri sabit olduğunda;

$$HTF \equiv (2\sigma/r_c)/(F_l + F_v) \approx 2\sigma/r_c F_l \quad (4.32)$$

Bu formül uzunluktan bağımsızdır. Üniform geometrideki F_l ve sabit özellikler için tanımlanmış olduğu görülüyor. Isı transfer faktörü $\sigma\lambda\rho_l/\mu_l$ ile orantılıdır. Bu sıvı özellikleri kombinasyonu ısı transferinde çalışılan akışkanın verimlilik ölçümleridir. Bu özellikler amonyak için nispeten yüksektir.

Boru boyunca kullanılan integral form ısının emildiği ve atıldığı davranışların temelini kanıtlamak için gereklidir ve boru boyunca kesintili konumlarda meydana gelmelidir. Önemli bir nokta da, bir tane kondensatörden oluşan ısı borularını hareketsiz (adyabatik) bir kısım ve bir kondensatör takip edebilir. HTF uzunlukla ilişkilendirilmeden hesaplanabilir. Bunun için, ilk önce bir kesit ve çalışma akışkanı belirlenir. Çalışma akışkanı aynı kesitteki ısı borularının performans değerlendirmeleri için çalışacaktır ve devredeki çalışma akışkanının verilen uzunluk boyunca belirli ısı yükünü iletip iletmeyeceği bulunmalıdır. Hesaplanmış HTF içeren sayısal örnekler sonra verilir. Sonuçlar farklı uzunluktaki ısı borularının performanslarını karşılaştırmak için bir temel olarak kullanılabilir.

Maksimum kılcal basınç mümkün olan kılcal limitler dahilinde maksimum ısı transferini Q_{\max} bulmak için analizlere eklenir. Bir evaporatör ve bir kondensatör kombinasyonunda buharlaştırıcıdaki aksenal ısı akışı integre edilerek Q_{\max} bulunabilir;

$$Q_{\max} = \int_0^{L_e} q(x) dx \quad (4.33)$$

L_e evaporatör uzunluğudur. Üniform ısıtma için ($q(x)$ sabit), aksenal yöndeki ısı akışı maksimum ısı transfer teriminde yerine konulabilir. Böylece;

$$Q(x) = (Q_{\max}/L_e)x, \quad 0 \leq x \leq L_e \text{ için,} \quad (4.34)$$

$$Q(x) = Q_{\max}, \quad L_e \leq x \leq (L_e + L_a) \text{ için,} \quad (4.35)$$

$$Q(x) = (Q_{\max}/L_c)(L - x), \quad (L_e + L_a) \leq x \leq L \text{ için,} \quad (4.36)$$

burada L_c ve L_a kondensatör ve adyabatik bölüm uzunluklarıdır. Böylece, maksimum ısı iletim faktörü HTF_{\max} bulunabilir.

$$HTF_{\max} = \int_0^L Q(x) dx = \int_0^{L_e} \frac{Q_{\max}}{L_e} x dx + \int_{L_e}^{L_e+L_a} Q_{\max} dx + \int_{L_e+L_a}^L \frac{Q_{\max}}{L_c} (L - x) dx \quad (4.37)$$

$$HTF_{\max} = (0.5L_e + L_a + 0.5L_c) Q_{\max} \quad (4.38)$$

Bu eşitlik, uzunluğu verilen ısı borusu boyunca maksimum ısı yükü dağılımı davranışındaki HTF_{\max} tarafından belirlenmiş sınırlama içermektedir. Hem HTF_{\max} hem de Q_{\max} koşulları, genellikle ısı borusunun özelliklerinde verilir. Isı borusu sadece bir kondensatör ve bir evaporatör içerdiğinde, adyabatik kısım yoktur.

$$HTF_{\max} = Q_{\max} L/2 \quad (4.39)$$

N dikdörtgen kanallı oluklu ısı borusu için sonuçlar eklenince (bakınız Şekil 4.1);

$$D_l = 4\omega\delta / (\omega + 2\delta) \quad (4.40)$$

$$A_{l,akış} = N\omega\delta \quad (4.41)$$

$$D_v = D_l - 2\delta \quad (4.42)$$

$$A_{v,akış} = \pi D_v^2 / 4 \quad (4.43)$$

$$F_{l,0-g} = (f_l \text{Re}_l \mu_l / 8\lambda\rho_l) \left[(\omega + 2\delta^2) / N(\omega\delta)^3 \right] \quad (4.44)$$

$$F_{v,0-g} = 8(f \text{Re})_v \mu_v / \pi\lambda\rho_v (D_l - 2\delta)^4 \quad (4.45)$$

Aynı zamanda, uyduların çoğundaki ilginç bir uygulamada, oluklar içindeki sıvının akışının laminer olmasıdır. Bu $f_l \text{Re}_l$ ile Şekil 4.1'deki eğriden sağlanır. Buhar akışının karakteri Tablo 4.1 ile uyumludur. Şu da unutulmamalıdır, normal operasyonlar hala türbülanslı veya sıkıştırılabilir buhar akışı ile mümkün olmalıdır.

Sonuç olarak, sıfır yerçekiminde ve baskın sıvı basınç artışında oluklu ısı boruları için ısı iletim faktörü şöyle bulunabilir;

$$\int_0^L Q(x) dx \Big|_{oluklu} \Big|_{0-g} = \frac{16\sigma\lambda\rho_l N\omega^2\delta^3}{(f \text{Re})_l \mu_l (\omega + 2\delta)^2} \quad (4.46)$$

Ki performansı maksimuma çıkarmak için özellikler ve oluk boyutları arasındaki fonksiyonel ilişkinin bulunması önerilir.

4.2. Oluklu Isı Boruları İçin Sayısal Hesap

Uzunluğu 1m, geçiş kısmı dairesel ve aksel dikdörtgen oluklara sahip, çalışma akışkanı amonyak olan alüminyum (6061-T6, $k = 168 W/mK$) ısı borusunun göz önüne alınan verileri: tüpün iç çapı (oluk derinliği de içinde) $D_i = 1.15 cm$, oluk sayısı $N = 27$, oluk derinliği $\delta = 1.1 mm$, oluk genişliği $\omega = 0.6 mm$, buhar merkez çapı $D_v = D_i - 2\delta = 0.93 cm$, açı oranı $\omega/2\delta = 0.273$, evaporatör uzunluğu $L_e = 15 cm$ ve kondensatör uzunluğu $L_c = 15 cm$ dir. $17^\circ C$ ve sıfır yerçekiminde taşınabilecek maksimum uniform ısı yükünü bulunuz.

Amonyakın $17^\circ C$ 'deki özellikleri; gizli ısı buharlaşması $\lambda = 1.2 E6 J/kg$, yüzey gerilimi $\sigma = 0.0202 N/m$, sıvı yoğunluğu $\rho_l = 615 kg/m^3$, buhar yoğunluğu $\rho_v = 6.0 kg/m^3$, sıvı viskozitesi $\mu_l = 1.5 E-4 Ns/m^2$, buhar viskozitesi $\mu_v = 1.0 E-5 Ns/m^2$, spesifik ısıtma oranı $\gamma_v \approx 1.33$ (çok atomlu), buhar(gaz sabiti) $R_v \approx$ universal gaz sabiti/moleküler ağırlık = $8314/17 = 489 J/kgK$.

Hesaplama uniform ısıtma ve hem sıvı hem de gaz akışının sıkıştırılmaz laminer olduğu düşünülerek yapıldı. Sonunda sonuçlar bu varsayımın doğruluğu ile onaylandı.

Tablo 4.1. Aksel oluklu ısı borularında buhar akışı için sürtünme faktörü ve Re sayısı

$$Re_v \lesssim 2300, \quad M_v \lesssim 0.3 \quad \text{ise} \quad f_v Re_v = 16 \quad \text{(Moody diyagramı)}$$

$$Re_v \lesssim 2300, \quad M_v \lesssim 0.3 \quad \text{ise} \quad f_v Re_v = 16 \left[1 + (\gamma_v - 1) M_v^2 / 2 \right]^{-\frac{1}{2}}$$

$$Re_v \gtrsim 2300, \quad M_v \lesssim 0.3 \quad \text{ise} \quad f_v Re_v^{\frac{1}{4}} = 0.079 \quad \text{(Moody diyagramı)}$$

$$Re_v \gtrsim 2300, \quad M_v \gtrsim 0.3 \quad \text{ise} \quad f_v Re_v^{\frac{1}{4}} = 0.079 \left[1 + (\gamma_v - 1) M_v^2 / 2 \right]^{\frac{3}{4}}$$

Maksimum kılcal basınç;

$$P_{c(\max)} = P_c(0) = 2\sigma/\omega = (2)(0.0202)/6.0E-4 = 67.3N/m^2$$

Sıvı sürtünme katsayısı $(f Re)_l = 18 (\omega/2\delta = 0.273$ için Şekil 6.13'deki eğriden)

$$F_l = (f Re)_l \mu_l (\omega + 2\delta)^2 / 8\lambda\rho_l N(\omega\delta)^3$$

$$F_l = (18)(1.5E-4)[0.6E-3 + 2(1.1E-3)]^2 / 8(1.2E6) \times (615)(27)(0.6E-3)^3 (1.1E-3)^3$$

$$F_l = 0.462 N/m^2$$

Buhar sürtünme katsayısı $(f Re)_v = 16$ (daireysel geçiş kısmında laminar akış)

$$F_v = 8(f Re)_v \mu_v / \pi\lambda\rho_v (D_i - 2\delta)^4$$

$$F_v = (8)(16)(1.0E-5) / (\pi)(1.2E6)(6.0)(1.15E-2 - 2.2E-3)^4$$

$$F_v = 0.0076 N/m^2$$

$$F_v \ll F_l$$

Maksimum ısı taşıma faktörü;

$$HTF_{\max} = \int_0^L Q_{\max}(x) dx$$

$$HTF_{\max} = P_c(0)/(F_l + F_v) = 67.3/(0.462 + .0076) = 143.3Wm$$

Maksimum ısı taşıma;

$$Q_{\max} = HTF_{\max} / (0.5L_e + L_a + 0.5L_c)$$

$$Q_{\max} = 143.3 / [(0.5)(0.15) + 0.70 + (0.5)(0.15)]$$

$$Q_{\max} = 168.6W$$

Laminer akış ve sıkıştırılamazlık doğrulanarak;

$$Re_v \equiv \rho_v u_v D_v / \mu_v$$

Maksimum u_v , adyabatik kısımda $Q(x) = Q_{\max}$ olduğu yerde girişte meydana gelir.

$$Re_{v(\max)} = D_v Q_{\max} / A_{v,akış} \lambda \mu_v$$

$$Re_{v(\max)} = (1.15E-2 - 2.2E-3)(168.6)(4) / [\pi(1.15E-2 - 2.2E-3)^2 \times (1.2E6)(1.0E-5)]$$

$$Re_{v(\max)} = 1924 < 2300$$

akış laminar ($u_v = 0.345 m/s$) ve;

$$M_{v(\max)} = Q_{\max} / [A_{v,akış} \lambda \rho_v (\gamma_v R_v T_v)^{1/2}]$$

$$M_{v(\max)} = (168.6)(4) / \pi(1.15E-2 - 2.2E-3)^2 (1.2E6) \times (6) [(1.33)(489)(290)^{1/2}]$$

$$M_{v(\max)} = 8.0E-4 < 0.3$$

Akış sıkıştırılamaz ($u_s = 434.3 m/s$).

Benzer hesaplamalar farklı sıcaklıklar için de yapılmış ve bu sonuçlar Şekil 4.2'de gösterilmiştir.

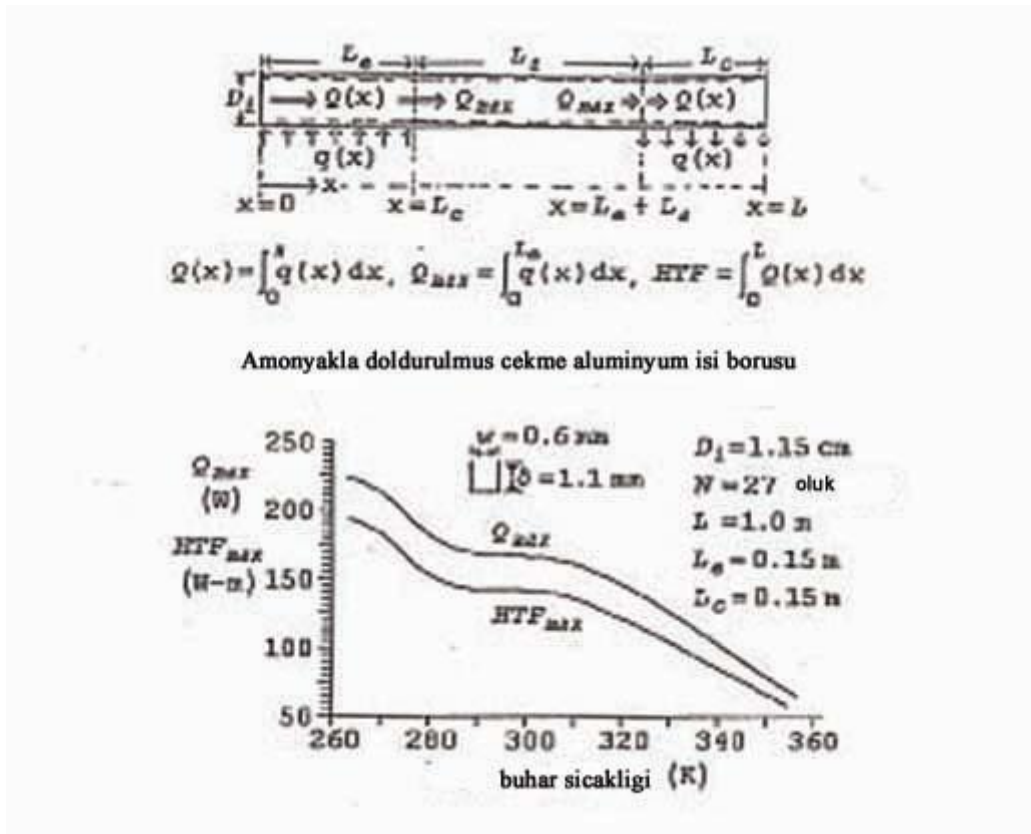
4.3. Ses ve Kaynama Limitleri

Kılcal limitlerde çalışan ısı borularında engellenebilecek işlemler hakkında bilgi sahibi olmak gerekir. Buhar hızı (evaporatör çıkışında maksimum), sonradan kılcal limitler tarafından müsaade edilmiş düşük ısı dağılımında bölgesel ses hızını aştığında böyle bir engelleme oluşur. Ses limiti için girişte ısı meydana geldiği bilinmektedir ve bunun sonucu olarak boru boyunca büyük sıcaklık yükselişleri vardır. Bu durum genellikle ısı borusu sürecinde değişken kütle geçişleri boyunca sabit kesit alanının nozulun sabit kütle akışı boyunca değişen alanına denk yapılmasıyla çeşitli büyüklükteki nozullarla karşılaştırılır.

Bu olay ses limiti ile ilgili olmasına rağmen, endüstriyel uygulamalarda büyük ısı dağılımları ve yüksek sıcaklık gerektiren bazıları önemlidir. Bunların normal uydu operasyonları dışında muhtemelen düşük sıcaklıkta ısı borusunun başlangıcı süresince nasıl meydana geldiği bilinmez. Normal sıcaklıkta amonyakla ısı dağılımının gösterildiği örnekten önceki sayısal sonuçlar 1'e yaklaşan veya geçen Mach sayısı için düzenlenmişti. Diğer taraftan, Mach sayısı eşitliğinden;

$$M_v = Q / A_{v,akış} \lambda \rho_v (\gamma_v R_v T_v)^{1/2} \quad (4.47)$$

sesle ilgili durumun sonucu olarak tüm sistemde evaporatör ve kondensatör arasında düşük sıcaklıkta büyük basınç farklılıkları yaratıldığında evaporatörde ani ısı kullanımları görülür. Bu genel uydu operasyonlarında nadir olan bir durum



Şekil 4.2. Uniform ısıtmalı oluklu ısı boruları için maksimum ısı transfer kapasitesi (Q_{max}) ve maksimum ısı transfer faktörü

olmasına rağmen, acil durum planı dengesiz ısı dağılımından önce daima aynı tarzdaki ısınan soğuk ısı boruları için değerlendirilebilir.

Bir diğer makul sınırlama, hızlı buharı fitilin sıvı yüzeyinden ayrılmış damlacıkların parçalaması nedeniyle oluşan, sürüklenme limitidir. Buna sebep olan evaporatörde azaltılmış sıvı miktarıdır. Bu aksel yivli tasarım ile ilgili gibi görünüyor, çünkü aksel oluklarda sıvı yüzeyi nispeten korunmasızdır ve büyük bölmelere ayrılmamıştır.

Sürüklenme Weber sayısı We ile tanımlanır. We sayısı fitil içinde sıvıya sahip kılcal kuvvet kadar buhar kuvvetinden ayrılan kuvvete ait bir sayıdır. Basit tanımı aşağıdaki gibidir;

$$We \equiv \kappa(\rho_v u_v^2 A_p / \sigma C_p) \quad (4.47)$$

burada κ orantılılık faktörü, A_p ve C_p sırasıyla fitil deliğinin yüzey alanı ve yağ çevre uzunluğudur. Isı akısı terimleriyle;

$$We = \kappa(\rho_v A_p / \sigma C_p) \left[Q(x) / \lambda \rho_v A_{v,akış} \right]^2 \quad (4.48)$$

$We \geq 1$ ise sürüklenme önemli olur ve değerlendirilir.

L uzunluğundaki oluklu ısı boruları için;

$$A_p = \omega L \text{ ve } C_p = 2L + 2\omega \approx 2L \quad (4.49)$$

Bundan dolayı, eğer κ bir düzen üzerinde ise A_p / C_p yaklaşık oluk genişliğinin (kılcal yarıçap) yarısıdır, o zaman karakteristik kutular için sayısal örnekler kullanılır. Sembolik bir sıcaklıkta (say.17 °C) 100 W'lık ısı dağılımının We sayısı;

$$We = \kappa(\rho_v \omega / 2\sigma) \left[Q(x) / A_{v,akış} \lambda \rho_v \right]^2 \quad (4.50)$$

$$We = (1)[(6)(6.0E-4)/2(0.0202)] [100(4)/\pi \times (1.15E-2 - 2.2E-3)^2 (1.2E6)(6)]^2$$

$$We = 3.7E-3$$

Bu belirtilen sürüklenme normal uydu operasyonlarındakilere benzemez. Bu hesaplamalara göre, ısı iletim oranı 10^4 - 10^5 olmadıkça bir problem meydana gelmez. Isı borusu kaynama sınırı, çekirdekli kaynama evaporatörün duvar-fitil ara yüzeyinde meydana gelen ısı girişi için tanımlandığından belki çok küçük tahmin edilebilir. Başlatma etkisi ve direkt işlem içinde minik çatlaklar, yüzeyde çukurlar, temizlik (ıslanabilirlik), tortu bırakma ve yabancı gazların serbest bırakılması olur. Deneylerdeki bu üretimi etkileyen özellikler ve diğer faktörler tutarlı değişken sınıflandırmaların belirlenmesini zorlaştırır ve evaporatör duvarı boyunca olan uniform ısı transferinin bütün etkilerin yönetilebilen davranışları çaresiz ihmal edilir.

Dış ısı sıvıya batırılmış fitil evaporatöründe duvar boyunca radyal olarak yönetilir. Duvar/fitil arasındaki sıvı sıcaklığı sıvı/buhar ara yüzeyi sıcaklığından daha büyüktür. Çünkü yüzey gerilimi ile eşit miktardaki sıvı basıncı sıvı/buhar ara yüzeyindeki basınçtan daha düşüktür, duvar/fitil arasındaki doyma basıncı da buhar kabarcık oluşumuyla yönetilen sıvı basıncından daha yüksektir. Baloncuklar sönmezse veya sıvı yüzeyinde ayrılma ve kapanma olmazsa ısı transferi olan boru duvarı boyunca sıcak noktalar ve nihai kurumalar sebebiyle evaporatör sıcaklığında bu basınçlar direnç oluşturacaktır.

Yerçekimi alanında, baloncuklar fitil yapısıyla hapsedilmezlerse ayrılmış veya hareketli sıvı yüzeylerinde kaldırma kuvveti ve tahrik kuvvetleri oluşur (oluklu fitillerin doğasındaki yüksek ısıl iletkenlik ve genişlik hareketi kolaylaştırır). Yerçekimi olmadığı durumda, baloncuk şekli eğer sönmezse duvar/fitilde aynı kalacaktır.

Baloncukun söneceği durumu bulmada, oluşma aşamasındaki küresel baloncukun çapı r_b Şekil 4.3'de belirtilmiş evaporatörün duvar/fitil dengesinde göz önüne alınır.

P_w^s ile gösterilen doyma basıncı, içeride ve dışarıdaki baloncuklar arasındaki basınç farkından dolayı olan net normal dış kuvvetle ilişkilendirilerek;

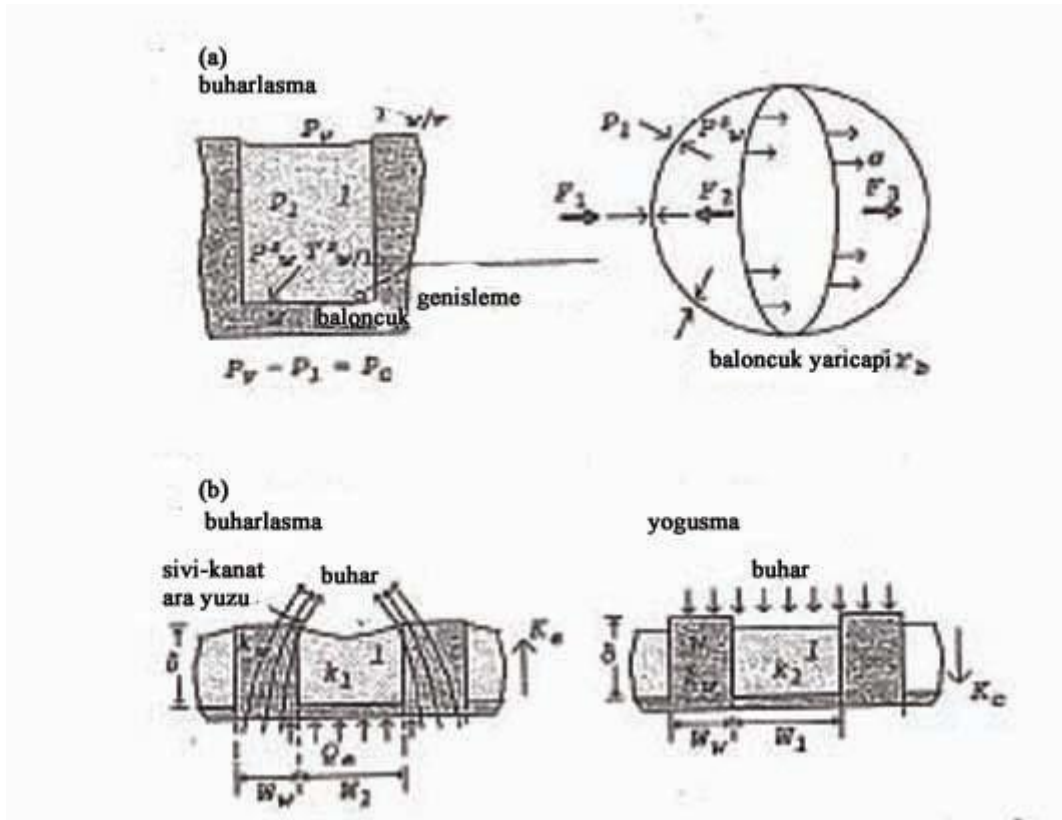
$$F_2 - F_1 = \pi r_b^2 (P_w^s - P_l) \quad (4.51)$$

ile bulunur. Dairenin çevresi boyunca yüzey geriliminin direnç kuvveti (baloncuğun iki küreden oluştuğunu varsayalım) aşağıdaki gibi bulunur;

$$F_3 = 2\pi r_b \sigma \quad (4.52)$$

Kararlı, sağlam baloncuk için, $F_2 - F_1 = F_3$ veya

$$\pi r_b^2 (P_w^s - P_l) = 2\pi r_b \sigma \quad (4.53)$$



Şekil 4.3. Baloncuk mekaniği ve evaporatör ve kondensatördeki radyal ısı transferi; a) balon dengesi için $F_2 - F_1 = F_3$ ve b) ısı borusu uzunluğu başına iletkenlik

Buradan sıvı basıncı düşük yüzey gerilimine sahip sıvı-buhar ara yüzü basıncı olduğu söylenebilir. Böylece;

$$\pi r_b^2 (P_w^s - P_v + P_c) = 2\pi r_b \sigma \quad (4.54)$$

veya;

$$P_w^s - P_v = 2\sigma/r_b - P_c \quad (4.55)$$

Fitil yapısı boru duvarı ve buhar esasına göre sınırlandırılmıştır. Duvar fitil ara yüzündeki sıvının doyma sıcaklığının $T_{w/l}^s$ ve fitil ara yüzündeki buhar sıcaklığının $T_{w/v}^s$ ile belirtildiği (doyma sıcaklığı-basıncı çizgisi boyunca) Clausius-Clapeyron eşitliği yaklaşık şöyle verilir;

$$\frac{dP}{dT} = \lambda \rho_v / T_v \approx (P_w^s - P_v) / (T_{w/l}^s - T_{w/v}^s) \quad (4.56)$$

daha önce elde edilen eşitlikler yerine konulursa;

$$T_{w/l}^s - T_{w/v}^s = (T_v / \lambda \rho_v) [(2\sigma/r_b) - P_c] \quad (4.57)$$

katı fitil duvarına paralel sıvı kısmında oluşan radyal sıcaklık farkına bağlı ısı transferinin yönü Şekil 4.3b'de gösterilmiştir. Üniform sıcaklık dağılımı için, evaporatördeki toplam giriş ısı Q_e (W) ;

$$Q_e = K_{eff} (T_{w/l}^s - T_{w/v}^s) \quad (4.58)$$

burada K_{eff} bütün evaporatör boyunca etkili radyal iletimdir. Silindirik geometri için, radyal evaporatör iletkenliği terimi k_e kullanılmalıdır;

$$K_{eff} = k_e (2\pi L_e) / \ln(D_i / D_v) \quad (4.59)$$

Şekil 4.1’de gösterildiği gibi, D_i iç çap ve D_v buhar çekirdeğini çapıdır. Böylece;

$$Q_e = [2\pi L_e k_e T_v / \lambda \rho_v \ln(D_i / D_v)] [(2\sigma / r_b) - P_c] \quad (4.60)$$

evaporatörde kararlı termodinamik baloncuk (çapı r_b) durumunda meydana gelen ısı miktarı bulunur. Isı uygulandığında;

$$Q_e^- < [2\pi L_e k_e T_v / \lambda \rho_v \ln(D_i / D_v)] [(2\sigma / r_b) - P_c] \quad (4.61)$$

olduğu zaman baloncuk sönecek. Diğer taraftan, eğer;

$$Q_e^+ > [2\pi L_e k_e T_v / \lambda \rho_v \ln(D_i / D_v)] [(2\sigma / r_b) - P_c] \quad (4.62)$$

olduğu zaman baloncuk uygun büyüklükte kararlı bir çapa ulaşacaktır.

Bunlar fitil içindeki hem sıvı hem de katı ısı yolunu anlatan evaporatörün radyal iletkenliğini hesaplamak için olan çeşitli metotlardır. Chi sıvı ve katının içerdiği hacim ilişkisine ve film katsayısı bağıntısına dayanarak madde özellikleri için k_e ’yi ele almıştır. Böylece (bakınız Şekil 4.3b) evaporatördeki birim uzunluk başına iletkenlik K_e sıvı boyunca K_l ve sıvı/buhar ara yüzünde buharın ısı transferiyle duvar boyunca olan K_{w-v} iletkenliklerin toplamıdır. Bu da;

$$K_e = K_l + K_{w-v} \quad (4.63)$$

$$1/K_{w-v} = 1/K_w + 1/C_{w-v} \quad (4.64)$$

Burada K_l (W/mK) = $k_l W_l / \delta$, K_w (W/mK) = $k_w W_w / \delta$, ve C_{w-v} sıvı-kanat ara yüzündeki iletkenliktir. Evaporatör uzunluğu terimleriyle, Chi’nin eşitliği yazılabilir;

$$C_{w-v} = [k_l / 0.185 W_w] W_w \quad (4.65)$$

evaporatör iletkenliği k_e aşağıdaki eşitlik ile tanımlanır;

$$K_e \equiv k_e (W_w + W_w) / \delta \quad (4.66)$$

sonuçta yerine konulursa;

$$k_e = [k_l k_w W_w \delta + k_l W_l (k_l \delta + 0.185 k_w W_w)] / [(W_l + W_w) (k_l \delta + 0.185 k_w W_w)] \quad (4.67)$$

Benzer şekilde kondensatör iletkenliği k_c bulunabilir;

$$k_c = (k_l W_l + k_w W_w) / (W_l + W_w) \quad (4.68)$$

Oluklu ısı boruları için sayısal örnekte W_w şöyle hesaplanabilir;

$$W_w = (\pi D_i - N w) / N = [11.5 \pi - (27)(0.6)] / 27 = 0.74 \text{ m}$$

$$k_e = \{ (0.74E-3)(0.49)(168)(1.1E-3) + [(0.6E-3)(0.49)] [0.185(0.74E-3)(168) + 0.49(1.1E-3)] \} / \{ [(0.6E-3) + (0.74E-3)] [0.185(0.74E-3)(168) + 0.49(1.1E-3)] \}$$

$$k_e = 2.34 \text{ W/mK}$$

Oluklu ısı borularında, eğer $P_c = 2\sigma/\omega$ 'in $2\sigma/r_b$ 'den çok küçük olduğu kabul edilirse, mikroskobik r_b için ω 'nin makroskobik olduğu kabul edilir. Böylece;

$$Q_e(W) \approx \{ [2\pi(0.15)(2.34)(290)] / [(1.2E6)(6)\ln(1.15/0.93)] \} \{ 2(0.0202) / r_b \} \quad (4.69)$$

$$Q_e(W) \approx 1.690E-5 / r_b \quad (4.70)$$

Şimdiki soru, etkili faktörlerden herhangi birine bağlı olarak büyüklük sırasıyla değiştiğinde gelişme aşamasındaki çap için belirlenmiş değer ne olduğudur. r_b 'nin rapor edilmiş veya önerilmiş büyüklüğü 10^{-8} m 'den başlayarak sırasıyla 10^{-5} m 'ye

kadar devam eder. Kolayca görülebileceği gibi, r_b 10^{-5} veya daha büyük olduğu zaman, giriş ısısı kaynama sınırını aşmamak için birkaç Watt'dan daha az olmalıdır. Diğer taraftan, 10^{-7} veya daha küçük değerlerde kılcal limitteki tam sınırlama alanı ilk olarak 168.6 W iken hesaplanır. Aynı zamanda, hatta aynı büyüklük sırasında, ısıtma limiti değerinin önceden verilmiş belirtilmiş tolerans değerleri vardır. Verilen sayısal verileri kullanarak, $r_b=10^{-7}$ iken kılcal limit sınırında ısı borusu yapılırsa, $r_b=0.5 \times 10^{-7}$ durumunda işlem kesinlikle kılcal limitte yapılır.

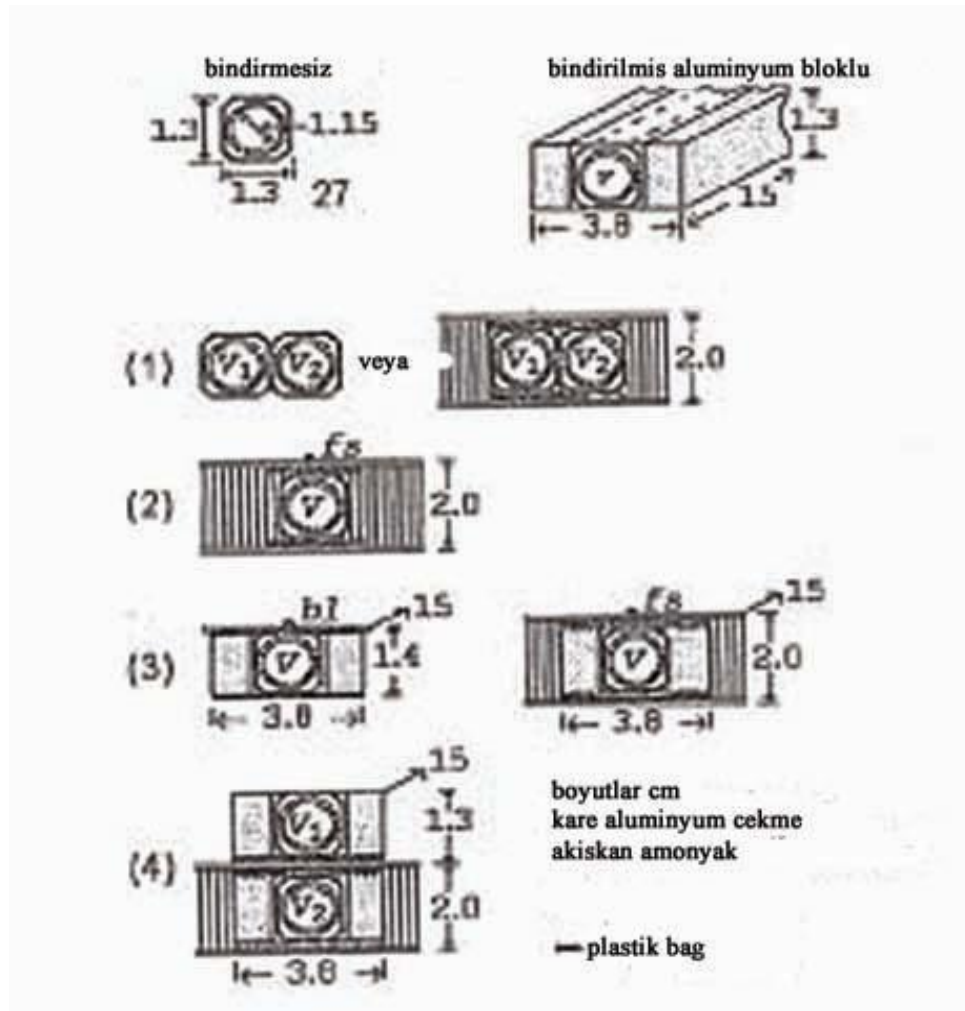
Anlamsız engellerden kaçınmak için, bazı ısı mühendisleri uydularda kullanılmak üzere tasarlanmış olan ısı borusu işleminin tamamını yansıtan test koşullarında ısıtma limitlerine bakarlar. Anma sıcaklığında tek bir ısı borusundaki dış ısının miktarının büyüklüğünü söylemek için ağırlık ve maliyet sınırlamaları karşılaştırılmalıdır. NASA uydularındaki oluklu ısı borularının radyal giriş ısıları genellikle 1 W/cm^2 'den daha küçük evaporatör alanı ile sınırlandırılmıştır. Bu ısıtma seviyesindeki işlemin kılcal limitindeki sapma nadiren görülebilir ve bu temizlik (ıslanabilirlik) veya üretim eksikliğinin belirtisi olmalıdır. Çalışma akışkanı olarak amonyak kullanılması durumunda, yeteri derecede temiz ve çeşitli fitilli ısı boruları dolu olduğunu ispatlayan inceleme sonuçları, işlem anma sıcaklığındaki normal ısı boruları modunda iken buharlaştırıcının 5 W/cm^2 'sinden fazla alanında ısı akılarını devam ettirebilir.

4.4. Isı Borulu Uydu Panelinin Isıl Modeli

Genellikle, başlangıçları ve diğer süreksizlikleri içeren dahili ısı borusu çalışmaları, inceleme ve termal modelin içine girmeme olarak ikiye ayrılır. Isı borulu uydu panelleri için düğüm şebekeleri, çok yüksek iletkenliğe sahip birbirine bağlanmış düğüm kümeleri veya düğümler izotermal aritmetikte genellikle her bir borudaki buharı temsil eder. Şebeke ileticileri, platforma monte edilmiş elektronikler boyunca ısı yolunu izledikten sonra, ısı borusu düğüm hatlarını boydan boya geçer veya yüzeylere kenetlenir; flanşlar boyunca, tüp duvarı ve oluklar, ıslak yüzeyleri boydan boya geçer; içinde buhar (evaporatör); soğutma sebebiyle de dışında (kondensatör). Analizler ısı yolları içeren ısı borularının transfer kabiliyeti olduğunu ve tasarlanmış

ısı borularının işlevini yerine getirdiğini varsayar. Eğer talep edilirse, etkin düğüm için buharın ortadan kaldırılmasıyla veya çalışan ısı borusunun uzunluğunun sadece bir kısmı modellenerek hataların veya performans düşümlerinin benzerleri yapılabilir.

Bağ hatlarındaki benzerlikte ve oluk yapılarında belirsizlikler sebebiyle, analizlerde kullanılan iletkenlik verilerinin elde edildiği testler, sıklıkla gerçek bilgisayar donanımında gerçekleştirilir. Genellikle, test değerleri değişik ısı yolları ve sıcaklıklarda yapılan birbirinden farklı ölçümlerin ortalamasıdır.



Şekil 4.4. ATS-6 ısı borusu: bindirilmiş yapılandırmaları ve petek panellerin bağlantısı

Tablo 4.2’de kurulumu Şekil 4.4 gösterilmiş olan, kontrol edilmiş testlerden (çoğunluk 0-40 °C arasında) elde edilmiş ve yayınlanmamış sonuçların iletkenlikleri

listelenmiştir. Verilerin çoğu ATS-6 ısı borusuna aittir. Aynı dizaynları kullanan uyduların sonraki testleri ve gözlenen sıcaklıkları (NASA'nın MMS, TOPEX/Poseidon, komuta ve veri kullanma modülleri OSC, vs. tarafından üretilmiştir.) genelde tutarlılık gösterir.

Analitik verilerin ister istemez özelliklerle ilgili varsayımlara, kalınlığa ve bağ hatlarının benzerliğine bağlı olmasına rağmen, bunlar ısı transfer analizleri tarafından tanımlanan değerlerle karşılıklı ilişkide uyumludurlar [1].

Uydu ısı kontrol sistemlerinin ilk aşaması tasarımdır. Isıl tasarım, ön tasarım gözen geçirme ve kritik tasarım gözden geçirme olarak ikiye ayrılır. Ön tasarım gözden geçirme aşamasında önemli olan gereksinimler belirlenmeli ve ön tasarım yapılmalıdır. Kritik tasarım gözden geçirme aşamasında da detaylı olarak ısı kontrol sistemlerinin tasarımları yapılır.

Uyduların tasarım aşamalarında çeşitli ısı donanımlar kullanılmaktadır. Bu donanımlar yapıları gereği ve çalışma durumları göz önüne alınarak pasif ve aktif donanımlar olarak ikiye ayrılır. Pasif kontrol sisteminde ısı kontrol kaplamaları, çok katmanlı izolasyon malzemesi, optik güneş reflektörü, sabit iletimli ısı boruları, ısı takviye elemanı hal değiştiriciler, radyatörler gibi hareketli parçaları olmayan, enerji harcamayan donanımlar bulunur. Aktif kontrol sisteminde de elektrikli ısıtıcılar, çevrimli ısı boruları, ısı kapakçıkları/ısı panjuru, termistörler gibi enerjiye ihtiyaç duyan ve/veya hareketli donanımlar bulunur.

Uyduların ısı tasarımları uydu çalışma koşullarının benzetimlerinin zorluğu ve maliyetinin yüksek olması nedeniyle genellikle bilgisayar ortamında yapılır. Bu sebepten matematiksel modelleme uydu tasarımı için çok önemlidir.

Tablo 4.2. Bal peteği panellerinde üst üste bindirilmiş ATS-6 ısı borularındaki testlerden elde edilen iletkenlik değerleri

<p>0,075 mm plastik ara yüzlerle birbirine bağlanmış iki ısı borusu (bal peteğinde iliştirilmiş veya serbest)</p> <p>Buhar düğümü 1'den buhar düğümü 2'ye olan iletkenlik:</p> $K_{v1-v2} = 21.2W / K$ <p>ısı borusunun 1 metresi için</p>
<p>0,63 mm alüminyum yüzey katmanı ile 2,0 cm bal peteği panelde bağlanmış ısı borusu; plastik bağlantı kalınlığı yaklaşık olarak 0,075 mm</p> <p>Yüzey katmanı düğümünden çap boyunca zıt buhar düğümüne iletkenlik:</p> $K_{fs-v} = 20.4W / K$ <p>ısı borusunun 1 metresi için</p>
<p>15x3,8x1,3 cm³ alüminyum bloklarla kısmen mesnetlenmiş (0,075 mm plastik bağlantıyla kullanılarak ortalanmış)ısı borusu</p> <p>Bağlantı hattından buhara iletkenlik:</p> $K_{bl-v} = 9.0W / K$ <p>3,8x15 cm² temas alanı başına (=1579 W/K m² temas alanı başına)</p>
<p>2,0 cm, 0,50 mm bal peteği (alüminyum yüzey katmanı) içine 0,075 mm plastikle bağlanmış blok/boru</p> <p>Yüzey katmanı düğümünden çap boyunca zıt buhar düğümüne iletkenlik:</p> $K_{fs-v} = 8.4W / K$ <p>3,8x15 cm² temas alanı başına (=1474 W/K m² temas alanı başına)</p>
<p>Yüzey katmanına (ısıl yağlı ara yüz, yaklaşık olarak 0,15 mm kalınlığında, bazı dizaynlarda cıvata kullanılır)mesnetle bağlı blok/boru, bal peteğinde bağlı (0,075 mm plastik bağlantı) çap boyunca zıt mesnetli ısı boru</p> <p>Buhar düğümü 1'den buhar düğümü 2'ye flanş/blok/yüzey boyunca iletkenlik:</p> $K_{v1-v2} = 3.9W / K$ <p>15x3,8 cm² temas alanı başına</p> <p>Adyabatik uzunluk boyunca verimli iletkenlik (buhar düğümü):</p> $\textcircled{Q} (10^5) \text{ W/m Kelvin derece başına boru uzunluğu}$
<p>Film katsayıları:</p> <p>Evaporatörde : $5500 < h_e < 7000 \text{ W/m}^2\text{K}$ evaporatör iç (ıslak) alanı</p> <p>Kondensatörde : $8000 < h_c < 10\ 000 \text{ W/m}^2\text{K}$ kondenser iç (ıslak) alanı</p>

Uydunun ısı analizi transfer yörünge (TO) ve yerle dönen yörünge (GEO) için yapılır. TO analizleri, uydunun fırlatılmasından GEO'ya yerleşene kadarki kısımları kapsar. Daha sonra GEO analizleri yapılır. Uydunun yerledönen yörüngesindeki pozisyonuna bağlı olarak gelen güneş ışınımı, uydunun boylam pozisyonuna, güneşe ve dünyaya olan uzaklığa, tutulma zamanına ve uydu geometrisine bağlı olarak

değişmektedir. Analizlerin yapılabilmesi için güneşten gelen ışınımın, elektronik elemanların ürettiği ısının, elemanlar arasındaki ısı birleştirmenin, yüzey soğurulma katsayısının ve yüzey yayınlama katsayısının bilinmesi gerekmektedir.

Isıl analiz bir uydunun sıcaklığını kabul edilen veya dar olan bir ortamda tahmin edilmesi ile ilgilidir. Isıl kontrol sistem analizi uydunun farklı evrelerinde fonksiyonunu yerine getirecek şekilde yapılmaktadır. Bu evreler: Yerde depolama, fırlatma, transfer yörüngesi ve dünya eş zamanlı yörünge.

Farklı evrelerde, uydunun konfigürasyonuna göre farklı modeller kullanılarak ısı analizler yapılır. Analizler sırasında kullanılacak uydu konfigürasyonları sırasıyla;

- Yerde kapalı durumda,
- Fırlatma öncesi ve fırlatma anında,
- Yarı açık durumda transfer yörüngede,
- Tam açık durumda dünya eş zamanlı yörüngede.

Uydu analizleri uydunun en kritik durumları olan sıcak ve en soğuk operasyon durumları göz önüne alınarak yapılır. Bu durum analizleri uydunun bütün donanımları ile gerçekleştirilir. Isıl kontrol sistem analizlerinde uyduların ısı analizlerinin yapılması için yazılım programları kullanılır.

Uydularda ısı testler ısı analizlerden elde edilen sonuçları değerlendirmek ve tasarlanan uydunun tasarımlarının doğrulanması için yapılır. Bir uydu sisteminde testler ekipman, alt sistem ve sistem seviyesinde yapılmaktadır. Uydunun sistem seviyesindeki testleri ısı vakum odasında ısı denge testi ve ısı döngü testi olarak iki aşamada yapılır.

Isıl denge testinin amacı matematik modelleme kullanılarak elde edilen sıcaklık değerlerinin karşılaştırılmasıdır. Isıl döngü testi ise, uyduda yer alan ekipmanların, vakum odasında ekipmaların çalışma sınır sıcaklık şartlarına maruz bırakılıp performansının kontrol edilmesi için yapılmaktadır [16, 17, 18].

4.5. Isı Borusu Radyatörü ve Soğutucu Akışkan Kolektörü Arasındaki Isıl Etkileşim

Kilowatt alanında elektrik güçlü geleceğin uydularının büyük yükler taşıdığı düşündürülür. Bunlar dağıtımda karmaşık akışkan şebekeleri olan ve atık ısıyı geri çeviren radyatörlerle donatılabilirler. Bazı sistemleri destekleyen bir dizi fikirler gelişmiştir. Fazdan kar elde eden ısı boruları ve diğer cihazlar ısı transferi ve kılcal pompalamayı önerir. Bu çalışmadaki büyük sorunlardan biri, yayılmadan sonra akışkanın aktığı ve ısı sürekliliğini devam ettiren ara yüzeyler ve esnek bağlantılı katlanabilir sistemin mekanik dizaynıdır.

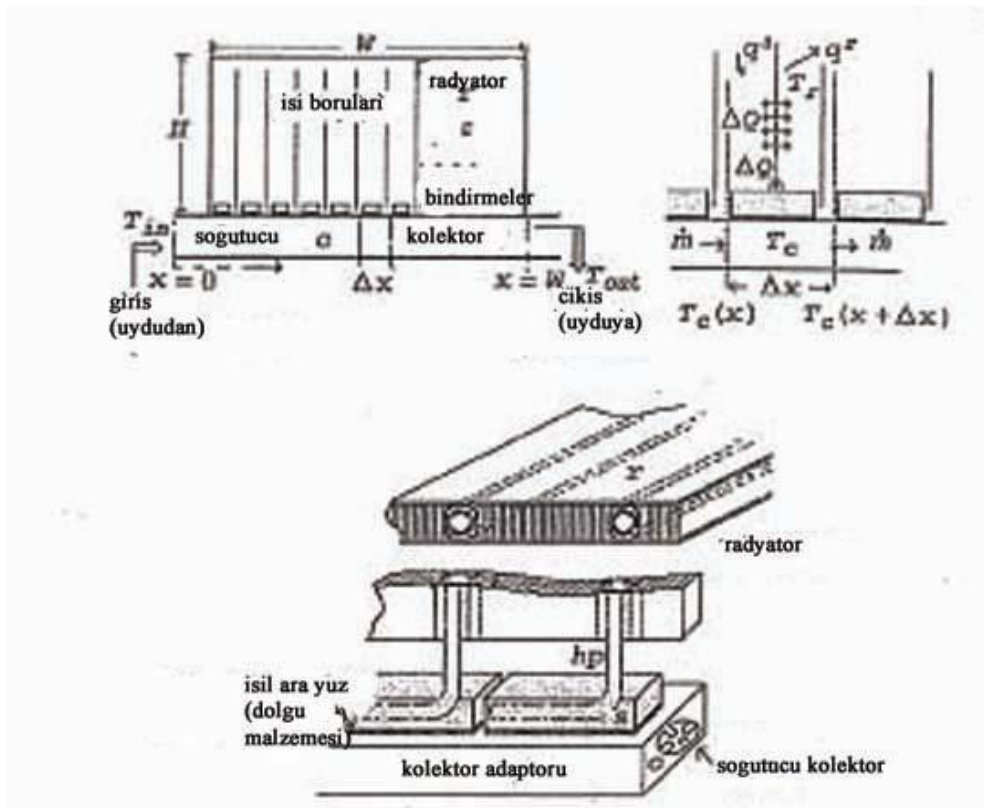
Isı borusu radyatör-soğutucu sistemin dikkate alınmasıyla oluşabilen bu kavramla bazı ilkeler ve limitlerin ortaklığı şematik olarak Şekil 4.5’de (hatta Şekil 4.6’da) gösterilmiştir. taslaklarda uydudan toplanan ısı ve radyatör ısı borularından transfer edilen ısı için kolektör vasıtasıyla soğutucu akışkanın sürekli olarak pompalandığı gösterilmiştir. Maksat verilen ısı yolu ve izin verilen basınçta tanımlanan doyma sıcaklığındaki radyatör boyutu için temelde akış ve geometrik parametreler arasındaki ilişkiyi elde etmektir.

Oluklu, amonyak dolu ATS-6 ısı boruları bal peteği radyatörlerin içinde merkezi olarak depolanmışlardır. Bu Şekil 4.5’de gösterilmiştir. Bunların kıvrık çıkıntılı uçları mesnetlenmiştir ve kolektör adaptörü ile birleştirilmiştir. Mesnetlere yakın boşluğa izin verilir, böylece hemen hemen ara yüzey mesnet bloğu çizgisinde devamlı olur.

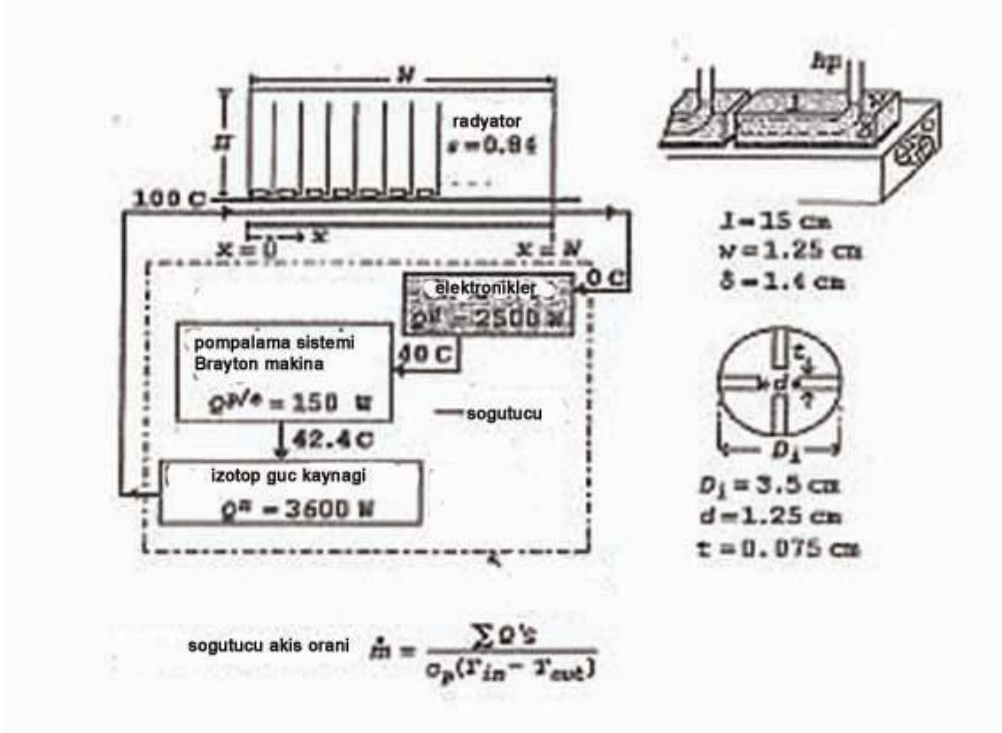
Uydu ve radyatörle kolektör dizaynı ve ara yüz metodu ayrı çalışmalardır. Çalışmalarda mevcut uzay, duvar malzemesi ile uyumlu soğutucu, pompalama gereksinimi ve sistemin basıncı ve sıcaklığı gibi bazı faktörler hesaba katılır. Hatta, ek olarak mevcut birikmiş basınçla ve ısı taşıma oranıyla, iletim ısı transfer katsayılı aritmetik ürüne uygun kanal boyutlandırmasıyla ve istenilen sıcaklığı sağlayan birleşik alanla tutarlı olmak zorundadır. Şunu belirtmek gerekir ki, bu çalışmada seçilen dairesel kesitli kanatlar (4 kanat) ideal dizayn olamaz ve anlaşılıyor ki kanal

çapı ağırlık ve uzay kısıtlamalarından dolayı çok büyük yapılmamalıdır. Çünkü çembere ait sıcaklık derecesi çapla arttığı için ısı transferi zarar görür.

Analiz sonuçlarına göre, kararlı durumda normal ısı borusu uygulamasında evaporatör için hareketli mesnet bölgesi ve kondensatör için de borunun geri kalan kısmı beraber farz edilir. Radyatör yüzeylerinin ikisi de radyatörün üniform optik özellikleri ve her iki yüzey de eşit ısıtıldığı zaman aynı sıcaklık profiline, aslında kutunun sıcaklık profiline varlığı için değerlendirilir ve bu hemen hemen her zaman ince kanallar için doğrudur. Hatta, bu tip analizlerde yaklaşım bölgesi genellikle Şekil 4.5’de bütün mesnetlerin en küçüğünü çevreleyen yeterli büyüklükte seçilmiş Δx ile tanımlanır. Fakat diferansiyel hesaplamada formüle edilmesi için yeteri kadar küçük olması gerekir. Bu teknik mesnet ihmal edilebilecek kadar küçük olduğunda ve hatalar mesnet boyunun artmasıyla ilerleyerek arttığında kesindir. Sınırlı element çözümleri ile kıyaslanınca mesnet uzunluğu 1/50 arasında veya toplam kolektör uzunluğundan daha az olduğu zaman prosedürlerin doğruluğu kabul edilir.



Şekil 4.5. Isı borusu panel-soğutucu sistemi



Şekil 4.6. Reddedilen ısıyla ısı borusu radyatöründe soğutucu çevrimi tarafından yapılan uydu ısı kontrolü; veriler sayısal örneğe aittir

ΔQ enerji paketinin soğutucudan c radyatöre r doğru izlediği yol ara yüzde Δx ile aşağıdaki gibidir;

$$\Delta Q = -\left(\dot{m} c_p\right) \Delta T_c = K(T_c - T_r) \Delta x \quad (4.71)$$

burada \dot{m} akışın soğutucu kütle debisi, c_p sabit basınçta soğutucu özgül ısı ve K (W/K kolektör uzunluğunun her bir metresi başına) soğutucudan radyatöre toplam iletkenliktir. Diferansiyel formda yazılırsa;

$$\frac{dT_c}{dx} = -\left[K / \left(\dot{m} c_p\right)\right] (T_c - T_r) \quad (4.72)$$

Soğutucu ve radyatör sıcaklıklarını hesaplamak için bu ilk iki eşitliğe ihtiyaç vardır. Sınır durum ısı dengesinde kontrol altına alınır. Sistemin sıcaklığı kolektör uzunluğu boyunca T_{in} 'den T_{out} 'a düştüğü için akışkan tarafından serbest bırakılan Q

reddedilmiş olduğundan toplam ısı eşit tutulur ve ısı dengesi sağlanmış olur. Bu da şöyle gösterilir;

$$Q = \int_0^W dQ = m c_p (T_{in} - T_{out}) \quad (4.73)$$

Şimdi, her bir ısı borusu uzunluğu boyunca hemen hemen izotermaldir ve uç etkileri ihmal edilebilir ve radyatördeki eş sıcaklık çizgileri ısı borusuna paralel hale gelir. Böylece, üniform radyatör kesitleri ve aykırı olmayan derece artışları için kenara ait sıcaklık tanımı bir boyutlu olur;

$$\frac{d^2 T_r}{dx^2} + \frac{A^a q^a(x)}{kA^k W} - \frac{\varepsilon A^r \sigma T_r^4}{kA^k W} = 0 \quad (4.74)$$

Burada W radyatör uzunluğu boyunca sıcaklık artış derecesi ve üst simgeler a , k ve r sırasıyla emilmiş, iletilmiş ve yayılmış enerji ile ilgilidir.

Zorluk derecesini azaltmak için, radyatörün yan tarafındaki zayıf etki için varsayım yapılır. Ve böylece ısı her bir ısı borusunun çoğunlukla kendi yakın çevresine yaymasıyla serbest bırakılır. Gerçekte hafif ve büyük ısı rezistans çizgileri boyunca hareketli bölümlere ayrılmış yapıdaki bal peteği panellerde bu temel hareket değildir. Buna göre, diferansiyel eşitlik aşağıdaki şekli alır;

$$K(T_c - T_r) + A^a q^a(x)/W = \varepsilon A^r \sigma T_r^4 / W \quad (4.75)$$

Bu ikinci eşitlik, reddedilen ısı terimleri T_c ve T_r , sistemin akışı ve geometrik parametreler için çözüme imkan verir.

Basit çözümde, bulunanların yerine konulması ile;

$$T_r^4 \approx T_m^4 + 4T_m^3(T_r - T_m) \quad (4.76)$$

uygun tanımlanmış T_m ile;

$$\sigma T_m^4 \equiv \frac{1}{\varepsilon A^r} \left[Q + \int_0^W q^a(x) dA^a \right] \quad (4.77)$$

Uzunluğu W (ısıtıcı boyunca), yüksekliği H (ısı borusunun uzunluğu yaklaşık; $dA^a = H dx$) olan dikdörtgen şeklindeki radyatör için sonuçlar, düzenli emilmiş çevresel akı ile ;

$$T_c = C_1 + (T_{in} + C_1) \exp(-C_2 x) \quad (4.78)$$

ve;

$$T_r = C_3 + C_4 T_c \quad (4.79)$$

buradan;

$$C_1 = (U + 3\varepsilon \sigma T_m^4) / 4\varepsilon \sigma T_m^3 \quad (4.80)$$

$$C_2 = \left[K / m c_p \right] \left[4\varepsilon \sigma T_m^3 / (4\varepsilon \sigma T_m^3 + K/H) \right] \quad (4.81)$$

$$C_3 = (U + 3\varepsilon \sigma T_m^4) / (4\varepsilon \sigma T_m^3 + K/H) \quad (4.82)$$

$$C_4 = (K/H) / (4\varepsilon \sigma T_m^3 + K/H) \quad (4.84)$$

ve;

$$\varepsilon \sigma T_m^4 = [Q + UWH] / WH \quad (4.85)$$

Yayımlı kabiliyeti ε ve çevre ısı U uzayda radyatörün şekil faktörlerini yansıtmalıdır. Böylece, ortalama sıcaklığın hesabında, radyatörün bir kenarındaki ısıtma için U 'dan bahsedilmesine rağmen, eğer iki kenar uzayda görülüyorsa ε toplam yayımdır.

Radyatörün soğutucu akışkanından olan toplam iletkenlik, tanımlanmış kuralların birleşimine göre hesaplanır, bu da;

$$K = 1 / \left[(K_{c-s})^{-1} + (K_{s-hp})^{-1} + (K_{hp-r})^{-1} \right] \quad (4.86)$$

burada c, s, hp ve r soğutucu, kolektör ve mesnet arasındaki ısıl ara yüzey, ısı borusu buharı ve radyatör yüzeyidir. İletkenlik tanımında ihtiyaç duyulduğu için, ayrılma miktarları geometri terimlerinde uyumlu tanımlamalar olmak zorundadır, bunun anlamı K ısıtıcı (veya kolektör) uzunluğunun metresi başına W/K olduğunda, kolektör adaptöründeki çevresel sıcaklık değişimi değildir.

$$K_{c-s} = hA^c \quad (4.87)$$

burada h içe ait iletkenlik katsayısı ve A^c kolektörün 1m'sinin ıslak çevre uzunluğudur. Benzer olarak, K_{s-hp} ve K_{hp-r} özel mesnetli ısı borusu konfigürasyonu için değer almalıdır, fakat kolektör uzunluğu boyunca ara yüzey geometrisini göstermek için değiştirilmelidir. Tablo 4.2'deki konfigürasyon ve data için, izotermal 15 cm mesnet uzunluğu kolektör boyunca sağlar;

$$K_{s-hp} \approx K_{bl-v} (100/15) \text{ W/K kolektör uzunluğunun m'si başına} \quad (4.88)$$

burada kısmen mesnetli ısı borusu kutusuna göre Tablo 4.2'de $K_{bl-v} = 9.0 \text{ W/K}$ 15 cm uzunluk boyunca ve kalınlık 3.8 cm'ye eşit. Hatta;

$$K_{hp-r} \approx 2K_{fs-v} (100/15)H \text{ W/K kolektör uzunluğunun m'si başına} \quad (4.89)$$

burada H ısı borusu uzunluğu (ısı borularının ayrı ayrı 15 cm oldukları varsayılır) ve ısı borusu kutusuna göre Tablo 4.2'de merkezi biraz uzağa bağlanmıştır, $K_{fs-v} = 20.4$ W/K ısı borusu uzunluğunun m'si başına değeridir. Bal peteği radyatör katmanının her iki yüzünde ısı borusu aynı şekilde birleştirilir ki Faktör 2 sağ tarafta varsayım haline gelir. Böylece;

$$K = 1/[1/hA^c + 1/60 + 1/272H] \quad (4.90)$$

Şekil 4.6 sirküle eden radyoizotop termodinamik devirli çalışma akışkanının (helyum/xenon karışımı) monte edilmiş standart elektroniklerde devrinin ısı kontrolü için kullanıldığı nükleer güçlü haberleşme uydularının soğutması için bir uygulama gösterilmektedir. Uydu GEO'dadır. Soğutucunun nükleer kaynaktan 100 °C'da ayrıldığı biliniyor ve platforma monte edilmiş elektroniklerin sürekli olarak 0 ve 40 °C arasında olması gerekmektedir. İşlem basınç $2.62E5$ N/m²'dir ve dışsal basınç kaybı bu değerini %25'ini veya $6.55E4$ N/m² değerini aşmamalıdır. Sıcaklık fonksiyonunun soğutucu özellikleri Tablo 4.3'da verilmiştir.

Şekil 4.6'de takip eden çevrim belirlenmiş güç paylaşımı için gerekli sıcaklığı karşılar. Yüksek dağılımlı elektroniklerin yeni gelen akış için daha yakın bir yere yerleştirilmiş olabileceği tahmin edilir, böylece düşük ve dağıtımsız olanlar akım yönünden daha uzağa yerleştirileceklerdir. Daha çok genel durumlarda, izotop gücü sağlamak ve elektroniklerin sıcaklık gereksinimleri tutarsız olabilir. Bu durumda

Tablo 4.3. He/Xe karışımının özellikleri (molekül ağırlığı=83,8)

T, °C	c_p J/kgK	ρ , kg/m ³	k_f , W/mK	μ , Ns/m ²	Pr, $\mu c_p/k_f$
-17,8	247,86	6,08	0,0216	2,08E-05	0,239
40,0	247,86	6,08	0,0260	2,57E-05	0,245
96,1	247,86	6,08	0,0299	2,98E-05	0,247
200,0	244,22	5,92	0,0353	3,67E-05	0,254

soğutucu her bir kanalda farklı oranlarda akış oluşturduğunda birleştirilen by-pass iletim hattı karar verilmesini mümkün hale getirecektir. Fakat bu örnekte enerji korunumu orada bulunan bir kütle akış oranı ile tahmin edilmelidir.

$$\dot{m} = \sum Q_i / c_p (T_{in} - T_{out}) = (2500 + 150 + 3600) / [(247.86)(100)]$$

$$\dot{m} = 0.252 \text{ kg/s}$$

Şekil 4.6'daki kanatlı dairesel kolektör için, takip eden değerler hesaplanır.

Akış alanı;

$$A_{flow} = (\pi/4)(3.5/100)^2 - 2(3.5 - 1.25)0.075/(100)^2 = 9.28E - 4 \text{ m}^2$$

Islak çevre;

$$\pi(3.5/100) + 4(3.5 - 1.25)/100 = 0.20 \text{ m}$$

Taşınım yüzey alanı;

$$A^c = 0.20 \text{ m}^2 \text{ kolektör uzunluğunun metresi başına}$$

Hidrolik çap;

$$D_h = 4(9.28E - 4) / 0.20 = 0.0186 \text{ m}$$

Ortalama soğutucu hızı;

$$u = \dot{m} / \rho A_{flow} \tag{4.91}$$

$$u = 0.252 / \{6.08 [(\pi/4)(3.5/100)^2 - 2(3.5 - 1.25)0.075/(100)^2]\}$$

$$u = 44.7 \text{ m/s}$$

50 °C için ortalama Reynolds sayısı;

$$Re = \rho u D_h / \mu = (6.08)(44.7)(0.0186) / 2.64E-5$$

$$Re = 191479 > 100,000 \text{ (türbülanslı akış)}$$

Sistemin basıncını veren ses hızı ve ortalama sıcaklık;

$$u_s = (P/\rho)^{1/2} = (2.62E5/6.08)^{1/2} = 207.6 \text{ m/s}$$

Mach sayısı;

$$M = u/u_s = 44.7/207.6 = 0.22 < 0.3 \text{ (sıkıştırılmaz akış)}$$

Sürtünme faktörü (EkD'den);

$$f = 0.046 Re^{-1/5} = 0.046(191479)^{-1/5} = 0.004$$

Basınç düşümü;

$$\Delta P/W = 2f\rho u^2 / D_h = 2(0.004)(6.08)(44.7)^2 / 0.0186 = 5225.1 \text{ N/m}^2$$

Müsaade edilen kolektör uzunluğu;

$$W_{\max} = \Delta P_{\max} / 5225.1 = 6.55E4 / 5225.1 = 12.5 \text{ m}$$

Prandtl sayısı için verilen Nusselt sayısı;

$$Nu = 5 + 0.016 Re_{D_h}^c Pr^d$$

$$c = 0.88 - 0.24 / (4 + Pr)$$

$$d = 0.33 + 0.5e^{-0.6Pr}$$

50 °C'da;

$$c = 0.88 - 0.24/(4 + 0.246) = 0.823$$

$$d = 0.33 + 0.5e^{-(0.6)(0.246)} = 0.761$$

$$Nu = 5 + (0.016)(191479)^{0.823}(0.246)^{0.761} = 127.4$$

Nusselt sayısı 0-100 °C sıcaklık aralığında yaklaşık olarak sabit kalır.

Ortalama taşınım katsayısı;

$$h = Nu k / D_h = (127.4)(0.0267) / 0.0186 = 182.9 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Mesnetin soğutucudan iletim;

$$K_{c-s} = hA^c = 182.9(0.2) = 36.6 \text{ W/K kolektör uzunluğunun metresi başına}$$

Radyatörün soğutucu akışkanından iletim;

$$K = 1/[1/36.6 + 1/60 + 1/272H]$$

$$K = 272/(11.97 + 1/H) \text{ W/K kolektör uzunluğunun metresi başına} \quad (4.92)$$

Çevresel ısı olmadan ($U=0$) ve uzay için üniform emme $\varepsilon = 0.84$ (Z93 beyaz boya) haline maruz kalma;

$$\sigma T_m^4 = [Q + UWH] / 2\varepsilon WH \quad (4.93)$$

$$\sigma T_m^4 = (2500 + 150 + 3600) / (2)(0.84) LH \quad (4.94)$$

$$\sigma T_m^4 = 3720.24 / WH \text{ W/m}^2$$

$$C_1 = (U + 3\varepsilon\sigma T_m^4) / 4\varepsilon\sigma T_m^3 = (3/4)T_m \quad (4.95)$$

ve;

$$C_2 = \left[\frac{K}{m c_p} \right] \left[4\varepsilon \sigma T_m^3 / (4\varepsilon \sigma T_m^3 + K/H) \right] \quad (4.96)$$

$$C_2 = \left\{ 272 / [(11.97 + 1/H)(0.252)(247.86)] \right\} \left\{ 4(0.84) \sigma T_m^3 / [4(0.84) \sigma T_m^3 + 272 / (11.97 + 1/H)H] \right\} \quad (4.97)$$

veya yeniden düzenlenerek;

$$C_2 = 4.35 H \sigma T_m^3 / [(1 + 11.97 H) \sigma T_m^3 + 80.95] \text{ kolektör uzunluğunun metresi başına} \quad (4.98)$$

Buradan;

$$T_c = C_1 + (T_{in} + C_1) \exp(-C_2 x) \quad (4.99)$$

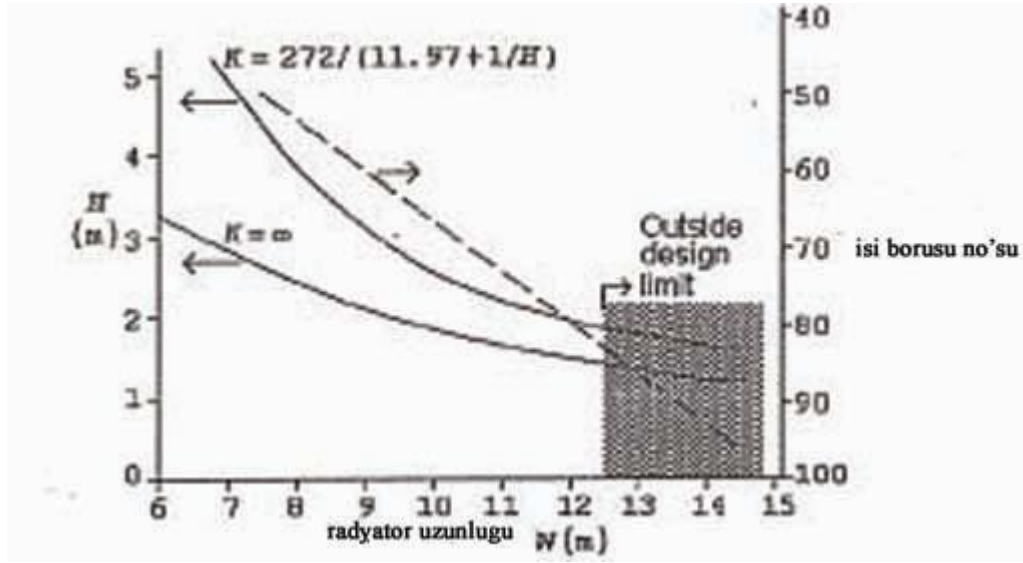
Kolektör dışındaki sıcaklık (Kelvin olarak);

$$273 = (3/4)T_m + [373 - (3/4)T_m] \exp(-C_2 L) \quad (4.100)$$

Bu eşitlikle W (kolektör veya radyatör uzunluğu) H 'a (15 cm evaporatör ötesinde ısı borusu uzunluğu) zorunlu bağlanır. Bir tanesi tanımlandığında, diğerleri gerekli sıcaklığı karşılamak benzersiz bir şekilde belirlenmiş olur. Sınırlama basınç kaybı için tanımlanmasına uygun olarak W 12.5 m'den daha küçük olarak aynen kalır.

Şekil 4.7'de sonuçlar özetlenmiştir. 15 cm aralıktaki ısı borusu sayısı apsisin sağ kısmında belirtilmiştir. Ara yüzdeki ısı transfer limitleri, son derece büyük radyatörler için soğutucudan iletimin olduğu kutularla karşılaştırılarak işaretlenmiştir veya;

$$C_{2,K \rightarrow \infty} = 4\varepsilon H \sigma T_m^3 / m c_p = 4(0.84) H \sigma T_m^3 / [0.252(247.86)] \quad (4.101)$$



Şekil 4.7. Uyduların elektronik bölümlerinde 0°C soğutucu sağlayan ısı borusu uzunluğu (radyatör yüksekliği) vs. kolektör uzunluğu (radyatör uzunluğu); 12,5 m kolektör uzunluğu basınç kısıtlamaları ile sınırlanmış; belirtilen ısı boruları 15 cm aralıklarda merkezli

$$C_{2,K \rightarrow \infty} = 0.0538 H \sigma T_m^3 \text{ kolektör uzunluğunun metresi başına} \quad (4.103)$$

Kolektör uzunluğunun neredeyse izin verilebilecek en üst limite eşit olmasını gerektirecek makul ısı borusu uzunluğunun (1-2 m) kullanılması ve sembolik iletkenlikle klasik ısı borusu yapısı sonuçlandırılır. Bu ayrılma uyumlu yüksek uyduların dağılımı veya çevre ısısından dolayı düzensizlik için küçüktür veya sınır değildir. Uzun ısı boruları değerlendirilebilir, fakat sonra mümkün olan bir tane tasarlanmalı ki onlar kılcal limit içinde ısı miktarında gerektirdiği ilettime duyarlı olmamalıdır.

Örneğin, kolektör uzunluğunun mekanik sınırlama limitinin maksimum 8 m olduğu varsayılır. Sonra, eğriden dolayı, bazı 53 adet ısı borusuna ki bunlarının her birinin 3.16 m civarında kondensatör uzunlukları vardır ihtiyaç olacaktır. Bu durumda;

$$\sigma T_m = Q / 2 \varepsilon W H = \{6250 / [(2)(0.84)(8)(3.16)]\} = 147.16 \text{ W/m}^2$$

$$T_m = (Q / 2 \varepsilon \sigma W H)^{1/4} = \{6250 / [(2)(0.84)(5.67E-8)(8)(3.16)]\}^{1/4} = 225.7 \text{ K}$$

$$\sigma T_m^3 = 0.652 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$C_1 = (3/4)T_m = (3/4)(225.7) = 169.3 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} C_2 &= 4.35H\sigma T_m^3 / [(1 + 11.97H)\sigma T_m^3 + 80.95] \\ &= 4.35(3.16)(0.652) / \{ [1 + (11.95)(3.16)](0.652) + 80.95 \} \\ &= 0.0844 \text{ kolektör uzunluğunun m'si başına} \end{aligned}$$

$$K = [272 / (11.97 + 1/H)] = 272 / (11.97 + 1/3.16)$$

$$= 22.14 \text{ W/K kolektör metresi başına}$$

$$K/H = 22.14/3.16 = 7.0 \text{ W/K kolektör uzunluğunun metresi başına}$$

$$\begin{aligned} C_3 &= 3\varepsilon\sigma T_m^4 / (4\varepsilon\sigma T_m^3 + K/H) \\ &= 3(0.84)(147.16) / [(4)(0.84)(0.652) + 7.0] = 40.35 \text{ K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_4 &= (K/H) / [4\varepsilon\sigma T_m^3 + (K/H)] = 7.0 / [(4)(0.84)(0.652) + 7.0] \\ &= 0.7616 \end{aligned}$$

ve sıcaklık dağılımı;

$$T_c = 169.3(373 - 169.3)\exp(-0.0844x)$$

$$T_r = 40.35 + 0.7616T_c$$

Sonuçlar Şekil 4.8a'da gösterilmiştir. Isı borusu buhar sıcaklığı aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$K(T_c - T_r) = K_{hp-r}(T_{hp} - T_r) \quad (4.103)$$

$K = 22.14$ kolektör metresi başına ve;

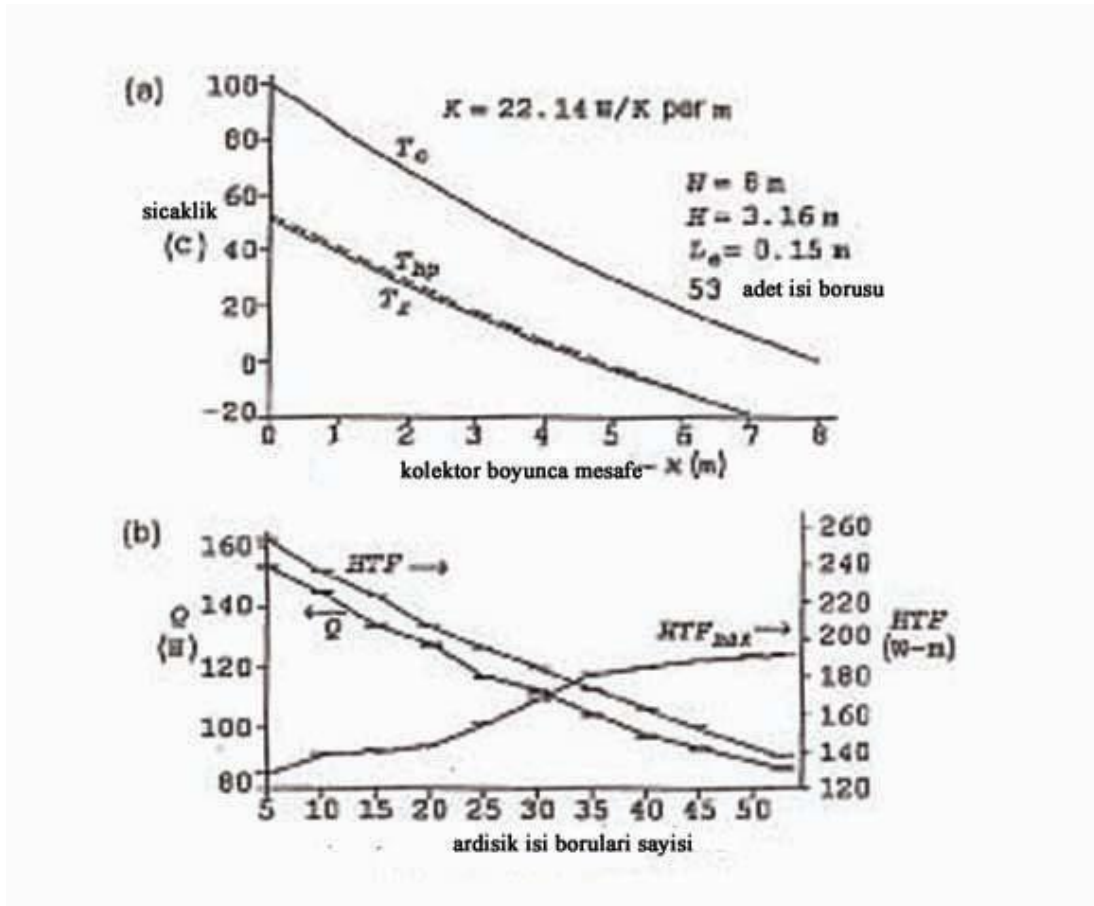
$$K_{hp-r} = 272H = (272)(3.16) = 859.52 \text{ W/K kolektör m'si başına}$$

Buhar $1.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($52.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ vs $x=0$ 'da $51.4\text{ }^{\circ}\text{C}$) – $0.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($-24.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ vs $x=8\text{ m}$ 'de $-24.7\text{ }^{\circ}\text{C}$) bölgesel radyatör sıcaklığı sınırları içinde olur. Her bir ısı borusundaki ısı transferi bu bölgedeki ortalama sıcaklıkla boru mesneti uzunluğunun ısı transferi için tanımlanan kolektör bölgesiyle elde edilir. Bu da, aşağıdaki gibi tanımlanır;

$$\Delta Q = K(T_c - T_r)\Delta x \quad (4.104)$$

$x=a$ ve $x=a+0.15\text{ m}$ arasında mesnetle her bir ısı borusu için girişte ısı şöyle hesaplanabilir;

$$\Delta Q|_{x=a-x=a+0.15} = 22.14(T_c - T_r)_{x=a+0.075}(0.15) \quad (4.105)$$



Şekil 4.8. Isı borusu radyatör-soğutucu sisteminin ısıl performansı: a) soğutucunun içinde $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ dışı $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'a dayanan sıcaklık dağılımı, b)ısı borularının bireysel ısı transferi ve ısı transfer faktörü

Tablo 4.4. Isı transfer faktörünün hesaplanmış limit değerleri

Isı Borusu No	Konum x m	T_c , K	T_r , K	T_{hp} , K	HTF, Wm	HTF _{max} Wm
1	0,075	371,7	323,4	324,6	265,5	116,1
10	1,425	349,9	306,8	307,9	236,8	139,4
20	2,925	328,4	290,5	291,5	208,4	143,0
30	4,425	309,5	276,1	277,0	183,5	167,7
33	4,875	304,3	272,1	272,9	177,0	175,4
34	5,025	302,6	270,8	271,6	174,8	177,8
40	5,925	292,8	263,4	264,2	161,5	184,1
50	7,425	278,2	252,2	252,9	142,8	190,6
53	7,875	274,1	249,1	249,7	137,4	192,0

Eğer borular 1'den 53'e içeriden dışarıya bölünmüşse, n adet ısı borusunun ısı transferi;

$$\Delta Q|_{hp.numbern} = 22.14(T_c - T_r)_{x=0.075+0.15(n-1)}(0.15) \quad (4.106)$$

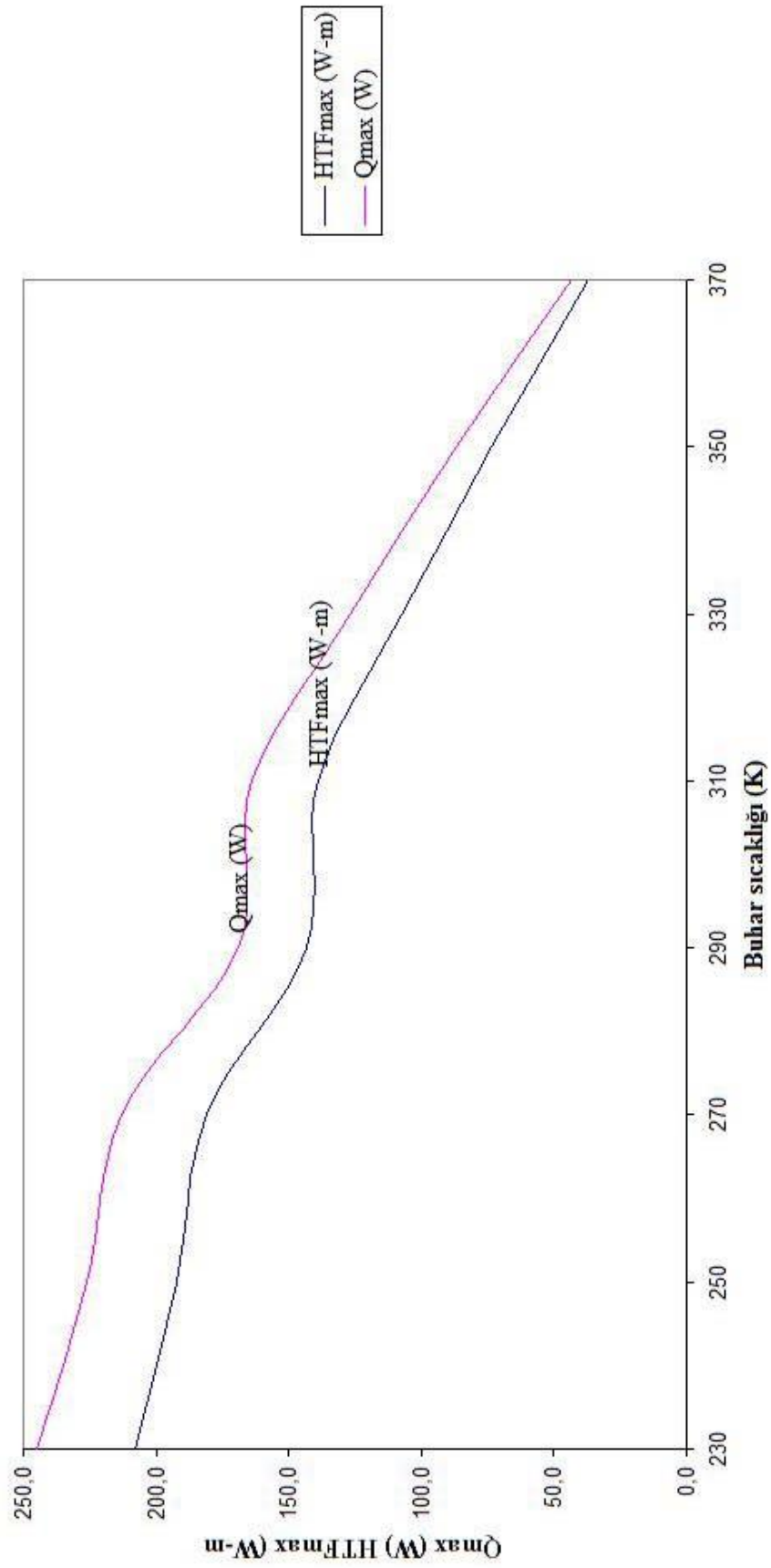
Sonuçlar Şekil 4.8b'de gösterilmiştir, burada eğriler sadece tamsayı değerleri ordinat boyunca belirtilecek biçimde çizilmiştir. Isı transfer faktörünü elde etmek için;

$$\begin{aligned} HTF|_{hp.numbern} &= 0.5(L_e + L_c)\Delta Q|_{hp.numbern} \\ &= 0.5(0.15 + 3.16)\Delta Q|_{hp.numbern} = 1.655\Delta Q|_{hp.numbern} \end{aligned} \quad (4.107)$$

Mukayeseler sayısal örneklerin sonuçları ile yapılırlar. Bu sayısal örneklerin sonuçları burada tanımlanan aynı kesitteki ısı borularındaki amonyağın maksimum ısı transfer kapasitesi tahmin edilerek datalar elde edilir. Verilen uzunluk (15 cm evaporatörü bulunan toplamda 3.31 m) için hesaplanan ısı iletim faktörü 1'den 33'e kadar birbirini takip eden tüm borularda limit değerleri geçer buradan da data bulunur. Aynı kalan üniteler potansiyel limitin altında çalışırlar. Tablo 4.4 kısmi

Şekil 4.9. Uniform ısıtmalı oluklu ısı borulan için maksimum ısı transfer kapasitesi Q_{max} ve maksimum ısı transfer faktörü

$D_i=1.15$ cm, $n=27$ oluk, $L=1$ m, $Le=0.15$ m, $Le=0.15$ m



hesaplama listesidir. Her bir ısı borusu için ısı iletim faktörünün (HTF_{max}) limit değerleri bilinen her T_{hp} için sayısal örnekte prosedür uygulanarak bulunur. Şekil 4.4.'de üniform ısıtılmalı oluklu ısı borusunun maksimum ısı transfer kapasitesi ve aksimum ısı transfer faktörü grafiği Şekil 4.9.'daki gibidir. Bu sayısal örneğin bilgisayar yazılımı kullanılarak yapılmış çözümü EK A'dadır.

İlginç bir iyileştirme kolektör akış yönü boyunca ısı borusu boyundaki atışın uyum sağlaması için radyatör şeklinde olacaktır. Fakat monoton olmama durumu analizlerde, testlerde, ilave masraflarda, aletle şekil vermede ve üretimde karışıklıklar gerektirir. Ayrıca, artan güç ihtiyacı ile de ister istemez diğer limitler ortaya çıkacaktır. Daha direkt yaklaşım büyük ısı iletim kapasiteleri ile ısı boruları ve diğer cihazları geliştirmek olmalıdır.

4.6. Isı Borularının Sistem Düzeyinde Değerlendirilmesi

Seçilmiş ve entegre uydu ısı borularında kararlarda aşağıdaki faktörler etkilidir:

1-Yeterli imkanlar ve kişisel deneyimler ihtiyacı karşılayan seçisi süreçte sıralanmalıdır. Deneyim sadece ısı borusu yapımına girildiğinde inceliklerin ve karışıklıkların özellikle çok önemli temizleme ve doldurmalarda tamamen farkına varılmasını sağlar.

2-Benzer düşüncelere ısı boruları uydu içindeki panellerle birleştirildiğinde başvurulur. Buradaki kritik faktörler ısı borusu yerleşiminin bağ kalınlığı, sürekliliği, istikameti, ve yassılığdır. Yassılık zemin testi sırasında yerçekimi etkisini azaltmak için başlangıçtır.

3-Radyatör panelleri içindeki gömme ısı boruları düz yüzeylerde kaplamalı ve donanımlı dağıtıcılara sahip ısıl kontrol uygulamaları ile ortak olan pek çok zorluğu ortadan kaldırır.

4-İçinde çok büyük miktarlarda ısıyı pompalayabilen bu ısı borusu (veya faz değişimi ilkesiyle çalışan diğer herhangi bir cihaz) içindeki miktardan çok daha az verimliken önemli olamaz. Düzenlenmiş testlerden farklı olarak, burada ısı evaporatör çevresine sarılmış teller ve ısıtıcı kovanlarla karşılanır ve soğutucu akışkan için direkt bağlantılarla ortadan kaldırılır. Uydulardaki elektroniklerin

ısınması ve radyasyon genellikle büyük bir alana yayılır, ısı borusuyla ısı değiştirerek ciddi dizayn ve ağırlık problemleri oluşturulabilir. Isı bir ısı borusundan daha fazlasına uyumlu boşlukla ve gerekli ısı dağılımıyla parçalı dağıtılarak bu durum etkili ve daha basit olarak kanıtlanabilir ve her bir boruda nominal ısı yükü taşınır.

5-NASA alışılmış olarak uydulardaki ısı borularının düzenlenmiş olmalarını ister. Özellikler de, oluklu fitiller kullanıldığı zaman. Isı boruları yeryüzündeki yerçekimi testlerine uyumlu olmak zorundadırlar. NASA'nın bu gereksinimlerini elde etmek için, iyi bir ısı dizayn için makul belli seçenekler kabul edilemezler [1].

BÖLÜM 5. BİR ISI BORUSU KULLANILAN HABERLEŞME UYDUSUNUN KUZEY VE GÜNEY PANELLERİNİN TASARIMI

5.1. Giriş

42° doğu yörüngesinde hizmet verecek olan TUSAT haberleşme uydusunun tasarım çalışmaları Türksat tarafından yapılmaktadır. Bu uydu BSS (Ku) bandında televizyon yayıncılığında ve C bandında veri aktarımı amaçlı kullanılacaktır. Uydu üzerinde bulunan 16 adet aktif transponder Ku bandında (Türkiye, doğu ve batı kapsama alanı) ve 4 adet aktif transponder C bandında (Türkiye kapsama alanı) olmak üzere toplam 20 adet aktif transponder yer almaktadır. Uydunun işletme ömrü 15 yıl olup, tasarımında ısı kontrol önemli bir yer tutmaktadır. Uydunun fırlatılmasından ömrünün sonuna kadar tüm alt sistemlerinin ve ekipmanlarının istenilen sıcaklık aralığında olması gerekmektedir. Isıl kontrolün başlıca amacı, uydu yapısını ve ekipmanlarını ömrü boyunca değişik safhalarda ve çeşitli işletme modlarında istenilen sıcaklık aralığında tutmaktır. Uydunun ön termal tasarımı yapıldıktan sonra normal ve en kötü durum için tüm alt sistemlerin ısı analizi yapılarak ekipmanların en fazla ve en az sıcaklıkları hesaplanır. Elde edilen analiz sonuçlarına göre ısı tasarımı karar verilir. Yapılan bu tasarım ile, tüm ekipmanların istenilen sıcaklık aralığında çalışması sağlanır.

TUSAT Isıl Kontrol Alt Sistemi uydu elemanları ve yapısını, bütün görev süresi boyunca kontrollü bir sıcaklık aralığında tutmak amacıyla aktif ve pasif ısı kontrol elemanlarından oluşmaktadır. Faydalı yük ekipmanları ve bunların çalışma gereksinimleri TUSAT ısı kontrol tasarımı ve analizlerini geliştirmek için ana etken olmuştur. TUSAT bir yerleşen haberleşme uydusudur. Uydunun manevra ömrü en az 16 sene olup, nominal konumundaki işletme ömrü en az 15 senedir. TUSAT uydusu, 3-eksenli sabitlenmiş tip uydu platformu olup, haberleşme modülü ve servis modüllerinden oluşmaktadır.

TUSAT faydalı yük konfigürasyonu maksimum 16 aktif Ku bant kanalı ve maksimum 4 adet C bant kanalı içermektedir. Toplam yedek bant kanal sayısı 4'ü Ku bant ve 1'i de C bant olmak üzere 5 adettir. Doğu, batı ve Türkiye olmak üzere üç farklı kapsama alanı bulunmaktadır. Doğu ve batı kapsama alanları Ku bant kanalı olup, hem alıcı hem de verici olarak görev yapmaktadırlar. Türkiye kapsama alanı Ku bant ve C bant kanalı olarak hizmet vermektedir ve Ku bant kanalı Türkiye kapsama alanı sadece verici olarak çalışmaktadır. C bant kanalı kapsama alanı ise hem verici hem de alıcı olarak görev yapmaktadır.

Anten altsistemi uydunun doğu ve batı yüzlerinde iki ana açılabilir reflektör anten ile dünya paneli üzerine yerleştirilmiş iki adet gregoryan antenden oluşmaktadır.

Uydunun ana özellikleri aşağıdaki gibidir:

Yörünge konumu: 42° Doğu

Haberleşme kapasitesi: Ku bandı 16 kanal (yedeklik durumu :20/16), C bandı 4 kanal (yedeklik durumu: 5/4)

Yakıt ihtiyacı (15 senelik): 1413.5 kg

Uydu yakıtsız ağırlığı: 1140 kg

Ana gövdenin genel boyutları: 2200 x 2000 x 2825 mm

Güneş paneli kanat açıklığı: 14564.5 mm

Faydalı yük enerji tüketimi (Ömür sonu): 3676 W

Uydu enerji tüketimi (Ekinoks-Ömür sonu): 4828 W

Uydu güneş paneli enerji üretimi (Ekinoks-Ömür sonu): 5606 W

Güvenilirlik (15 sene): 0.90

Fırlatma aracı uygunluğu: Ariane V, Atlas V, Delta IV, Sea/Land Launch, Proton, Long March

5.2. TUSAT Uydusunun Isıl Tasarımı

TUSAT uydusu fonksiyonel olarak faydalı yük ve platform olmak üzere iki ana sisteme ayrılmıştır. Faydalı yük sistemi haberleşme görevini yerine getirir. Faydalı yük sistemi haberleşme ekipmanları altsistemi, anten altsistemi ve telemetri, komut ve konumlama altsistemini içermektedir. Platform görev kontrolü ve dengeyi temin

eder. Platform sistemi, uçuş elektroniği (aviyonik) alt sistemi, tahrik altsistemi, elektrik güç altsistemi, yapı altsistemi, görev-kontrol altsistemi ve ısı kontrol altsisteminden oluşur.

Isı üreten faydalı yük ekipmanları, kuzey ve güney panellerinde bulunurlar. Ekipmanlarla ısı boruları arasındaki ısı teması artırmak amacıyla, ısı borusu ağına iletkenliği yüksek olan ısı dolgu malzemesi kullanılır. Isı borusu ağları, değişik sıcaklık seviyelerine göre farklı alt bölgelere bölünür. Kuzey ve güney panellerinin dış yüzeyleri, optik güneş reflektörü ile kaplanmıştır. Bu panellerin radyatör alanları % 100 çalışma modunda çalışan 16 Ku bandı ve 4 C bandı kanallarına tekabül eden maksimum ısı transferini yapabilecek şekilde boyutlandırılır. Uydu elemanlarının ısı değişimini, elemanların çalışma veya çalışmama durumlarındaki minimum çalışma sıcaklığını temin etmek için ısıtıcılar kullanılır.

Yapı altsistemi faydalı yük ve platform ekipmanlarına evsahipliği yapmaktadır. Bu altsistem yerdeki işletme, taşıma, yer testleri ve fırlatma safhası sırasındaki bütün statik ve dinamik yükler için doğal çevresel güçlere dayanabilecek şekilde tasarlanmıştır. Yapı altsistemi ağırlıklı olarak karbon fiber destekli malzemeden oluşmaktadır. Yapı elemanı olarak kullanılan sandviç paneller alüminyum esaslı petek yapılı malzeme ve karbon fiber dış kaplamadan oluşmaktadır. Ancak, kuzey ve güney paneller ısı sınırlamalardan dolayı alüminyum dış kaplama ile kaplanır.

Tahrik altsistemi, çift yakıtlı bir tahrik sistemidir. Çoklu izolasyon malzemesi (MLI) ile yakıt tankları ve yakıt hatları ışınım yalıtımı için kaplanır. İstenilen minimum sıcaklıkları garanti altına almak için, yakıt tankları, tahrik sistem hatları, 10 N'luk iticiler ve 400 N'luk apoje motoru üzerinde ısıtıcılar kullanılır. Uyduya ısı transferini ve egzost gazının etkisinden korumak için iticiler etrafında yüksek sıcaklık korumaları ve ısı kalkanları kullanılır.

Platform ekipmanları kuzey ve güney servis modül panellerinin alt kısmına yerleştirilmişlerdir. Piller (Li-Ion), güç düzenleyici ünitesi ve faydalı yük-platform dağıtım ünitesi, bu paneller üzerinde bulunur. Pil tasarım konsepti, pil taban plakasına yerleştirilerek sağlanır. Pillerin diğer elektronik elemanlarından ışınlama

gelecek ısıyı önlemek için MLI ile kaplanır. Ayrıca ısıtıcılarda, pilleri minimum çalışma sıcaklığında kalması için kullanılırlar.

Güneş panelleri, uydunun güneş görmediği durumlarda ve ay/güneş tutulması sırasındaki pil dolumu için ihtiyaç duyduğu gücü üretir. İki güneş paneli kanatları gövdenin kuzey ve güney yüzlerine monte edilirler.

Haberleşme görevi antenler kullanılarak yapılır. İki adet gregoryan anten (sabit anten) ve iki tane de açılabilir anten bulunmaktadır. Gregoryan antenler dünya paneline yerleştirilirler. Açılabilir antenler ise doğu ve batı panellerinde bulunmaktadır. Ayrıca telemetri, komut ve mesafe ölçümünde kullanılan iki adet omni anten de uydu üzerinde bulunmaktadır. Antenler, ısı olarak uydu yapısından izole edilmektedir. Açılabilir mekanizma ve uydu yapısı ısı olarak izole edilir.

Konum belirleme ve kontrol amaçlı olarak kullanılan optik sensörler iki çeşittir. Bu sensörler yıldız izleyici ve güneş sensörüdür. İki yıldız izleyici ve iki güneş sensörü sırasıyla servis modülünde orta panel ve dünya karşıtı panel üzerinde bulunmaktadır. Bu optik sensörler için özel ısı tasarım gerekir. Gerekli ısı kontrolü sağlamak için radyatör alanı ve ısıtıcılar kullanılır.

5.3. Aktif ve Pasif Isıl Kontrol Donanımı

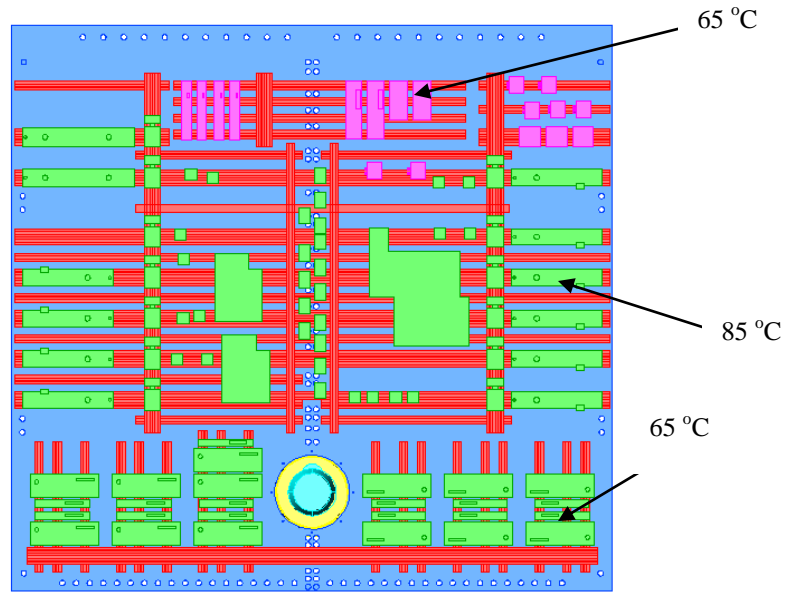
Bir uydunun ısı tasarımındaki amaç, bütün elemanları belirlenmiş sıcaklık aralıklarında tutmaktır. Tasarım, MLI, optik güneş reflektörü (OSR), ısı boruları, ısıtıcılar, yüzey işlemleri, boyalar ve termistörler kombinasyonundan oluşur.

Uydu içerisindeki faydalı yük elemanları, kuzey ve güney panellere yerleştirilmiştir. Bu panellerde haberleşme ve servis modülleri bulunmaktadır. Haberleşme modüllerinde iki farklı (85° C ve 65° C) sıcaklık alanı bulunmaktadır. Uydu içerisindeki ısı, kuzey ve güney panellerinden uzaya atılmaktadır. Isının atıldığı panel alanları OSR ile kaplanmıştır. Bu panellerin dışındaki tüm yüzeyler çoklu ışınım izolasyon malzemesi ile kaplanmıştır. Uydu gövdesi, MLI malzemesi ile kaplanarak uydunun uzay şartlarından izole edilmesini sağlar. Optik güneş

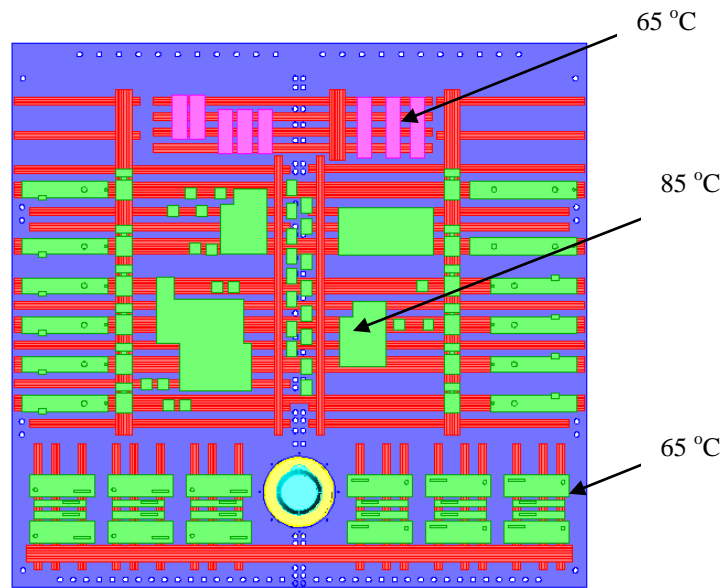
reflektörü, düşük yüzey soğurulma (α) ve yüksek yayınlama (ϵ) değerlerine sahiptir. OSR tipik termo-optik değerleri; α (ömür başlangıcı)= 0.11, α (ömür sonu)=0.27 ve $\epsilon=0.84$ 'dür. Işınım alanların boyutlandırılması maksimum ısı transferi, maksimum güneş ışınım ömür sonu termo-optik özellikler gibi en kötü durumlar göz önüne alınarak yapılır. Pasif ısı kontrol için, sabit iletimli ısı borusu (CCHP), çoklu ışınım izolasyon malzemesi, OSR ve çeşitli izolasyon elemanları kullanılır. Aktif ısı kontrol için, ısıtıcı ve termistor kullanılmıştır. Termistörler, termal yönetim yazılımı ile kontrol edilmektedir.

Haberleşme ve servis modülündeki elektronik elemanlar, radyatör panellerde belirli ağlara yerleştirilmiş CCHP üzerinde bulunurlar. Isı boruları kuzey ve güney panellerinin iç yüzlerine monte edilirler. Yüksek ısı üreten elemanlar, direkt temas halinde bulunan ana ısı borularına ve ısıyı ısı borusu ağlarına yaymak için çapraz ısı boruları ile birbirlerine bağlanırlar. CCHP, gezen dalga tübü (TWTA), çıkış filtresi, elektrik güç düzenleyici (EPC) ve faydalı yük-platform dağıtım ünitesi gibi haberleşme ünitelerinden yüksek ısıyı panele atmak için kullanılırlar. Isı üreten üniteler, ünite ve ısı borusu arasında iyi bir ısı iletimi sağlanarak ısı boruları üzerine monte edilirler. Isı boruları farklı ihtiyaçtaki sıcaklık seviyesine göre müstakil ağlara ayrılmıştır. Isı borusu tasarımında, herhangi bir ısı borusunun çalışmaması durumu göz önüne alınarak, uydu performansını azaltmayacak şekilde tasarlanmıştır. Şekil 5.1 ve 5.2'de kuzey ve güney panellerindeki elektronik elemanlar görülmektedir .

Isıtıcılar ve termistörler aktif ısı kontrol sisteminin bir parçasıdır. Isıtıcılar, optik sensörler, iticiler ve piller gibi çeşitli platform ekipmanlarının nominal işletme sırasındaki sıcaklık kontrolünü sağlamak ve elemanların ısı üretimi değişimini, işletme durumları ve dönemsel güneş ışınımı durumuna göre telafi ederek faydalı yük ekipmanlarını kontrol etmek için kullanılır. Otomatik olarak ısıtıcı açma ve kapama termistörler tarafından temin edilen sıcaklığa göre kontrol edilen merkezi veri yönetim ünitesine (CDMU) uyarlanmış yazılım tarafından sağlanır. Isıtıcıların açma ve kapama ve ünitelerin sıcaklıklarının izlenmesi termistörler tarafından gerçekleştirilir.



Şekil 5.1. Kuzey haberleşme paneli



Şekil 5.2. Güney haberleşme paneli

Tablo 5.1. Haberleşme modülü radyatör alanları

Panel	Elemanlar	Max. Sıcaklık	Isı Üretimi	Gerekli OSR Alanı	Mevcut OSR Alanı
		°C	W	m ²	m ²
CM Kuzey	EPC Ku alt	65	154,4	0,59	0,77
	TWT Ku ve OMUX	85	803,9	2,53	2,76
	Receiver, Beacon, Output Filter, TM	65	45	0,17	0,26
Toplam Panel			1003,3	3,29	3,79
CM Güney	EPC Ku alt	65	154,4	0,61	0,71
	TWT Ku ve OMUX	85	805,6	2,62	2,65
	TCR	65	82,7	0,33	0,35
Toplam Panel			1047,2	3,56	3,71
Toplam			2046	6,85	7,5

Tablo 5.2. Servis modülündeki radyatör alanları

Panel	Elemanlar	Gerekli OSR Alanı	Mevcut OSR Alanı
		M ²	m ²
SM Kuzey	PCU	0,81	1,02
	Battery	0,11	
SM Güney	PFLDIU	0,81	1,01
	Battery	0,11	

Tablo 5.1. ve Tablo 5.2'de kuzey ve güney panellerindeki haberleşme ve servis modüllerindeki elektronik elemanların ürettiği ısı, gerekli olan ve mevcut radyatör alanları hesaplanmıştır.

5.4. Isıl Model

Uydunun ısıl analizi transfer yörünge ve yerle dönen yörünge için yapılır. TO analizleri, uydunun fırlatılmasından GEO yörüngeye yerleşene kadarki kısımları kapsayan analizlerdir. Daha sonra GEO yörünge analizleri yapılır. Uydunun GEO

yörüngesindeki pozisyonuna bağlı olarak gelen güneş ışınımı, uydunun boylam pozisyonuna, güneşe ve dünyaya olan uzaklığa, tutulma zamanına (eclipse) ve uydu geometrisine bağlı olarak değişmektedir. Güneş ışınımı ve elektronik elemanların ürettiği ısının bilinmesi, elemanlar arasındaki ısı birleştirme (coupling), yüzey soğurulma katsayısı, yüzey yayınlama katsayısı belirlenir.

Uydunun sıcaklıkları enerji (ısı) denge denkleminin çözümünden elde edilir. Uydunun her elemanı için enerji denklemi yazılır. Bu denklem iletim, ışınım terimleri ve sınır şartlar (albedo, güneş, dünya ışınımı) ile oluşur. Bu denklem aşağıdaki gibi yazılabilir [2, 14ve 18].

$$(Mc)_i \frac{dT_i}{dt} = Q_i^d + (\alpha^s A^s q^s + \alpha^s A^A q^A + \varepsilon A^E q^E)_i - \sum_j \mathfrak{S}_{ij} A_i^r (\sigma T_i^4 - \sigma T_{jr}^4) - \sum_j K_{ij} (T_i - T_{jk})$$

Bu denklemde, sol taraf uydu elemanın ısıl kapasitansını gösterir. Sağ taraftaki ilk terim çalışma yükünü, ikinci terim net soğurulan ısıyı, ve üçüncü terim ışınım ile uzaya atılan ısıyı ve son terimde iç ısı iletimini gösterir.

5.5. Isıl Analiz

Isıl analiz, bir uydunun sıcaklığını kabul edilen veya var olan bir ortamda tahmin etme ile ilgilidir. Isıl kontrol alt sisteminin ön tasarım gözden geçirme (PDR)'daki ana hedefi, ekipman sıcaklıklarını yüksek çalışma limitlerinin altında tutmak için gerekli ışınım alanı elde etmek ve ekipmanları çalışma sıcaklıkları limitlerinde tutmaya yeterli olan eldeki ısıtma ısı bütçesini teyit etmektir. Güneş ışınımı, uydu ömrü ve uydu çalışma konfigürasyonu en zor durum senaryoları göz önüne alınarak uydu ısı analiz yapılır. Güneş ışınımı ise, kış ve yaz gündönümü ve güneş ve ay tutulmaları göz önüne alınarak seçilir. Uydu ısı tasarımı, aşırı ısı şartlarına maruz bırakan kritik durumlarının analizine dayanmaktadır [3]. Analizde iki kritik durum vardır. Bu kritik durumlar sıcak ve soğuk çalışma durumlarıdır. Sıcak ve soğuk durum analizleri tahmin edilmiş sıcaklıklardaki üst ve alt sınırları tanımlamak için kabul edilirler. Sıcak ve soğuk durum analizleri haberleşme modülü, servis modülü ve farklı koşullardaki harici ekipmanlar için gerçekleştirilir. Yörüngeden dolayı

ısının atıldığı radyatör yüzeyleri önemli oranda güneş ışınımına maruz kaldıkları için, sıcak durum analizi söz konusudur. Soğuk durum, güneş ışınımının olmadığı durum için hesaplanmış en düşük sıcaklıktaki sonucu vermesi için seçilir.

Uydu ısı matematik modeli (TMM) ALSTOM ThermXL programı kullanılarak faydalı yük kuzey ve güney modüllerinin analizi yapılmıştır. CDR seviyesindeki ısı analizler, ESATAN ve ESARAD programları kullanılarak yapılacaktır. Haberleşme ve servis modülleri için TO ve GEO yörüngesi için sıcaklık hesapları yapılmıştır. Haberleşme modülü, sıcak ve soğuk durumlar için elektronik elemanların sıcaklıkları hesaplanmıştır. Tablo 3.'de GEO yörüngesi için, haberleşme modülü elektronik elemanlarının sıcaklıkları verilmiştir. Hesaplanan sıcaklık değerleri kabul edilen sınırlar arasındadır [3, 15].

Tablo 5.3. Haberleşme modülündeki elemanların min. ve mak. Sıcaklıkları

Modül	Elemanlar	Kabul Sıcaklıkları		Hesaplanmış Aşırı Sıcaklıklar	
		Tmin(°C)	Tmax(°C)	Tmin(°C)	Tmax(°C)
	EPC	-15	65	-7.16	39.24
Kuzey	CAMP	-15	65	-6.87	39.2
CM	TWT	-15	85	Kas.83	46.4
	OMUX	10	80	13.54	45
	TCR	-30	65	03.May	33.79
	EPC	-15	65	-7.01	37.83
Güney	CAMP	-15	65	-6.49	37.78
CM	TWT	-15	85	Kas.72	48.49
	OMUX	10	80	Ara.46	47.31
	Rx	-30	65	-0.18	35.02

BÖLÜM 6. SONUÇ

Bu çalışmada elektronik cihazların ve uyduların ısı kontrollerinde kullanılan ısı borularını ele aldık. Isı boruları içinde kılcal bir fitil bulunan ve çalışma prensibini olarak termosifona benzeyen cihazlardır. Isı transfer kabiliyeti bakımından ısı boruları diğer yöntemlere göre çok daha verimli elemanlardır. Isı borularının en önemli karakteristikleri; yüksek verimli ısıl iletkenlik ve şekil değiştiren ısı akısının hareket kabiliyetidir.

Literatür çalışmasına dayalı olan bu çalışmada, birinci bölümde ısı borusunun ısı transferini çalışma akışkanının kondenzasyonu ve evaporasyonu ile gerçekleştirdiği görülmüştür.

İkinci bölümde anlatılanlar sonucunda, çalışma sıcaklığı koşullarına bağlı olarak kullanılan çalışma akışkanı ısı borusunun çalışma verimliliği açısından oldukça önemli olduğu görülmektedir. Yani çalışma akışkanı iyi bir ısıl denge sağlamalıdır, yüksek ısıl iletkenliğe sahip olmalıdır. Isı borusunun bir diğer yapı taşı fitilin en önemli vazifesi ise kılcal basınç üretmektir. Ayrıca ısı borusunun çalışma koşulları ve uzunluğuna bağlı olarak fitil formlarında oldukça önemlidir. Uzay uygulamalarında en çok kullanılan ısı borusu tipi kapalı devre ısı borularıdır. Ayrıca uzay uygulamalarında atrik emme ısı borularının kullanımı da artmaktadır.

Üçüncü bölümde görülüyor ki, uzay araçlarında verimliliğin devamı için iyi bir ısıl kontrol gereklidir. Örneğin uyduların ısı kontrol sisteminde oluşabilecek bir arıza sonucu uydu yüzeyi gereğinden fazla ısınacak ve görevini yerine getiremeyecektir. Bu ısıl kontrolü sağlamanın en iyi yollarından biri, uydularda ısı kontrol elemanı olarak ısı borusu kullanmaktır. Bugün dünya önemli uydu üreticileri yüksek performanslı ısı boruları geliştirmek için çalışmaktadırlar ve yeni gelişim programları, yeni ısı borusu dizaynları üzerinde çalışmaktadırlar.

Dördüncü bölümde ise borusunun matematiksel modeli açıklanarak, bununla ilgili bir örnek verilmiştir. Beşinci bölümde de, bir haberleşme uydusunun panel tasarımı aşaması anlatılarak, tasarımın nasıl yapılması gerektiği hakkında bilgiler verilmiştir.

Özellikle son iki bölümden anlaşılmaktadır ki, ısı boruları haberleşme uydularında ısı transfer kapasitesini arttırdıkları için son derece önemli elemanlardır. Uyduların ısı kontrol sistemi tasarım, analiz ve test aşamalarına dayanmaktadır. Tasarımı iyi yapılmış bir uydunun analiz sonuçları da gerçeğe uygun olacaktır ve bu ısı testlerinin kısa sürede yapılmasını sağlayacaktır.

Uydularda bulunan ekipmanların güvenli çalışmaları için ısı kontrol sistemi çok önemlidir. Bu yüzden uyduların ısı kontrolü uygun bir şekilde yapılmalıdır. Ekipmanların güvenilir sıcaklık aralığında çalışmasını sağlamak için, ekipmanın çalışma sıcaklık aralığının, sıcaklık limitlerine fazla yaklaşımadan mümkün olduğunca en aza indirmek gerekmektedir. Eğer çalışma limitleri aşılsa, ekipmanın performansı azalır ve kısa sürede görevini yerine getiremez hale gelir.

KAYNAKLAR

- [1] KARAM, R.D., Satellite Thermal Control for Systems Engineers; Editor: Zarchan P., Progress in Astronautics and Aeronautics, s. 164-195, Massachusetts, 1998.
- [2] SÖZBİR, N., AYTAŞ Y.D., Elektronik Sistemlerde Isıl Kontrol, 1. Bölüm; Termodinamik, Sayı 199, s. 66-68 , Mart 2009.
- [3] BROCHENY, P.O., Modeling of the Transient Behavior of Heat Pipes with Room-Temperature Working Fluids; graduate, Clemson University, December 2006, s.1-40
- [4] STORRING, S., Design and Manufacturing of Loop Heat Pipes for Electronics Cooling; Master degree, Carleton University, Ottawa Ontario Canada, February 2006, s. 1-43.
- [5] REAY, D. and KEW, P., Heat Pipes -Theory, Design and Applications-; Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, s. 29-107, s. 215-270, Burlington USA, 2006.
- [6] PARKER, M.L., Modeling of Loop Heat Pipes with Applications to Spacecraft Thermal Control; degree of doctor, Pennsylvania University, 2000, s.1-55
- [7] SÖZBİR, N., Introduction to Thermal Control of Spacecraft; Report, Türksat A.Ş., Ankara, Aralık 2006.
- [8] SÖZBİR, N., Heat Pipe Fluid Loops Tradeoff; Report, Türksat A.Ş., Ankara, Haziran 2008.
- [9] SÖZBİR, N., Loop Heat Pipe; Report, Türksat A.Ş., Ankara, 01 Haziran 2009
- [10] MAYDANIK, Yu. F., Loop Heat Pipes; Applied Thermal Engineers 25 (2005) 635-657, September 2004

- [11] VASİLİEV, L.L., Heat Pipes in Modern Exchangers; International Journal of Heat and Mass Transfer 25 (2005) 1-19 , August 2004.
- [12] VASİLİEV, L., VASİLİEV, L. Jr., Sorption Heat Pipe – A New Thermal Control Device for Space and Ground Applications; International Journal of Heat and Mass Transfer 48 (2205) 2464-2472, April 2005.
- [13] SÖZBİR, N., Selection of Heat Pipes on Spacecraft; Report, Türksat A.Ş., Ankara, 15 Haziran 2009.
- [14] SÖZBİR, N., Heat Pipe Production and Test Prosedurs; Report, Türksat A.Ş., Ankara, Ocak 2008.
- [15] HOA, C., DEMOLDER, B., ALEXANDRE, A., Roadmap for Developing Heat Pipes for ALCATEL SPACE's Satellites; Applied Thermal Engineering 23 (2003) 1099-1108, January 2003.
- [16] SÖZBİR, N., BULUT, M., KAHRİMAN A., Uydularda Isıl Kontrol; Termodinamik, Sayı 209, s. 72-78, Ocak 2010.
- [17] SÖZBİR, N., AYTAŞ Y.D., Elektronik Sistemlerde Isıl Kontrol, 1. Bölüm; Termodinamik, Sayı 198, s. 64-70 , Şubat 2009.
- [18] SÖZBİR, N., BULUT, M., ÖKTEM, M.F., KAHRİMAN, A., TUSAT Haberleşme Uydusunun Isıl Tasarımı; II. Ulusal Havacılık ve Uzay

EKLER

EK A. Isı Borusu Hesabı

Kısaltmalar

Sembol	Tanım	Birim						
A	Dış yükseklik	mm						
B	Dış genişlik	mm						
D_i								
D_v	Buhar çekirdek çapı	mm						
d	Oluk derinliği	mm						
f	Flanş kalınlığı	mm						
n	Oluk sayısı							
w	Oluk genişliği	mm						
Profil		A	B	D_v	w	f		
no	Kütle (g/m)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	n	
I	347	11	30	6,6	0,6	1,5	22	
II	337	12,2	30			1,5	24	
III	391	14	30	9,6	0,6	1,5	30	
L	Isı borusu uzunluğu	mm						
L_e	Evaporatör uzunluğu	mm						
	Adyabatik kısım							
L_a	uzunluğu	mm						
L_c	Kondensatör uzunluğu	mm						
T	Sıcaklık	C						
T	Sıcaklık	K						
λ	Buharlaştırma gizli ısı	J/kg						
σ	Yüzey gerilimi	N/m						
ρ_l	Sıvı yoğunluğu	kg/m ³						
ρ_v	Buhar yoğunluğu	kg/m ³						
μ_l	Sıvı viskozitesi	Ns/m ²						

μ_v	Buhar viskozitesi	Ns/m^2	
χ	Özgül ısı oranı		c_p/c_v
R_v	Buhar (gaz) sabiti	J/kgK	Universal gaz sabiti/moleküler ağırlık $8314/17=489 \text{ J/kgK}$
$w/2d$	Boy oranı		
P_c	Maksimum kılcal basınç	N/m^2	
$(f*Re)_l$	Sıvı sürtünme katsayısı	(from the cuve with $w/2d=0,273$)	
F_l		N/m^2 per W-m	
$(f*Re)_v$	Buhar sürtünme katsayısı	Dairesel kesitte laminer akış	
F_v		N/m^2 per W-m	
HTF_{\max}	Max. ısı transfer faktörü	W-m	
Q_{\max}	Max. ısı transferi	W	
$Re_{v(\max)}$	Reynolds sayısı		
$M_{v(\max)}$	Bölgesel Mach sayısı		

Eldeki veriler

Al 6061-T6		
k	168	W/mK
A		
B		
D_i	11,5	mm
D_v	9,3	mm
d	1,1	mm
f		
n	27	
w	0,6	mm
L	1000	mm
L_e	150	mm
L_a	700	mm
L_c	150	mm
Amonyak özelliklerinden		
T	17	C
T	292,15	K
λ	1,20E+06	J/kg
σ	0,0202	N/m
ρ_l	615	kg/m ³
ρ_v	6	kg/m ³
μ_l	1,50E-04	Ns/m ²
μ_v	1,00E-05	Ns/m ²
cp	3,04E+03	J/kgK
cv	2,29E+03	J/kgK
Ψ	1,33	
Rv	489	J/kgK
w/2d	0,273	
P_c	67,3	N/m ²
$(f^*Re)_l$	18	(w/2d=0,273)
F_l	0,462	N/m ² W-m başına
$(f^*Re)_v$	16	Dairesel kesitte laminar akış

F_v	0,0076	N/m^2 W-m başına
Note that	$F_v < F_1$	
HTF_{max}	143,4	W-m
Q_{max}	168,7	W
Laminer akış ve sıkıştırılamazlığın doğrulanması;		
$Re_{v(max)}$	1926	< 2300
	Akış laminerdir ($u_v = 0,345$ m/s)	
$M_{v(max)}$	0,00079	$< 0,3$
	Akış sıkıştırılamazdır	

$D_i=1.15$ cm, $n=27$ grooves, $L=1$ m, $L_e=0.15$ m, $L_c=0.15$ m

Al 6061-T6		
k	168	W/mK
A		
B		
D_i	11,5	mm
D_v	9,3	mm
d	1,1	mm
f		
n	27	
w	0,6	mm
L	1000	mm
L_e	150	mm
L_a	700	mm
L_c	150	mm

Amonyak özelliklerinden										
T	-43,15	-23,15	-3,15	16,85	36,85	56,85	76,85	96,85	C	
T	230	250	270	290	310	330	350	370	K	
λ	1,40E+06	1,34E+06	1,27E+06	1,20E+06	1,12E+06	1,02E+06	9,00E+05	7,40E+05	J/kg	
σ	0,0352	0,0306	0,0264	0,0202	0,0176	0,0132	0,009	0,0047	N/m	
Pi	694	669	642	615	584	550	512	465	kg/m ³	
Pv	0,55	1,4	3,1	6	11	18,9	31	52	kg/m ³	
μ_l	2,20E-04	2,00E-04	1,70E-04	1,50E-04	1,20E-04	1,00E-04	8,20E-05	6,40E-05	Ns/m ²	
μ_v	7,00E-06	8,00E-06	9,00E-06	1,00E-05	1,10E-05	1,20E-05	1,30E-05	1,40E-05	Ns/m ²	
cp	1,92E+03	2,32E+03	2,69E+03	3,04E+03	3,44E+03	3,90E+03	4,62E+03	6,21E+03	J/kgK	
cv	1,44E+03	1,74E+03	2,02E+03	2,29E+03	2,59E+03	2,93E+03	3,47E+03	4,67E+03	J/kgK	
ψ	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	
Rv	489	489	489	489	489	489	489	489	J/kgK	
w/2d	0,273	0,273	0,273	0,273	0,273	0,273	0,273	0,273		
Pc	117,3	102,0	88,0	67,3	58,7	44,0	30,0	15,7	N/m ²	
(f*Re) _l	18	(from the curve with w/2d=0,273)								
F _l	0,515	0,507	0,474	0,462	0,417	0,405	0,404	0,423	N/m ²	
(f*Re) _v	16	Dairesel kesitte laminar akış								
F _v	0,0495	0,0232	0,0125	0,0076	0,0049	0,0034	0,0025	0,0020	N/m ²	
	F _v <F _l idi.								W-m başına	

Sıcaklık	230	250	270	290	310	330	350	370	K
HTF_{max}	208,0	192,4	181,0	143,4	139,1	107,7	73,7	36,9	W-m
Q_{max}	244,7	226,3	212,9	168,7	163,6	126,7	86,7	43,4	W
Laminer akış ve sıkıştırılabilirliğin doğrulanması;									
$Re_{v(max)}$	3420	2892	2551	1926	1819	1418	1015	574	
				<2300	<2300	<2300	<2300	<2300	
Akış laminierdir ($u_v=0,345$ m/s)									
$M_{v(max)}$	0,01209	0,00440	0,00190	0,00080	0,00044	0,00021	0,00010	0,00003	<0,3
Akış sıkıştırılmaz ($u_s=434,5$ m/s)									

Di=1.15 cm n=24 oluk L=1 m Le=0.15 m Lc=0.15 m

Al 6063-T5	AAS ile kullanılarak	
k	200,8	W/mK
A		
B		
D _i	11,5	mm
D _v	9,3	mm
d	1,1	mm
f		
n	24	
w	0,6	mm
L	2180	mm
L _e	706	mm
L _a	0	mm
L _c	1474	mm

Amonyak özelliklerinden												
T	-43,15	-23,15	-3,15	16,85	36,85	56,85	76,85	96,85	C			
T	230	250	270	290	310	330	350	370	K			
λ	1,40E+06	1,34E+06	1,27E+06	1,20E+06	1,12E+06	1,02E+06	9,00E+05	7,40E+05	J/kg			
σ	0,0352	0,0306	0,0264	0,0202	0,0176	0,0132	0,009	0,0047	N/m			
ρ_l	694	669	642	615	584	550	512	465	kg/m ³			
ρ_v	0,55	1,4	3,1	6	11	18,9	31	52	kg/m ³			
μ_l	2,20E-04	2,00E-04	1,70E-04	1,50E-04	1,20E-04	1,00E-04	8,20E-05	6,40E-05	Ns/m ²			
μ_v	7,00E-06	8,00E-06	9,00E-06	1,00E-05	1,10E-05	1,20E-05	1,30E-05	1,40E-05	Ns/m ²			
cp	1,92E+03	2,32E+03	2,69E+03	3,04E+03	3,44E+03	3,90E+03	4,62E+03	6,21E+03	J/kgK			
cv	1,44E+03	1,74E+03	2,02E+03	2,29E+03	2,59E+03	2,93E+03	3,47E+03	4,67E+03	J/kgK			
η	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33				
Rv	489	489	489	489	489	489	489	489	J/kgK			
w/2d	0,273	0,273	0,273	0,273	0,273	0,273	0,273	0,273				
Pc	117,3	102,0	88,0	67,3	58,7	44,0	30,0	15,7	N/m ²			
(f*Re) _l	18	(from the curve with w/2d=0,273)										
F _l	0,579	0,570	0,533	0,520	0,469	0,456	0,455	0,476	N/m ²			
(f*Re) _v	16	Dairesel geçiş kısmında laminar akış										
F _v	0,0495	0,0232	0,0125	0,0076	0,0049	0,0034	0,0025	0,0020	N/m ²			
Buradan,	F _v <F _l								W -m başına			

Sıcaklık	230	250	270	290	310	330	350	370	
HTF_{max}	186,7	171,8	161,3	127,7	123,8	95,8	65,6	32,8	W-m
Q_{max}	171,3	157,6	148,0	117,2	113,6	87,9	60,2	30,1	W
Laminer akış ve sıkıştırılabilirliğin doğrulanması:									
$Re_{v(max)}$	2394	2014	1774	1338	1263	984	704	398	
				<2300	<2300	<2300	<2300	<2300	
Akış laminierdir ($u_v=0,345$ m/s)									
$M_{v(max)}$	0,00846	0,00307	0,00132	0,00055	0,00030	0,00014	0,00007	0,00002	<0,3
Akış sıkıştırılmaz ($u_s=434,5$ m/s)									

EK B. Isı Borusu Konteynır ve Fıtil Malzemelerının Isıl İletkenlikleri

Malzeme	Isıl İletkenlik (W/m°C)
Alüminyum	205
Pirinç	113
Bakır (0-100 °C)	394
Cam	0,75
Nikel (0-100 °C)	88
Yumuşak çelik	45
Paslanmaz çelik (tip 304)	17,3
Teflon	0,17

EK C. Çalışma Akışkanlarının Özellikleri

EK C-1. Helyum

Sıcaklık °C	Gizli Isı kJ/kg	Sıvı yoğunluğu kg/m ³	Buhar yoğunluğu kg/m ³	Sıvı ısıl iletkenliği W/m°Cx10 ⁻²	Sıvı viskozitesi cPx10 ²	Buhar viskozitesi cPx10 ³	Buhar basıncı bar	Buharm özgül sıcaklığı kJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10 ³
-271	22,8	148,3	26,0	1,81	3,90	0,20	0,06	2,045	0,26
-270	23,6	140,7	17,0	2,24	3,70	0,30	0,32	2,699	0,19
-269	20,9	128,0	10,0	2,77	2,90	0,60	1,00	4,619	0,09
-268	4,0	113,8	8,5	3,50	1,34	0,90	2,29	6,642	0,01

EK C-2. Nitrojen

Sıcaklık °C	Gizli Isı kJ/kg	Sıvı yoğunluğu kg/m ³	Buhar yoğunluğu kg/m ³	Sıvı ısıl iletkenliği W/m°Cx10 ⁻²	Sıvı viskozitesi cPx10 ⁻²	Buhar viskozitesi cPx10 ⁻³	Buhar basıncı bar	Buharın özgül sıcaklığı kJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10 ³
-203	210,0	830,0	1,84	0,150	2,48	0,48	0,48	1,083	1,054
-200	205,5	818,0	3,81	0,146	1,94	0,51	0,74	1,082	0,985
-195	198,0	798,0	7,10	0,139	1,51	0,56	1,62	1,079	0,870
-190	190,5	778,0	10,39	0,132	1,26	0,60	3,31	1,077	0,766
-185	183,0	758,0	13,68	0,125	1,08	0,65	4,99	1,074	0,662
-180	173,7	732,0	22,05	0,117	0,95	0,71	6,69	1,072	0,561
-175	163,2	702,0	33,80	0,110	0,86	0,77	8,37	1,070	0,464
-170	152,7	672,0	45,55	0,103	0,80	0,83	1,07	1,068	0,367
-160	124,2	603,0	80,90	0,089	0,72	1,00	19,37	1,063	0,185
-150	66,8	474,0	194,00	0,075	0,65	1,50	28,80	1,059	0,110

EK C-3. Amonyak

Sıcaklık °C	Gizli Isı kJ/kg	Sıvı yoğunluğu kg/m ³	Buhar yoğunluğu kg/m ³	Sıvı ısıl iletkenliği W/m°Cx10 ⁻²	Sıvı viskozitesi cPx10 ⁻²	Buhar viskozitesi cPx10 ³	Buhar basıncı bar	Buharm özgül sıcaklığı kJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10 ³
-60	1.343	714,4	0,03	0,294	0,36	0,72	0,27	2,050	4,062
-40	1.384	690,4	0,05	0,303	0,29	0,79	0,76	2,075	3,574
-20	1.338	665,5	1,62	0,304	0,26	0,85	1,93	2,100	3,090
0	1.263	638,6	3,48	0,298	0,25	0,92	4,24	2,125	2,480
20	1.187	610,3	6,69	0,286	0,22	1,01	8,46	2,150	2,133
40	1.101	579,5	12,00	0,272	0,20	1,16	15,34	2,160	1,833
60	1.026	545,2	20,49	0,255	0,17	1,27	29,80	2,180	1,367
80	891	505,7	34,13	0,235	0,15	1,40	40,90	2,210	0,767
100	699	455,1	54,92	0,212	0,11	1,60	63,12	2,260	0,500
120	428	374,4	113,16	0,184	0,07	1,89	90,44	2,292	0,150

EK C-4. Pentan

Sıcaklık °C	Gizli Isı kJ/kg	Sıvı yoğunluğu kg/m ³	Buhar yoğunluğu kg/m ³	Sıvı ısıl iletkenliği W/m ² Cx10 ⁻²	Sıvı viskozitesi cPx10 ⁻²	Buhar viskozitesi cPx10 ⁻³	Buhar basıncı bar	Buharın özgül sıcaklığı kJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10 ³
-20	390,0	663,0	0,01	0,149	0,344	0,51	0,10	0,825	2,01
0	378,3	644,0	0,75	0,143	0,283	0,53	0,24	0,874	1,79
20	366,9	625,5	2,20	0,138	0,242	0,58	0,76	0,922	1,58
40	355,5	607,0	4,35	0,133	0,200	0,63	1,52	0,971	1,37
60	342,3	585,0	6,51	0,128	0,174	0,69	2,28	1,021	1,17
80	329,1	563,0	10,61	0,127	0,147	0,74	3,89	1,050	0,97
100	295,7	537,6	16,54	0,124	0,128	0,81	7,19	1,088	0,83
120	269,7	509,4	25,20	0,122	0,120	0,90	13,81	1,164	0,68

EK C-5. Aseton

Sıcaklık °C	Gizli Isı kJ/kg	Sıvı yoğunluğu kg/m ³	Buhar yoğunluğu kg/m ³	Sıvı ısıl iletkenliği W/m°Cx10 ⁻²	Sıvı viskozitesi cPx10 ⁻²	Buhar viskozitesi cPx10 ⁻³	Buhar basıncı bar	Buharın özgül sıcaklığı kJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10 ³
-40	660,0	860,0	0,03	0,200	0,800	0,68	0,01	2,00	3,10
-20	615,6	845,0	0,10	0,189	0,500	0,73	0,03	2,06	2,76
0	564,0	812,0	0,26	0,183	0,395	0,78	0,10	2,11	2,62
20	552,0	790,0	0,64	0,181	0,323	0,82	0,27	2,16	2,37
40	536,0	768,0	1,05	0,175	0,269	0,86	0,60	2,22	2,12
60	517,0	744,0	2,37	0,168	0,226	0,90	1,15	2,28	1,86
80	495,0	719,0	4,30	0,160	0,192	0,95	2,15	2,34	1,62
100	472,0	689,6	6,94	0,148	0,170	0,98	4,43	2,39	1,34
120	426,1	660,3	11,02	0,135	0,148	0,99	6,70	2,45	1,07
140	394,4	631,8	18,61	0,126	0,132	1,03	10,49	2,50	0,81

EK C-6. Metanol

Sıcaklık °C	Gizli Isı kJ/kg	Sıvı yoğunluğu kg/m ³	Buhar yoğunluğu kg/m ³	Sıvı ısıl iletkenliği W/m°Cx10 ⁻²	Sıvı viskozitesi cPx10 ⁻²	Buhar viskozitesi cPx10 ⁻³	Buhar basıncı bar	Buharın özgül sıcaklığı kJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10 ³
-50	1.194	843,5	0,01	0,210	1,700	0,72	0,01	1,20	3,26
-30	1.187	833,5	0,01	0,208	1,300	0,78	0,02	1,27	2,95
-10	1.182	818,7	0,04	0,206	0,945	0,85	0,04	1,34	2,63
10	1.175	800,5	0,12	0,204	0,701	0,91	0,10	1,40	2,36
30	1.155	782,0	0,31	0,203	0,521	0,98	0,25	1,47	2,18
50	1.125	764,1	0,77	0,202	0,399	1,04	0,55	1,54	2,01
70	1.085	746,2	1,47	0,201	0,314	1,11	1,31	1,61	1,85
90	1.035	724,4	3,01	0,199	0,259	1,19	2,69	1,79	1,66
110	980	703,6	5,64	0,197	0,211	1,26	4,98	1,92	1,46
130	920	685,2	9,81	0,195	0,166	1,31	7,86	1,92	1,25
150	850	653,2	15,90	0,193	0,138	1,38	8,94	1,92	1,04

EK C-7. Flutec PP2

Sıcaklık °C	Gizli Isı kJ/kg	Sıvı yoğunluğu kg/m ³	Buhar yoğunluğu kg/m ³	Sıvı ısıl iletkenliği W/m°Cx10 ⁻²	Sıvı viskozitesi cPx10 ⁻²	Buhar viskozitesi cPx10 ³	Buhar basıncı bar	Buharın özgül sıcaklığı kJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10 ³
-30	106,2	1.942	0,13	0,637	5,200	0,98	0,01	0,72	1,90
-10	103,1	1.886	0,44	0,626	3,500	1,03	0,02	0,81	1,71
10	99,8	1.829	1,39	0,613	2,140	1,07	0,09	0,92	1,52
30	96,3	1.773	2,96	0,601	1,435	1,12	0,22	1,01	1,32
50	91,8	1.716	6,43	0,588	1,005	1,17	0,39	1,07	1,13
70	87,0	1.660	11,79	0,575	0,720	1,22	0,62	1,11	0,93
90	82,1	1.599	21,99	0,563	0,543	1,26	1,43	1,17	0,73
110	76,5	1.558	34,92	0,550	0,429	1,31	2,82	1,25	0,52
130	70,3	1.515	57,21	0,537	0,314	1,36	4,83	1,33	0,32
160	59,1	1.440	103,63	0,518	0,167	1,43	8,76	1,45	0,01

EK C-8. Etanol

Sıcaklık °C	Gizli Isı kJ/kg	Sıvı yoğunluğu kg/m ³	Buhar yoğunluğu kg/m ³	Sıvı ısıl iletkenliği W/m ² Cx10 ⁻²	Sıvı viskozitesi cPx10 ⁻²	Buhar viskozitesi cPx10 ⁻³	Buhar basıncı bar	Buharın özgül sıcaklığı kJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10 ³
-30	939,4	825,0	0,02	0,177	3,40	0,75	0,01	1,25	2,76
-10	928,7	813,0	0,03	0,173	2,20	0,80	0,02	1,31	2,66
10	904,8	798,0	0,05	0,170	1,50	0,85	0,03	1,37	2,57
30	888,6	781,0	0,38	0,168	1,02	0,91	0,10	1,44	2,44
50	872,3	762,2	0,72	0,166	0,72	0,97	0,29	1,51	2,31
70	858,3	743,1	1,32	0,165	0,51	1,02	0,76	1,58	2,17
90	832,1	725,3	2,59	0,163	0,37	1,07	1,43	1,65	2,04
110	786,6	704,1	5,17	0,160	0,28	1,13	2,66	1,72	1,89
130	734,4	678,7	9,25	0,159	0,21	1,18	4,30	1,78	1,75

EK C-9. Heptan

Sıcaklık °C	Gizli Isı kJ/kg	Sıvı yoğunluğu kg/m ³	Buhar yoğunluğu kg/m ³	Sıvı ısıl iletkenliği W/m°Cx10 ⁻²	Sıvı viskozitesi cPx10 ⁻²	Buhar viskozitesi cPx10 ⁻³	Buhar basıncı bar	Buharın özgül sıcaklığı kJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10 ³
-20	384,0	715,5	0,01	0,143	0,69	0,57	0,01	0,83	2,42
0	372,6	699,0	0,17	0,141	0,53	0,60	0,02	0,87	2,21
20	362,2	683,0	0,49	0,140	0,43	0,63	0,08	0,92	2,01
40	351,8	667,0	0,97	0,139	0,34	0,66	0,20	0,97	1,81
60	341,5	649,0	1,45	0,137	0,29	0,70	0,32	1,02	1,62
80	331,2	631,0	2,31	0,135	0,24	0,74	0,62	1,05	1,43
100	319,6	612,0	3,71	0,133	0,21	0,77	1,10	1,09	1,28
120	305,0	592,0	6,08	0,132	0,18	0,82	1,85	1,16	1,10

EK C-10. Su

Sıcaklık °C	Gizli Isı kJ/kg	Sıvı yoğunluğu kg/m ³	Buhar yoğunluğu kg/m ³	Sıvı ısıl iletkenliği W/m°Cx10 ⁻²	Sıvı viskozitesi cPx10 ⁻²	Buhar viskozitesi cPx10 ⁻³	Buhar basıncı bar	Buharın özgül sıcaklığı kJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10 ³
20	2.448	998,2	0,02	0,603	1,00	0,96	0,02	1,81	7,28
40	2.402	992,3	0,05	0,630	0,65	1,04	0,07	1,89	6,96
60	2.359	983,0	0,13	0,649	0,47	1,12	0,20	1,91	6,62
80	2.309	972,0	0,29	0,668	0,36	1,19	0,47	1,95	6,26
100	2.258	958,0	0,60	0,680	0,28	1,27	1,01	2,01	5,89
120	2.200	945,0	1,12	0,682	0,23	1,34	2,02	2,09	5,50
140	2.139	928,0	1,99	0,683	0,20	1,41	3,90	2,21	5,06
160	2.074	909,0	3,27	0,679	0,17	1,49	6,44	2,38	4,66
180	2.003	888,0	5,16	0,669	0,15	1,57	10,04	2,62	4,29
200	1.967	865,0	7,87	0,659	0,14	1,65	16,19	2,91	3,89

EK C-11. Flutec PP9

Sıcaklık °C	Gizli Isı kJ/kg	Sıvı yoğunluğu kg/m ³	Buhar yoğunluğu kg/m ³	Sıvı ısıl iletkenliği W/m°Cx10 ⁻²	Sıvı viskozitesi cPx10 ²	Buhar viskozitesi cPx10 ³	Buhar basıncı bar	Buharın özgül sıcaklığı kJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10 ³
-30	103,0	2.098	0,01	0,060	5,77	0,82	0,00	0,80	2,36
0	98,4	2.029	0,01	0,059	3,31	0,90	0,00	0,87	2,08
30	94,5	1.960	0,12	0,057	1,48	1,06	0,01	0,94	1,80
60	90,2	1.891	0,61	0,056	0,94	1,18	0,03	1,02	1,52
90	86,1	1.822	1,93	0,054	0,65	1,21	0,12	1,09	1,24
120	83,0	1.753	4,52	0,053	0,49	1,23	0,28	1,15	0,95
150	77,4	1.685	11,81	0,052	0,38	1,26	0,61	1,23	0,67
180	70,8	1.604	25,13	0,051	0,30	1,33	1,58	1,30	0,40
225	59,4	1.455	63,27	0,049	0,21	1,44	4,21	1,41	0,01

EK C-12. Yüksek Sıcaklık Organikleri

Sıcaklık °C	Gizli Isı kJ/kg	Sıvı yoğunluğu kg/m ³	Buhar yoğunluğu kg/m ³	Sıvı ısıl iletkenliği W/m ² Cx10 ⁻²	Sıvı viskozitesi cPx10 ⁻²	Buhar viskozitesi cPx10 ⁻³	Buhar basıncı bar	Buharın özgül sıcaklığı kJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10 ³
100	354,0	992,0	0,03	0,131	0,97	0,67	0,01	1,34	3,50
150	338,0	951,0	0,22	0,125	0,57	0,78	0,05	1,51	3,00
200	321,0	905,0	0,94	0,119	0,39	0,89	0,25	1,67	2,50
250	301,0	858,0	3,60	0,113	0,27	1,00	0,88	1,81	2,00
300	278,0	809,0	8,74	0,106	0,20	1,12	2,43	1,95	1,50
350	251,0	755,0	19,37	0,099	0,15	1,23	5,55	2,03	1,00
400	219,0	691,0	41,89	0,093	0,12	1,34	10,90	2,11	0,50
450	185,0	625,0	81,00	0,086	0,10	1,45	19,00	2,19	0,03

EK C-13. Cıva

Sıcaklık °C	Gizli Isı kJ/kg	Sıvı yoğunluğu kg/m ³	Buhar yoğunluğu kg/m ³	Sıvı ısıl iletkenliği W/m ² Cx10 ⁻²	Sıvı viskozitesi cPx10 ²	Buhar viskozitesi cPx10 ³	Buhar basıncı bar	Buharın özgül sıcaklığı kJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10 ³
150	308,8	13.230	0,01	9,99	1,09	0,39	0,01	1,04	4,45
250	303,8	12.995	0,60	11,23	0,96	0,48	0,18	1,04	4,15
300	301,8	12.880	1,73	11,73	0,93	0,53	0,44	1,04	4,00
350	298,9	12.763	4,45	12,18	0,89	0,61	1,16	1,04	3,82
400	296,3	12.656	8,75	12,58	0,86	0,66	2,42	1,04	3,74
450	293,8	12.508	16,80	12,96	0,83	0,70	4,92	1,04	3,61
500	291,3	12.308	28,60	13,31	0,80	0,75	8,86	1,04	3,41
550	288,8	12.154	44,92	13,62	0,79	0,81	15,03	1,04	3,25
600	286,3	12.054	65,75	13,87	0,78	0,87	23,77	1,04	3,15
650	283,5	11.962	94,39	14,15	0,78	0,95	34,95	1,04	3,03
750	277,0	11.800	170,00	14,80	0,77	1,10	63,00	1,04	2,75

EK C-14. Sezyum

Sıcaklık °C	Gizli Isı kJ/kg	Sıvı yoğunluğu kg/m ³	Buhar yoğunluğu kg/m ³	Sıvı ısıl iletkenliği W/m°Cx10 ⁻²	Sıvı viskozitesi cPx10 ⁻²	Buhar viskozitesi cPx10 ⁻³	Buhar basıncı bar	Buharın özgül sıcaklığı kJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10 ³
375	530,4	1.740	0,01	20,76	0,25	2,20	0,02	1,56	5,81
425	520,4	1.730	0,01	20,51	0,23	2,30	0,04	1,56	5,61
475	515,2	1.720	0,02	20,02	0,22	2,40	0,09	1,56	5,36
525	510,2	1.710	0,03	19,52	0,20	2,50	0,16	1,56	5,11
575	502,8	1.700	0,07	18,83	0,19	2,55	0,36	1,56	4,81
625	495,3	1.690	0,10	18,13	0,18	2,60	0,57	1,56	4,51
675	490,2	1.680	0,18	17,48	0,17	2,67	1,04	1,56	4,21
725	485,2	1.670	0,26	16,83	0,17	2,75	1,52	1,56	3,91
775	477,8	1.655	0,40	16,18	0,16	2,28	2,46	1,56	3,66
825	470,3	1.640	0,55	15,53	0,16	2,90	3,41	1,56	3,41

EK C-15. Potasyum

Sıcaklık °C	Gizli Isı kJ/kg	Sıvı yoğunluğu kg/m ³	Buhar yoğunluğu kg/m ³	Sıvı ısı iletkenliği W/m°Cx10 ⁻²	Sıvı viskozitesi cPx10 ⁻²	Buhar viskozitesi cPx10 ⁻³	Buhar basıncı bar	Buharın özgül sıcaklığı kJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10 ³
350	2.093	763,1	0,002	51,08	0,21	0,15	0,01	5,32	9,50
400	2.078	748,1	0,006	49,08	0,19	0,16	0,01	5,32	9,04
450	2.060	735,4	0,015	47,08	0,18	0,16	0,02	5,32	8,69
500	2.040	725,4	0,031	45,08	0,17	0,17	0,05	5,32	8,44
550	2.020	715,4	0,062	43,31	0,15	0,17	0,10	5,32	8,16
600	2.000	705,4	0,111	41,81	0,14	0,18	0,19	5,32	7,86
650	1.980	695,4	0,193	40,08	0,13	0,19	0,35	5,32	7,51
700	1.969	685,4	0,314	38,08	0,12	0,19	0,61	5,32	7,12
750	1.938	675,4	0,486	36,31	0,12	0,20	0,99	5,32	6,72
800	1.913	665,4	0,716	34,81	0,11	0,20	1,55	5,32	6,32
850	1.883	653,1	1,054	33,31	0,10	0,21	2,34	5,32	5,92

EK C-16. Sodyum

Sıcaklık °C	Gizli Isı kJ/kg	Sıvı yoğunluğu kg/m ³	Buhar yoğunluğu kg/m ³	Sıvı ısıl iletkenliği W/m°Cx10 ⁻²	Sıvı viskozitesi cPx10 ⁻²	Buhar viskozitesi cPx10 ⁻³	Buhar basıncı bar	Buharın özgül sıcaklığı kJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10 ³
500	4.370	828,1	0,003	70,08	0,24	0,18	0,01	9,04	1,51
600	4.243	805,4	0,013	64,62	0,21	0,19	0,04	9,04	1,42
700	4.090	763,5	0,050	60,81	0,19	0,20	0,15	9,04	1,33
800	3.977	757,3	0,134	57,81	0,18	0,22	0,47	9,04	1,23
900	3.913	745,4	0,306	53,35	0,17	0,23	1,25	9,04	1,13
1.000	3.827	725,4	0,667	49,08	0,16	0,24	2,81	9,04	1,04
1.100	3.690	690,8	1,306	45,08	0,16	0,25	5,49	9,04	0,95
1.200	3.577	669,0	2,303	41,08	0,15	0,26	9,59	9,04	0,86
1.300	3.477	654,0	3,622	37,08	0,15	0,27	15,91	9,04	0,77

EK C-17. Lityum

Sıcaklık °C	Gizli Isı kJ/kg	Sıvı yoğunluğu kg/m ³	Buhar yoğunluğu kg/m ³	Sıvı ısı iletkenliği W/m°Cx10 ⁻²	Sıvı viskozitesi cPx10 ⁻²	Buhar viskozitesi cPx10 ⁻³	Buhar basıncı bar	Buharın özgül sıcaklığı kJ/kg°C	Sıvı yüzey gerilimi N/mx10 ³
1.030	20.500	450	0.005	67	0.24	1.67	0.07	0.532	2.90
1.130	20.100	440	0.013	69	0.24	1.74	0.17	0.532	2.85
1.230	20.000	430	0.028	70	0.23	1.83	0.45	0.532	2.75
1.330	19.700	420	0.057	69	0.23	1.91	0.96	0.532	2.60
1.430	19.200	410	0.108	68	0.23	2.00	1.85	0.532	2.40
1.530	18.900	405	0.193	65	0.23	2.10	3.30	0.532	2.25
1.630	18.500	400	0.340	62	0.23	2.17	5.30	0.532	2.10
1.730	18.200	398	0.490	59	0.23	2.26	8.90	0.532	2.05

EK D. Ortalama Nusselt Sayısı ve Sürtünme Faktörü İçin Formüller

Zorunlu hava akımına maruz radyatörler (soğutma rampası içinde örtülü soğutma):

Düz yüzey (L = akış boyunca uzunluk) genellikle yaygın durumun takip edilmesiyle:

Laminer akış, $Re_L < 5.0E5$, bölgesel T_∞ esas alınarak ve serbest akış hızı $u = u_\infty$

$Pr > 0.6$, T_∞ esas alınarak,

$$Nu = 0.664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3}$$

Karışık akış, $5.5E5 < Re < 1.0E8$, ortalama $T_f \equiv 0.5(T_s + T_\infty)$ esas alınarak ve

$u = u_\infty$

$0.6 < Pr < 60$, ortalama $T_f \equiv 0.5(T_s + T_\infty)$ esas alınarak

$$Nu = (0.037 Re_L^{4/5} - 871) Pr^{1/3}$$

Hala havaya maruz radyatörler (soğutma fanları olmadan kontrollü çevre bölümü)

Düşey düz yüzey (L = düşey boyut)

Ra_L 'de sınırlandırmadan, $T_f \equiv 0.5(T_s + T_\infty)$

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0.492/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

Düşeyden θ açısındaki düz plakanın üst yüzeyi (60 derece veya daha üstü) (L = düşey boyut)

Ra_L 'de sınırlandırmadan, $T_f \equiv 0.5(T_s + T_\infty)$

Ra_L 'de g ile $g \cos \theta$ 'nın yer değiştirmesi ile düşeydeki düz plaka için aynı eşitlik

Yatay düz plaka yukarı bakacak şekilde (L = alanın karekökü)

$10^6 < Ra_L < \approx 10^7$, $T_f \equiv 0.5(T_s + T_\infty)$

$$Nu = 0.54 Ra_L^{1/4}$$

$\approx 10^7 < Ra_L < 10^{10}$, $T_f \equiv 0.5(T_s + T_\infty)$

$$Nu = 0.15 Ra_L^{1/3}$$

Yatay düz plaka aşağı bakacak şekilde (= alanın karekökü)

$10^5 < Ra_L < \approx 10^{10}$, $T_f \equiv 0.5(T_s + T_\infty)$

$$Nu = 0.27 Ra_L^{1/4}$$

EK D. (Devam) Ortalama Nusselt Sayısı ve Sürtünme Faktörü İçin Formüller

İç akış (sıvı kolektörleri, ısı boruları ve kılcal pompalı döngüler):

Dairesel tüplerde tamamen geliştirilmiş akış ($L \equiv$ tüp çapı D), karakteristik hızda birim geçiş alanının akış kütle oranı esas alınarak

$$T_f \equiv 0.5(T_s + T_\infty)$$

$$\text{Re}_D < \approx 2.3E3; M < 0.3$$

$$f \text{Re}_D = 16 \text{ (Moody diyagramı, Fanning sürtünme faktörü)}$$

$$\text{Nu}_D = 4.36 \text{ duvardaki üniform ısı akısı için}$$

$$\text{Nu}_D = 3.66 \text{ sabit duvar sıcaklığı için}$$

$$\text{Re}_D < \approx 2.3E3; M < 0.3$$

$$f \text{Re}_D = 16 \left[1 + M^2 (\gamma - 1) / 2 \right]^{-1/2}$$

$$\approx 2.3E3 < \text{Re}_D < 1.0E5; M < 0.3$$

$$f \text{Re}_D^{1/4} = 0.079 \text{ (Moody diyagramı, Fanning sürtünme faktörü)}$$

$$\approx 2.3E3 < \text{Re}_D < 1.0E5; M < 0.3$$

$$f \text{Re}_D^{1/4} = 0.079 \left[1 + M^2 (\gamma - 1) / 2 \right]^{-3/4}$$

ÖZGEÇMİŞ

Emel Bostancıoğlu, 07.01.1972 de Sakarya' da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Adapazarı'nda tamamladı. 1988 yılında Adapazarı Atatürk Lisesi'nden mezun oldu. 1989 yılında İ.T.Ü. Sakarya Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'ne başladı ve 1993 yılında buradan mezun oldu. 11/1994-01/1996 yıllarında Yılmaz Mühendislik'te, 01/1996-11/1996 yılında Asemak Asansörleri'nde ve 11/1996-03/2005 yılları arasında da Taşöz Dekorasyon A.Ş.'de mühendis olarak görev yaptı.