

PAPER DETAILS

TITLE: Farkli Sogutucular Kullanarak CPU'nun Isi Borulari ile Sogutulmasi

AUTHORS: Isak KOTCIOGLU,Sinan ÇALISKAN,Eyüphan MANAY

PAGES: 109-116

ORIGINAL PDF URL: <https://dergipark.org.tr/tr/download/article-file/399895>



FARKLI SOĞUTUCULAR KULLANARAK CPU' NUN ISI BORULARI İLE SOĞUTULMASI

İsak KOTÇİOĞLU *, Sinan ÇALIŞKAN ** ve Eyüphan MANAY *

*Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü 25240 Erzurum,
ikotcioglu@atauni.edu.tr, emanay@atauni.edu.tr

**Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü 19030 Çorum, scaliskan@gazi.edu.tr

(Geliş Tarihi: 03. 12. 2008, Kabul Tarihi: 17. 06. 2009)

Özet: Bu çalışma, bilgisayarların soğutulmasında ısı borularının etkin kullanılması ile ilgili yapılan teorik bir çalışmadır. Soğutucu akışkan ısı kaynağından (Central Processing Unit – CPU'dan) ısıyı absorbe eder. Evaporatörde buharlaşan akışkan kondensere doğru hareket eder ve kondenserde yoğunlaşarak çevrimi tamamlar. Bu çalışmada, tasarlanan ısı borulu soğutma sistemi CPU üzerine oturtulan bakır bir blok, blok içinde 6 adet dairesel kanal ve birbirinden bağımsız olarak çalışan ısı borularından oluşmaktadır. Soğutucu akışkan olarak NH₃, R-22 ve R-134a soğutucu akışkanları seçilmiştir. Her akışkan için beş farklı film sıcaklığı kullanılmıştır. CPU'nun soğutulmasında en etkin soğutucu akışkanın R-22 olduğu hesaplamalar sonucunda belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı Borusu, Evaporatör, Kondenser, Fital malzeme, Elektronik sistemlerin soğutulması, CPU.

COOLING OF A CPU WITH HEAT PIPES USING DIFFERENT REFRIGERATION FLUIDS

Abstract: This work is a theoretical study that is related to the efficient use of heat pipes designed for cooling of computers. Refrigeration fluid absorbs heat from the heat source (Central Processing Unit - from CPU). The vaporizing fluid in the evaporator moves towards the condenser and condenses the cycle is completed. In this study, the designed cooling system with heat pipes mainly consists of a copper block located at CPU surface, six pieces circular channels inside block, and the heat pipes working are independent from each other. NH₃, R-22 and R-134a were chosen as refrigeration fluids. Five different film temperatures were used for each fluid. It was determined that the most efficient cooling of CPU can be obtained with R-22.

Key words: Heat pipe, Evaporator, Condenser, Wick material, Cooling of electronic systems, CPU.

SEMBOLLER

a	Yarıçap [m]
A	Kesit alanı [m ²]
g	Yerçekimi ivmesi [m/s ²]
l	Isı borusunun uzunluğu [m]
l _a	Ara bölge uzunluğu [m]
l _c	Kondenser uzunluğu [m]
l _e	Evaporatör uzunluğu [m]
L	Buharlaştırma gizli ısı [J/Kg]
L _{eff}	Efektif boru uzunluğu [m]
ṁ	Sıvı akış oranı [kg/s]
M	Merit sayısı [W/m ²]
P	Buhar basıncı [kPa]
ΔP	Basınç kaybı
ΔP _c	Kapilar basınç
Q	Isı miktarı [W]
Re	Reynolds sayısı
R	Eğrilik yarıçapı [m]
R _{th}	Termal direnç [°C/W]

r _v	Buharın aktığı kesitin yarıçapı [m]
r _e	Efektif porozite yarıçapı [m]
T _c	Kondenser sıcaklığı [°C]
T _e	Evaporatör sıcaklığı [°C]
T _v	Buhar sıcaklığı [°C]
T _{cpu}	CPU merkezindeki akışkan sıcaklığı [°C]
T _{ort}	Ortam sıcaklığı [°C]
$\bar{V}$	Ortalama hız [m/s]
σ	Yüzey gerilimi [N/m]
ρ	Akışkanın yoğunluğu [kg/m ³]
μ	Dinamik viskozite [kg/ms]
φ	Isı borusu eğim açısı [°]
κ	Fital malzemesi geçirgenliği [m ²]

Alt İndisler

a	Adyabatik
c	Kondenser
e	Evaporatör
g	Gravitasyon

HP	Isı borusu
L	Sıvı
v	Buhar
top	Toplam
Ort	Ortam
max.	Maximum
r	Radyal

GİRİŞ

Bilgisayarların soğutulması, hızlı çalışabilmesi ve performansının yüksek olması açısından önemlidir. CPU belli sıcaklıkların üstüne çıktığında çalışmaz duruma gelmektedir. Bu problem bilgisayar çiplerinin minyatürleştirilmesi ve artan ısı ile daha da belirsiz hale gelmiştir. Geleneksel yöntemlerde bu ısı sistemden doğal ve zorlanmış taşınımı kanatçıklar ve fan yardımıyla sistemden atılmaya çalışılmaktadır. Bilindiği üzere, elektronik devre elemanları zorlanmış hava veya su sirkülasyonu veya metal kanatlardan oluşan sistemlerle soğutulmaktadır. Fanlı ve kanatçıklı ısı değiştiricileri sistemlerden ısıyı atmak için yetersizdir. Bunun önlenmesi için klasik fanlı soğutma yerine ısı borulu soğutma teknolojisine geçilmiştir. Laptop bilgisayarların içine yerleştirilmiş CPU'lardan ısıyı atmak için kanatçıklı ısı değiştiriciler ve ısı boruları kullanılmaktadır. Sonraki gelişmelerde çarpmalı jet ve mini kanallı ısı değiştiriciler bilgisayarların soğutulması için kullanılmıştır. İşte buraya kadar belirtilen nedenlerle, elektronik sistemler tarafından giderek artan bir şekilde üretilen ısı problemini çözmek için, elektronik endüstrisinde kanat ve fan tekniği yerine iki fazlı mekanizmalar (evaporatör ve kondenser) temel soğutma teknolojileri açısından önemli hale gelmiştir.

Günümüzde ısı borularının kullanım alanı çok genişler. Bilgisayar CPU'larının soğutulmasından nükleer santrallere, uzay araçlarındaki kullanımdan elektronik sanayisine, çeşitli proseslerin kontrolünden güneş enerjisi uygulamalarına, iklimlendirme tesislerinden otoyollara ya da petrol boru hatlarına ve daha birçok uygulama alanında yer bulabilmektedir. Özellikle iklimlendirme sistemlerinde ve büyük sistemlerde de havanın ön ısıtılması amacıyla ısı geri kazanım uygulamalarında kullanılmaktadır (Habeullah vd.1997; Güngör 1995; Dube 1996; Lin vd. 2005; Noie ve Majideian, 2000).

Wadsworth vd. (1990) çalışmalarında toplam 237 mm² alana sahip olan Pentium 4 3.2 GHz CPU dan 85 W (yaklaşık 36 W/cm² lik ısı akısına eşit) ısı atabilen bu sistemleri daha da geliştirilerek, toplam 112 mm² alan ve 2.3 GHz özelliklere sahip CPU'dan yaklaşık 95 W/cm² ısı akısına eşit miktarda ısıyı sistemden (89-100W) atan ısı borulu mekanizmalar geliştirilmiş ve laptop bilgisayar içerisine yerleştirilmişlerdir. Bintoro vd. (2005) tek fazlı çarpmalı jet ve mini kanallı ısı değiştiricisine sahip elektronik soğutma sistemi kullanarak ortalama sıcaklık 30 °C için çip yüzey sıcaklığı 95 °C' ye ulaşmış ve sistemin performansını 21,4 bulmuşlardır.

Faghri (1994) ısı borusu malzemesi olarak çalışma şartlarına bağlı olarak kullanılan iş akışkanı ile uyumlu çalışabilecek alüminyum, bakır, çelik, seramik veya diğer malzemelerinde kullanılabileceklerini ifade etmişlerdir. Malzeme seçiminde en önemli konu akışkan ile uyumlu olması, yani çalışma esnasında gaz üretiminin olmaması olduğunu çalışmalarında bulmuşlardır.

Maydanik (2005) ısı borulu kapalı döngü esasına göre çalışan çevrimlerle (Loop heat pipes LHPs) ilgili özet çalışma yapmıştır. Bu çalışmada, özellikle elektronik ve uzay teknolojilerine ait başarılı uygulamaların teorik ve deneysel sonuçları ile ilgili gelişmeleri kısaca sunmuştur. Maydanik vd.(2005) minyatür ısı borulu (MLHPs) soğutma mekanizmasında soğutkan olarak amonyak ve su kullanarak MLHPs'ları farklı deneylere farklı şartlarda adapte etmeye çalışmışlardır. Sonuçta yaklaşık 100-200W lık ısı yükünü 300mm ye kadar olan mesafeye atabilmeyi başarmışlardır.

Nguyen vd. (1998) çalışmalarında PC'lerin soğutulması için üç ayrı yöntem üzerinde inceleme yapmışlardır. 12W'dan daha az ısı girişi neticesinde elde edilen deney sonuçlara göre üç ayrı yöntem için sistemde oluşan ısı dirençleri irdelemişlerdir. Kim vd. (2003) Pentium-IV, yüksek performanslı PC, CPU'larda meydana gelen aşırı ısınma problemini gidermek ve sistemden ısıyı uzaklaştırmak için fan sistemli ısı borusu sistemi geliştirmişler. Ayrıca çalışmalarında sistemin ısı davranışını ses akustikini test etmişlerdir.

Chen vd.(2006) minyatür ısı borulu (mLHPs) çevrim elemanı iki adet düşey ve iki adet yatay yönde evaporatör ve kondenser yerleştirilerek farklı sıcaklıklarda deneyler gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarını kararlı ve zamana bağlı olarak yürütmüşler ve sonuçta yatay yöndeki mLHP'nin performansının daha uygun olduğunu vurgulamışlardır. Pastukhov vd.(2003) PC'nin CPU ve diğer mikro işlemcilerinin soğutulması için çalışmalarında minyatür ısı borulu (mLHPs) çevrim elemanın 25-30W ısı kapasitede işlem şartlarını analiz etmişlerdir. Böyle bir sistemin ısı direncinin 1,7-4 °C/W olduğunu tespit etmişlerdir.

Riehl vd.(2006) gelecekte uzay çalışmalarında yüksek saflıkta aseton ve amonyaklı soğutkanla çalışan LHP teknolojisinin kullanımı ve iyileştirilmesi için geliştirdikleri sistemde araştırmalar yapmış ve farklı LHP'lu tasarımlar gerçekleştirerek bunlar üzerinde farklı soğutkanlar denemişlerdir. Her iki akışkanla 80W kadar yapılan testler sonucunda seçilen geometri ve ısı taşınımı ile ilgili farklılıkları ortaya koymuşlardır. Pastukhov vd. (2007) ısı borulu sisteme dayalı PC ve mikro işlemcilerinin soğutulması ile bağlantılı olarak ses düzeyini de konu alan bir çalışma yürütmüşlerdir. Bu çalışmada aktif, pasif ve yarı pasif sistemlerle ısı borulu çevrim mekanizmasını birlikte deneyerek 22°C ortam sıcaklığında, 78 °C işlem sıcaklıklarında ve 100

W kadar ısı yüklerinde araştırmalar yapmışlardır. Aktif yöntemle sistemin termal direncini $0.29 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$ 'ye kadar düşürdüklerini ifade etmişlerdir. Kaya vd.(2006) nümerik bir çalışma yaparak poroz bir yapıya sahip ısı borulu soğutma çevrim mekanizmasının kılcalık yapısına bağlı olarak ısı ve kütle transferini incelemişlerdir. Hesaplama yöntemlerinde sonlu fark yöntemini kullanmışlardır. Kılcal yapının aşırı ısınma limitlerini belirlemeye çalışmışlardır.

Farklı uzunluk ve çaplarda iki silindirik yoğusturucu ve iki buharlaştırıcıdan oluşan bir sistemde soğutkan olarak amonyak kullanarak deneyler Maydanik vd.(2003) tarafından gerçekleştirilmiştir. Çalışmalarında, maksimum toplam ısı kapasitenin 1100-1400W olduğunu yoğusturucu ve buharlaştırıcıda ısı yük dağılımının aynı olmadığını sonucuna varmışlardır. Singh vd. (2007-2008) bakır/su çiftine göre çalışan düzlem yüzey buharlaştırıcısı ve hava soğutmalı yoğusturucuya sahip LHP'li bir soğutma çevrimi gerçekleştirerek deneyler yapmışlardır. Bu LHP, 170 W ısı yükünde test edilmiş, maksimum buharlaşma ısı transfer katsayısı $22,000 \text{ W/m}^2\text{K}$, buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı ise $99,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ve ısı direnç ise $1,2 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$ olarak hesaplamışlardır.

Özkaymak vd.(2000) kişisel bilgisayarlarda bulunan mikro işlemcilerin, ısı borusu ile soğutulmasını deneysel olarak incelemişlerdir. Deney için geliştirilen prototip'te (benzeşim sisteminde) soğutma yapılmadan önceki yüzey sıcaklığı 90°C ve bilgisayar iş ortamı ortalama sıcaklığı 35°C alınmıştır. Ayrıca geliştirilen sistem ile mevcut fan/soğutuculu sistemin performans ve maliyeti yönünden karşılaştırması yapılmıştır.

Bu çalışmanın amacı, bilgisayarların CPU'larının soğutulması için kanatçıklı ısı borulu soğutma sisteminin farklı sıcaklık ve ısı yükleri için farklı akışkanlarla ilgili teorik bir araştırma yapılmıştır. Birçok avantajı, uygulama alanı ve farklı şekillerde tasarlanabilmesi nedeniyle bu araştırmanın ilgi odağı olmuştur.

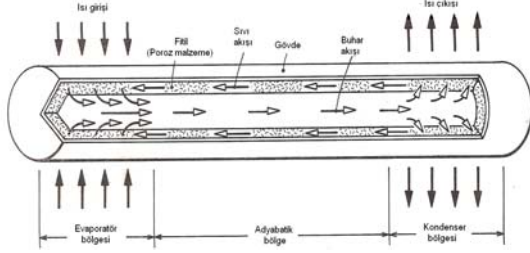
ISI BORULU SOĞUTMA SİSTEMİ VE ÇALIŞMA PRENSİBİ

Soğutma sistemine ait ısı borusunun şematik resmi Şekil 1'de verilmiştir. Şekil 2'de perspektifi ve diğer görüşleri gösterilen sistem, CPU üzerine oturtulan düzlem plaka şeklinde bakır (Cu) blok içine uç kısımları yerleştirilmiş 6 adet eşit ve birbirinden bağımsız olarak çalışan ısı borularından oluşmaktadır. Isı borusu havası boşaltılıp içine bir miktar soğutkan (su, aseton, amonyak, metanol, R-22 ve R-134a v.b.) konulmuş silindirik veya prizma biçiminde kapalı bir hazneden oluşan ısı transfer elemanıdır. Çeşitli ısı borusu uygulamaları için seçilen soğutkanların yüksek buharlaşma entalpilerine, yüksek yüzey gerilmesine ve düşük viskoziteye sahip olmaları istenir. Şekil 1'de görüldüğü gibi ısı borusu; üç temel elemandan oluşmaktadır. Bunlar sıcak ortamdan ısının çekildiği

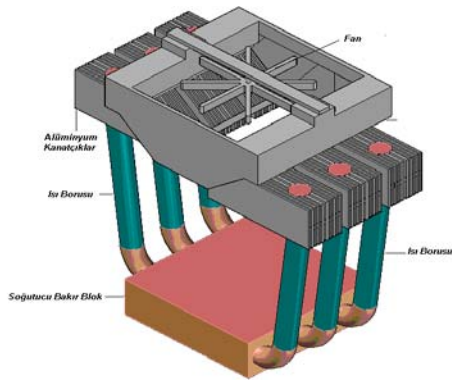
evaporatör bölgesi, çekilen ısıyı düşük sıcaklıktaki ortama aktaran kondenser bölgesi ve ısı alışverişinin olmadığı adyabatik bölgedir. Isı boruların evaporatör ve kondenser kısımları bakır olup, ara bölge ise yalıtılmıştır. Evaporatördeki akışkan, CPU'nun ısınısını alarak buharlaşır ve buharlaşan akışkan gizli ısınısını vererek gaz fazından sıvı fazına dönüşen soğutucu akışkan (soğutkan) gözenekli fitil yardımı ve kapilarite kuvvetinin etkisiyle kondensere döndürülür. Kondenser bölümündeki fanın emdiği soğuk havanın kondenser cidarlarıyla ve kanatçıklarıyla temas etmesi sonucu, buhar fazdaki soğutkan ısınısını ortama atarak yoğunlaşır ve damlacık film yoğunlaşma şeklinde kapılar basıncın ve yer çekiminin etkisiyle evaporatör bölümüne doğru akmaktadır. Isı borusunun daha verimli çalışabilmesi için evaporatör görevi yapan kısmın yoğusturucu görevi yapan kısımdan daha alçakta olması gerekir. Isı borularının kondenser bölgesinde daha iyi ve hızlı bir yoğunlaşma elde edebilmek için kanatçıklar ilave edilmiştir. Kanatçıklar, alüminyum (Al) malzemeden ince levha plakalar halinde ortam havası ile temas edecek şekilde aralıklı olarak kondenser kısmına yerleştirilmiştir. Kanatçıklar, ısı transferinin iyileştirilmesi için değişik geometri ve malzemelerden imal edilmiş arttırılmış yüzey elemanlarıdır. Bu sistemde kondensere gelen gaz (buhar) fazındaki soğutkanın ısınısını ortama atarak yeterince yoğunlaşmasını sağlamak ve etkin bir soğutma sağlamak için Şekil 2'de görüldüğü gibi kanatçıklar ısı borusu yoğunlaşma bölgesine yerleştirilmişlerdir. Ayrıca, kanatçıklar arasına fanın yerleştirilebilmesi ve daha fazla hava emerek sirkülasyonu sağlaması için karşılıklı kanatçıkların birbirine bakan uçları V şeklinde tasarlanmıştır.

Bu şekilde tasarlanan ısı borusunun kanatçıklı olması özelliğinden dolayı elektronik sistemlerin, özellikle bilgisayar işlemcilerinin soğutulmasında oldukça avantajlı bir tasarım olarak düşünülmektedir. Şekil 2'de görüldüğü gibi, ısı borularının evaporatör bölümü (bakır blok içindeki kısım ve çıkışındaki eğimli dirsekler) bakır bloka sıkı geçme şeklinde monte edilmiştir. Bakır blok ise, ısı üreten mikro işlemci devre elemanı (CPU) ile direkt temas halindedir. Isı borusu mekanizmasının içindeki çalışma akışkanı (soğutkan veya soğutucu akışkan) sıcaklığı zamanla CPU ve diğer elektronik devre elemanlarının ısınmasından dolayı artmaktadır. Bu yüzden CPU da meydana gelen ısı, boru içindeki soğutucu akışkanla PC ve diğer elemanların bulunduğu elektronik ortamdan dışarı atılmaktadır. Bu sistemde kullanılan ısı borularının efektif boyu ve kesit alanı sırasıyla $L_{eff} = 0,12 \text{ m}$, $A_w = 50,24 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ dir. Isı borusunda kullanılan fitil malzemeler (poroz yapılı, 100 meshlik fitil malzeme), kapilarite pompalama basıncı ve yoğunlaşan sıvının buharlaştırıcıya dönebilmesi için ara akış yollarına sahip olmalıdırlar. Isı borusu fitil malzemesinin, efektif porozite yarıçapı $r_c = 0,12 \text{ mm}$ (poroz malzemenin içindeki gözenekler ıslatan bir sıvı ile doldurulur) ve geçirgenliği $\kappa = 1,8.10^{-10} \text{ m}^2$ olan fitil malzemesi seçilmiştir. Isı borusunun düşeyle yaptığı eğim açısı ise $\phi = 7^{\circ}$ olarak alınmıştır. Isı borusunda,

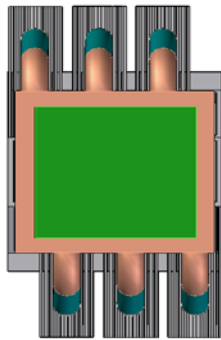
beş farklı film sıcaklığında çalışma akışkanı olarak NH₃, R-22 ve R-134a seçilmiştir. NH₃, R-22 ve R-134a soğutucu akışkanlarına ait termo- fiziksel özellikler Tablo 1,2 ve 3’de verilmiştir. Bilgisayarın çalışması sırasında, mikro işlemci (CPU) sıcaklığı 60°C olarak alınmıştır. Çalışma sıvısı sıcaklıkları ise kademeli olarak 0, 10, 20, 30 ve 40°C alınmıştır. İş yapan akışkanların termo-fiziksel özellikleri film sıcaklığına ($T_f = (T_w + T_s)/2$) göre termodinamik tablolardan okunmuştur (Moran and Shapiro 1996).



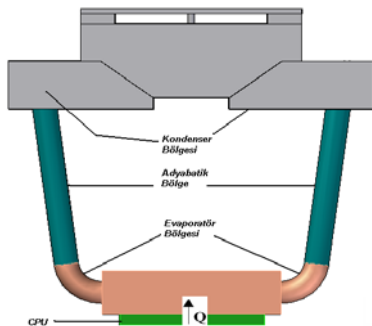
Şekil 1. Isı borusunun şematik resmi.



(a)



(b)



(c)

Şekil 2. Isı borulu soğutma mekanizmasının (a) perspektif görünüşü (b) ön görünüşü (c) alt görünüşü.

Tablo 1. Amonyak gazının termofiziksel özellikleri ve belli sıcaklıklarda çektiği ısı yükü.

$T_f = (T_w + T_s)/2$ (°C)	ρ (kg/m ³)	μ (kg/ms)	σ (N/m)	h_{fg} (J/kg)	Q_{max} (Watt)
30	602	0,000131	0,02	1159000	99,14618
35	594,5	0,000126	0,019	1141000	93,88994
40	587	0,000119	0,018	1115000	89,45964
45	579,5	0,000113	0,017	1097000	84,89452
50	572	0,000108	0,016	1087000	80,11168

Tablo 2. R-22 gazının termofiziksel özellikleri ve belli sıcaklıklarda çektiği ısı yükü.

$T_f = (T_w + T_s)/2$ (°C)	ρ (kg/m ³)	μ (kg/ms)	σ (N/m)	h_{fg} (J/kg)	Q_{max} (Watt)
30	1183	0,000157	0,078	180500	115,8582
35	1167	0,000149	0,071	175300	105,1244
40	1143	0,000141	0,064	169800	93,64565
45	1117	0,000134	0,058	164000	83,08866
50	1098	0,000127	0,051	157900	71,24961

Tablo 3. R-134a gazının termofiziksel özellikleri ve belli sıcaklıklarda çektiği ısı yükü.

$T_f = (T_w + T_s)/2$ (°C)	ρ (kg/m ³)	μ (kg/ms)	σ (N/m)	h_{fg} (J/kg)	Q_{max} (Watt)
30	1199	0,000209	0,0792	176100	87,40711
35	1178	0,000197	0,0718	171300	79,33589
40	1160	0,000186	0,066	166200	72,93115
45	1136	0,000175	0,06	160900	65,89058
50	1118	0,000164	0,0533	155400	58,12191

TEORİK ÇALIŞMA

Isı borusu temelde üç ayrı komponent’ten oluşmaktadır. Bu komponentler; çalışma akışkanı, fitil veya kapilarite (kılcalılık) yapısı ve akış boşluğundan oluşmaktadır. Isı borusu tasarlanırken, hem evaporatör hem de kondenser bölgesi uzunluğu kütle akışı için önemlidir. Bu bölgeler için geometrik uzunluktan ziyade efektif uzunluk kullanılmalıdır. Eğer birim uzunluk için kütle değişimi sabit kalırsa toplam kütle akışı aratacak veya azalacaktır. Bu yüzden akan akışkan için toplam efektif uzunluk aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir;

$$L_{eff} = l_a + \frac{l_e + l_c}{2} \quad (1)$$

Bu eşitlikte l_a , l_e ve l_c uzunlukları sırasıyla adyabatik, evaporatör ve kondensör bölgelerinin uzunluğu olarak alınmıştır. Isı borusuna ait maksimum kapilar basınç, aşağıdaki eşitlikten bulunur (Singh v.d 2008).

$$(\Delta P_c)_{max} \gg \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (2)$$

Eşitlik (2)’de, ΔP_l sıvı basınç kaybını, ΔP_v buhar basınç kaybını ve ΔP_g gravitasyon basınç kaybını ifade etmektedir. Isı borusunda kapilaritenin öneminin yanı sıra kapilarite gücünün büyüklüğünde önemlidir. Kapilar gücün en az olması için gravitasyon basınç kaybı ve buhar basınç kaybı ihmal edilirse, kapilar gücün

$\Delta P_{c_{max}} \gg \Delta P_l$ 'yi yenmesi gerekir. Dolayısıyla kapılar güç en küçük güç değerini alır. Sıvı basınç kaybı ve kapılarite basıncı arasındaki ilişki göz önüne alınarak sıvı ile ilgili özellikler kullanıldığında, çalışma akışkanı seçiminde ve bunların kıyaslanmasında en uygun yöntemlerin başında Merit sayısının (M) bilinmesi gelir. Merit sayısı, sıvının gizli ısısı, yüzey gerilimi ve yoğunluğunun sıvının dinamik viskozitesine oranı, aşağıdaki eşitlikten bulunur (Singh vd. 2007).

$$M = \frac{\rho_l \sigma_l L}{\mu_l} \quad (3)$$

Eşitlik (3)'de ρ_l , μ_l , L ve σ_l sırasıyla sıvı akışkanın yoğunluğu, dinamik viskozitesi, buharlaşma gizli ısısı ve yüzey gerilim katsayısı olarak verilmiştir. Merit sayısı sıcaklığın bir fonksiyonudur. Uygulamada, boru içindeki soğutucu akışkan için Merit sayısının (M) değeri yüksek olan sıvılar tercih edilir. Isı borusunda kullanılan soğutkanın işlem sıcaklığı arttıkça Merit sayısı artar. Yüksek sıcaklıktaki buharın yoğunluğu ve sıvının buhar basıncı, buhar basıncı kaybının azalması ile artar. Eşitlik (3)'teki yüzey gerilimi ile birim uzunluk boyunca yüzeye etki eden toplam kuvvet ve bunun sonucu olarak yüzeyde meydana gelen basınç arasında ilişki en basit hali ile aşağıdaki eşitlikle verilmiştir.

$$\Delta P = \frac{2\sigma_l}{R} \quad (4)$$

Eşitlik (4)'teki ΔP evaporatör ve kondenser basınçları arasındaki basınç farkı, σ_l yüzey gerilimi ve R fitil malzemesinin eğrilik yarıçapıdır. Akışkanın ortalama hızı laminar akış için aşağıdaki eşitlikten bulunur.

$$\bar{V} = \frac{V_{max}}{2} = \frac{a^2}{8\mu} \frac{P_2 - P_1}{l} \quad (5)$$

Eşitlik (5)'te a borunun yarıçapı ve l ısı borusunun uzunluğu olarak verilmiştir. Isı borusundan akan akışkanın kütle akış oranı;

$$\dot{m} = \frac{\pi a^4}{4\mu} \frac{P_2 - P_1}{l} \quad (6)$$

eşitliği ile verilmiştir. Darcy yaklaşımına göre sıvı fazda basınç kaybı aşağıdaki eşitlikten bulunur.

$$\Delta P_l = \frac{\dot{m} \mu_l L_{eff}}{\rho_l \kappa A} \quad (7)$$

bu eşitlikte κ fitil malzemesinin geçirgenliği, A fitilin kesit alanı olarak alınmıştır. Isı borusunun üç ayrı bölgesi için basınç kayıplarının toplamı, toplam buhar fazındaki basınç farkına eşit olacaktır. Bu Reynolds sayısı tanımına uygundur. Buna göre buhar fazında eksene dik yönde laminar akış için Reynolds sayısı,

$$Re_r = \frac{\rho_v r_v V}{\mu_v} \quad (8)$$

eşitliği ile verilmiştir, bu eşitlikte r_v buhar yüzeyinin yarıçapıdır. Eksene dik yönde ve buhar fazında kütle akışı ise,

$$\frac{dm}{dz} = \rho_v r_v V \quad (9)$$

eşitliği ile verilmiştir. Benzer şekilde eksenel yönde laminar akış için Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{4Re_r z}{r_v} \quad (10)$$

eşitliği ile verilmiştir, bu eşitlikteki z , kondenser veya evaporatör bölgelerinin sonundan olan uzaklıktır.

ISI TRANSFERİ

Boru alt ucunda düşük sıcaklıklarda, viskoz kuvvetler ve buhar akışı hakimdir. Kondenserde basınç arttıkça geçen ısı akışı hızla azalmaktadır. Maksimum ısı akısında basınç azalarak sıfır olmaktadır. Maksimum kütle akış oranı ($\dot{m}_{max}$) bulunurken aşağıdaki durumlar göz önüne alınmalıdır. Borudaki sıvının özellikleri boru boyunca değişebilir, boru boyunca fitil malzemesi düzgündür, buhar akışından dolayı damla akışı ihmal edilebilir. Maksimum kütle akış oranı, aşağıdaki eşitlikten bulunur (Mills 1999).

$$\dot{m}_{max} = \left(\frac{\rho_l \sigma_l}{\mu_l} \right) \left(\frac{\kappa A}{l} \right) \left(\frac{2}{r_e} - \frac{\rho_l g l}{\sigma_l} \sin \phi \right) \quad (11)$$

Maksimum kütle akış oranı ve ısı borusu efektif uzunluğu dikkate alınarak maksimum ısı miktarı aşağıdaki eşitlikten bulunur (Mills 1999).

$$Q_{max} = \dot{m}_{max} L_{eff} = \left(\frac{\rho_l \sigma_l}{\mu_l} \right) \left(\frac{\kappa A}{l} \right) \left(\frac{2}{r_e} - \frac{\rho_l g l}{\sigma_l} \sin \phi \right) L_{eff} \quad (12)$$

Bu eşitlikteki ϕ ısı borusunun düşeyle yaptığı eğim açısıdır. Efektif boru boyu $L_{eff} = 0,12m$, $A = 50,24 \cdot 10^{-6} m^2$ fitil malzeme için (100 meshlik fitil malzeme), efektif porozite yarıçapı $r_e = 0,12 mm$, geçirgenlik $\kappa = 1,8 \cdot 10^{-10} m^2$ olarak alınmıştır. Eşitlik (7,11 ve 12)'den görüleceği üzere basınç kaybı, kütsel debi ve Reynolds sayısı; ısı borusunun iç çapı, efektif boyu ve eğimi, kullanılan akışkan ile buharın viskozitesi ve yoğunluğunun bir fonksiyonudur. Şekil 3'de ısı borusundaki yüzeyler arası sıcaklık farkı ile dirençlerin gösterimi şematik olarak verilmiştir. Isı transferi açısından; ısı borusu ısıl dirençleri bir elektrik devresine benzetildiğinden

çözümü kolaydır. Q_{ev} (evaporatör’de), CPU’dan ($T_l = T_e$ sıcaklığındaki ısı kaynağından) alınan ısı gücü, Q_{con} ise kondenserden ($T_c = T_o$ sıcaklığında) ortama atılan ısı gücüdür. Buna göre Şekil 3’teki ısı borusu direnç devresi dikkate alındığında R_1 ısıl direncinden girerek sıra ile diğer devrelerden geçerek R_9 direnç devresinden T_o sıcaklığında taşınım ile ortama atılmaktadır. Bir ısı borusu sisteminde sıcaklık dağılımından yararlanarak ısıl direnç aşağıdaki eşitlikten bulunur (Esarte vd.2003 ve Singh vd. 2007).

$$R_{th,HP} = \frac{(T_e - T_c)}{Q} \approx R_e + R_c \quad (13)$$

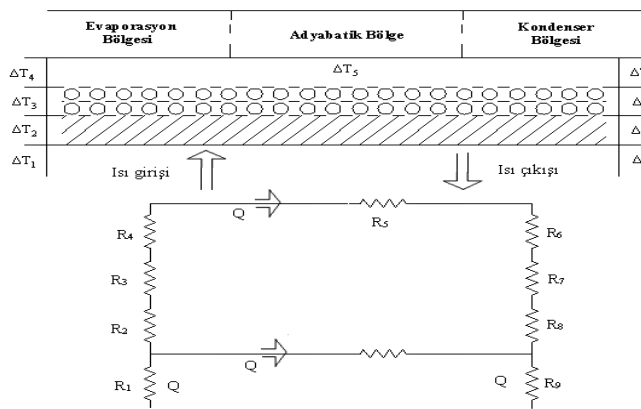
Eşitlik 13 bir başka şekliyle, CPU’dan çekilen (uzaklaştırılan) ısının kondenserden ortama atılan toplam ısı miktarı ve sıcaklık farkı dikkate alınarak toplam ısıl direnç aşağıdaki eşitlikle bulunur.

$$R_{th} = (T_{cpu} - T_{ort}) / Q_{top} \quad (14)$$

Bu eşitlikte Q_{top} , CPU’dan çekilen ısı miktarı R_{th} ısı borusundaki toplam direnç, T_{cpu} ısı kaynağının ve T_{ort} ortam sıcaklığıdır. Evaporatör ve kondenserin ısıl dirençleri sırayla aşağıdaki eşitlikle verilmiştir.

$$R_e = (T_e - T_v) / Q_e \quad \text{ve} \quad R_c = (T_e - T_c) / Q_c \quad (15)$$

Bu eşitlikte, Q_e ve Q_c sıra ile evaporatör ve kondenserdeki $T_l = T_e$ evaporatör bölgesi dış yüzeyin, T_v evaporatördeki buharın, $T_c = T_o$ kondenser bölgesinden kanatçıklara geçen veya dış ortama atılan akışkan sıcaklıklarıdır. Toplam termal direnç; temas, evaporatör, kondenser ve taşınım dirençlerinin toplamıdır. Bu dirençler ayrı ayrı ısı iletim (kondenser ve evaporatör yüzeyleri) ve ısı taşınım (ilgili akışkan) katsayılarına göre temas eden alanları da dikkate alarak hesaplanmıştır.



Şekil 3. Basit ısı borusunda sıcaklık ve termal dirençler.

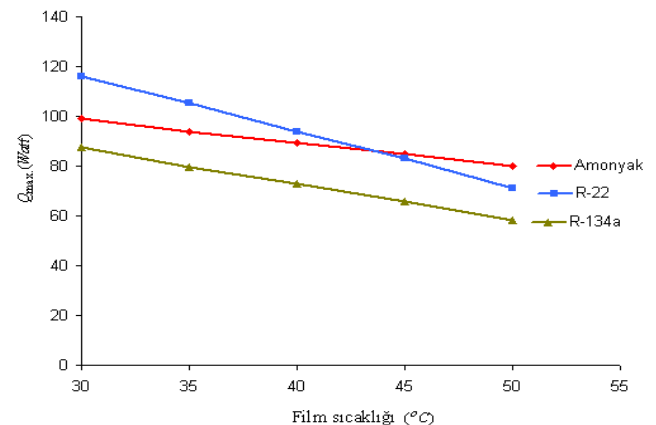
Şekil 3’de gösterilen ısı borusu yüzeyi boyunca sıcaklık farkları aşağıdaki gibi sıralanmıştır.

- ΔT_1 Ortamla ısı borusu dış yüzeyi arası
- ΔT_2 Yüzeyle ısı borusu kalınlığı arası
- ΔT_3 Boru içi yüzeyi ile fitil dış yüzeyi arası
- ΔT_4 Fitil dış yüzeyi ile fitil iç yüzeyi arası sıcaklık
- ΔT_5 Fitil içi yüzeyinde boru içi kısmına doğru sürüklenen sıcaklık farkı
- ΔT_6 Fitil dış yüzeyi ile fitil iç yüzeyi arası
- ΔT_7 Boru içi yüzeyi ile fitil dış yüzeyi
- ΔT_8 Yüzeyle ısı borusu kalınlığı arası
- ΔT_9 Ortamla ısı borusu dış yüzeyi arası sıcaklık farkı olarak tanımlanmıştır.

Akışkana, ısıtıcı ile kritik ısı akısından daha fazla enerji transfer edilirse, kaynama geçiş bölgesi kararsız olduğundan, film kaynamaya geçer. Film kaynamada da ısıtıcı yüzey sıcaklığı çok yüksek olacağından, ısıtıcının yanma tehlikesi vardır. ısı borusunda damla sıcaklığının artmasıyla ısı transferinin olduğu düşünülür. Dolayısıyla evaporatör ve kondenser bölgeleri arasına ısı borusundan kondüksiyonla damla sıcaklığı geçer.

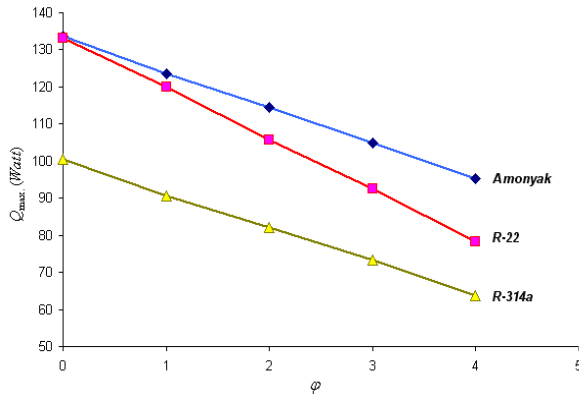
SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Kondenser ve evaporatör sıcaklıkları kullanılan soğutucu akışkanın buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarına bağlı olarak değişmektedir. Akışkanın özelliğine göre, toplam direnç mikro-işlemcinin (CPU) ısısı arttıkça azalmaktadır. Bu çalışmada kullanılan soğutucu akışkanlara (NH_3 , R-22 ve R-134a) ait ısı yükleri ve film sıcaklığı arasındaki değişimi hesaplanmış Şekil 4’de grafik olarak verilmiştir. Film sıcaklığı arttıkça ısı yükü giderek düşmektedir. Şekil 4’de görüldüğü gibi aynı film sıcaklığında, R-22 soğutkanı için ısı miktarı en yüksek ve R-134a soğutkanı için ısı miktarı en düşük olarak belirlenmiştir. Ayrıca elde edilen ısı yükleri ve film sıcaklığı arasındaki değişiminden hareketle sıcaklık farkının azalması, başka bir deyişle film sıcaklığının artması birim zamanda çekilen ısı miktarında önemli ölçüde azalmaya sebep olmaktadır. Bilindiği gibi ısı transferini artırmanın yollarından biri de sıcaklık farkını artırmaktır. Aksi halde yani sıcaklık farkının azalması halinde ısı transferinin de azalacağı koşulu ısı boruları içinde geçerlidir.

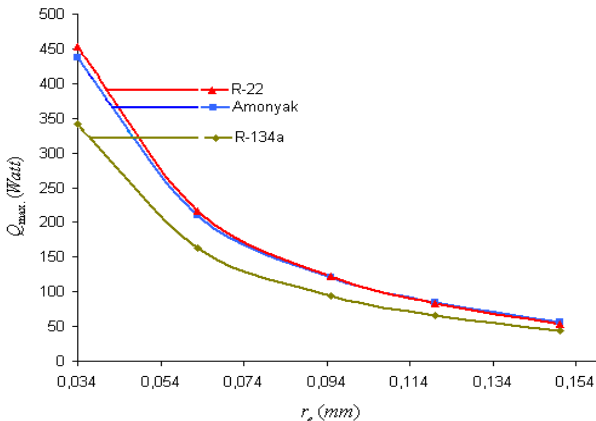


Şekil 4. Maksimum ısı miktarı ile film sıcaklığı arasındaki değişim.

Isı borusu evaporatör bölgesi ve kondenser bölgesi arasındaki adyabatik (ara) bölgede borunun kullanılan akışkana göre eğimli olması önemlidir. Üç farklı çalışma akışkanı göre, Şekil 5'deki grafikte maksimum ısı yükü ve ısı borusu eğimi arasında değişim verilmiştir. Bu eğimin artması birim zamanda CPU'dan ve diğer elektronik devre elemanlarından çekilen ısı miktarının azalmasına sebep olacaktır. Bu ısı borulu uygulamaları için olumsuz bir durumdur. Onun için ısı borularının yatayla belli bir eğimde olması tavsiye edilmektedir. Eşitlik 12'den de hesaplanacağı gibi, ϕ (eğim açısı) arttığında sinüs değeri artacağından denklemde fark olarak çıkarılacak kısmın değer olarak yüzdesi artacaktır. Bu ise daha az miktarda ısının çekileceğine işarettir. $\phi = 0^\circ$ alındığında CPU'dan çekilecek ısı miktarı maksimum olmakta, $\phi = 90^\circ$ olduğunda ise çekilen ısının minimum olacağı görülmektedir. Onun için kullanılacak yere göre eğim açısının belirlenmesi ısı borusu verimi açısından önemlidir.



Şekil 5. Maksimum ısı miktarı ile eğim açısı arasındaki değişim.



Şekil 6. Maksimum ısı miktarı ile efektif porozite yarıçapı arasındaki değişim.

Isı borusunda kullanılacak olan fitil malzemesi de transfer edilecek olan ısı miktarı açısından önemlidir. Şekil 6'da görüldüğü gibi fitil malzemesi efektif

porozite yarıçapı arttıkça transfer edilen ısı miktarı giderek azalmaktadır. Onun için ısı borusunda kullanılacak fitil malzemesi önemli ölçüde ısı borusunun performansını etkilemektedir. Ayrıca porozite yarıçapının diğer parametrelerden bağımsız olarak sistem verimini etkilediğine dikkat edilmelidir.

SONUÇ

Yapılan teorik hesaplamalar sonucunda aynı şartlar altında, CPU'dan NH_3 'ün, 80 ile 99 W, R-22'nin 71 ile 115 W ve R-134a'nın ise 58 ile 87 W aralıklarında ısı çektiği belirlenmiştir. Bu yüzden yapılan hesaplamalar sonucunda ısı borulu soğutma sistemimiz için en uygun akışkanın R-22 olduğu sonucuna varılmıştır. Tablo 1, 2 ve 3 ayrı ayrı incelenirse; en etkin çalışma akışkanı Tablo 2'de verilen R-22 soğutucu akışkanının olduğu görülmektedir. Şekil 5 ve Şekil 6'dan görüldüğü gibi porozite ve eğim açısına göre, eğim açısı ve porozite yarıçapı arttıkça transfer edilen ısı miktarı giderek düşmektedir. Kondenser ve evaporatör sıcaklıkları sistemdeki soğutucu akışkanın buharlaşma ve yoğunlaşmasına bağlı olarak değişir. Sonuç olarak ısı borulu uygulamalarda; soğutucu akışkanın türü, ısı borusu eğim açısı ve fitil malzemesinin yanı sıra porozite çapı önemli temel parametrelerdir.

KAYNAKLAR

Bintoro, J.S., Akbarzadeh, A., and Mochizuki, M. A., Closed-loop electronics cooling by implementing single phase, *Applied Thermal Engineering*, 25, 2740–2753, 2005.

Chen, Y., Groll, M., Mertz, R., Maydanik, Yu F., Vershinin, S.V., Steady-state and transient performance of a miniature loop heat pipe, *International Journal of Thermal Sciences*, 45, 1084–1090, 2006.

Dube, V., Sauciu, I., and Akbarzadeh, A., Design Construction and Testing of a Thermosyphon Heat Exchanger for Medium Temperature Heat Recovery, *Proceedings of the 5th. International Heat Pipe Symposium*, pp 273–279, Melbourne, Australia, 1996.

Esarte, J., Domiguez, M., Experimental analysis of a flat heat pipe working against gravity, *Applied Thermal Engineering*, 23, 1619–1627, 2003.

Faghri, A., Heat Pipe Science And Technology 874 p., Taylor and Francis, London, Great Britain, 1994.

Güngör, A., İklimlendirmede Enerji Geri Kazanımında Isı Borulu Isı Değiştiriciler, Makine Mühendisleri Odası, *II. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, Bildiriler Kitabı* s.639-655, İzmir, 1995.

Habebullah, M.H., Akyurt, M., and Najjar, Y.S.H., A Heat Pipe Assisted Waste Heat Recovery and Utilization System, *Transaction of Mechanical Engineering*, 22 (2), 55- 59, Australia, 1997.

- Kaya, T., Goldak, J., Numerical analysis of heat and mass transfer in the capillary structure of a loop heat pipe, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 3211–3220, 2006.
- Kim, K.S., Won, M.H., Kim, J.W., Back, B.J., Heat pipe cooling technology for desktop PC CPU, *Applied Thermal Engineering*, 23, 1137–1144, 2003.
- Lin, S., Broadbent, J., and McGlen, R., Numerical Study of Heat Pipe Application in Heat Recovery Systems, *Applied Thermal Engineering*, 25, 127–133, 2005.
- Maydanik, Yu. F., Pastukhov, V.G., Chernyshova, M.A., Delil, A.A.M., Development and Test Results of a Multi-Evaporator-Condenser Loop Heat Pipe, *At Conference on Thermophysics in Microgravity Space Technology & Applications International Forum (STAIF 2003)*, Albuquerque, NM, USA, 2-5 February 2003.
- Maydanik, Yu.F., Loop heat pipes, *Applied Thermal Engineering (Review)*, 25, 635–657, 2005.
- Maydanik, Yu.F., Vershinin, S.V., Korukov, M.A., Ochterbeck, J.M., Miniature Loop Heat Pipes—A Promising Means for Cooling Electronics, *Ieee Transactions On Components And Packaging Technologies*, 28(2), 290–297, 2005.
- Mills, A.F., Heat Transfer (second edition), pp.730–740, 1999.
- Moran, J.M., Shapiro, H.N., Fundamentals of Engineering Thermodynamics, Third Edition, 1996.
- Nguyen, F., Mochizuki, M., Mashiko, K., Saito, Y., Sauciu, I., Boggs, R., Advanced Cooling System Using Miniature Heat Pipes In Mobile PC, *Intersociety Conference on Thermal Phenomena*, pp. 507–512, 1998.
- Noie-Baghban, S.H., and Majideian, G.R., Waste Heat Recovery Using Heat Pipe Heat Exchanger (HPHE) for Surgery Rooms in Hospital, *Applied Thermal Engineering*, 20, 1271–1282, 2000.
- Özkaymak, M., Menlik, T., Kişisel Bilgisayarlarda (PC) Mikroişlemcilerin (CPU) Isı Borusu İle Soğutulmasının Deneysel İncelenmesi, *Teknoloji*, Cilt 3, Sayı 4, pp. 129–137, 2000.
- Pastukhov, V.G., Maidanik Yu. F., Vershinin, C.V., Korukov, M.A., Miniature loop heat pipes for electronics cooling, *Applied Thermal Engineering*, 23, 1125–1135, 2003.
- Pastukhov, V.G., Maydanik, Yu. F., Low-noise cooling system for PC on the base of loop heat pipes, *Applied Thermal Engineering*, 27, 894–901, 2007.
- Riehl, R. R., Siqueira, T.C.P.A., Heat transport capability and compensation chamber influence in loop heat pipes performance, *Applied Thermal Engineering*, 26, 1158–1168, 2006.
- Singh, R., Akbarzadeh, A., Dixon, C., Mochizuki, M., Riehl, R. R., Miniature Loop Heat Pipe with Flat Evaporator for Cooling Computer CPU, *IEEE Trans. Comp. Pack. Tech.*, 30(1), 42 – 49, 2007.
- Singh, R., Akbarzadeh, A., Mochizuki, M., Operational characteristics of a miniature loop heat pipe with flat evaporator, *International Journal of Thermal Sciences*, 47, 1504–1515, 2008.
- Wadsworth, D.C., and Mudawar, I., Cooling of a multichip electronic module by means of confined two dimensional jets of dielectric liquid, *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, 112, 891–897, 1990.