



UNIVERSITAS INDONESIA

**KAJIAN EKSPERIMENTAL *WICK SCREEN MESH* DAN
SINTERED POWDER TERHADAP KINERJA *HEAT PIPE***

TESIS

**Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Magister Teknik
(M.T)**

HAOLIA RAHMAN

0906579191

**FAKULTAS TEKNIK
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
DEPOK
NOVEMBER 2010**

PERNYATAAN ORISINALITAS

Tesis ini adalah hasil karya saya sendiri, dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk telah saya nyatakan dengan benar.

Nama : Haolia Rahman

NPM : 0906579191

Tanda Tangan :

Tanggal : 3 Januari 2011

HALAMAN PENGESAHAN

Tesis ini diajukan oleh :
Nama : Haolia Rahman
NPM : 0906496245
Departemen : Teknik Mesin
Judul Tesis : Kajian eksperimental *Wick Screen Mesh* dan
Sintered Powder Terhadap Kinerja *Heat Pipe*

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Magister Teknik pada Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik, Universitas Indonesia.

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Prof. Dr-Ing Nandy Putra ()
Penguji : Dr. Ir. Danardono AS. DEA ()
Dr. Ir. Engkos Kosasih ()
Prof. Dr. Rer. nat. Rosari Saleh ()

Ditetapkan di : Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas
Indonesia Kampus Baru UI-Depok

Tanggal : 3 Januari 2011

KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa, karena atas berkat dan rahmat-Nya lah akhirnya tesis ini dapat saya selesaikan. Penulisan tesis ini dilakukan dalam rangka untuk memenuhi syarat memenuhi siding tesis untuk mencapai gelar Magister Teknik pada Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Penulis menyadari bahwasanya tulisan ini masih banyak kekurangan oleh karena itu kritik dan saran yang bersifat konstruktif sangat penulis harapkan dari berbagai pihak.

Dalam kesempatan ini penulis juga ingin mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak yang, yang telah banyak membantu:

1. Prof. Dr-Ing Nandy Putra, selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan banyak waktu, tenaga dan pikiran untuk mengarahkan saya dalam penyusunan tesis ini.
2. Departemen Riset dan Pengabdian Masyarakat dalam penyediaan dana melalui hibah pasca sarjana 2010.
3. Orang tua dan keluarga saya yang telah memberikan bantuan dan dukungan baik material maupun moral.
4. Sahabat yang telah banyak membantu dalam penyusunan dan penyelesaian tesis ini.

Akhir kata saya berharap Tuhan Yang Maha Esa berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu.

Depok, Januari 2011

Penulis,

HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI
TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

Sebagai sivitas akademik Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Haolia Rahman
NPM : 0906579191
Departemen : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik
Jenis Karya : Tesis

Demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksekutif** (*Non Royalty-Free Right*) atas karya ilmiah saya yang berjudul:

“Kajian eksperimental *Wick Screen Mesh* dan *Sintered Powder* Terhadap Kinerja *Heat Pipe*”

Beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksekutif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/format-kan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat dan mempublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada Tanggal : 3 Januari 2011

Yang menyatakan,

Haolia Rahman

ABSTRAK

Nama : Haolia Rahman
Departemen : Teknik Mesin
Judul : Kajian eksperimental Wick Screen Mesh dan Sintered Powder Terhadap Kinerja Heat Pipe

Dalam beberapa penelitian terhadap heat pipe, unjuk kerja salah satunya dipengaruhi oleh kinerja wick. Penelitian ini membandingkan hambatan panas wick antara wick dengan struktur screen mesh 1,2,3,4,5,6 lapisan dan struktur sintered powder. Wick screen mesh terbuat dari kawat stainless steel 200 mesh dan sintered metal powder yang terbentuk dari tembaga serbuk 10 μm dengan temperatur sintering pada 900°C. Pengujian dilakukan pada heat pipe tembaga berdiameter 8 mm dan panjang 200 mm dengan fluida kerja air. Hambatan panas yang diukur melalui wick dengan variasi input daya melalui pemanas elektrik, dengan 9 titik pengukuran temperatur sepanjang heat pipe menggunakan thermocouple. Perbandingan tekanan kapilaritas maksimum wick screen mesh dengan sintered powder adalah 1:0,085 namun hambatan panas yang diperoleh antara sintered powder wick dengan screen mesh bervariasi tidak berbanding lurus dengan tekanan kapilaritas maksimumnya. HTC pada heat pipe dengan wick sintered powder menunjukkan nilai lebih tinggi dari screen mesh, dan semakin banyak lapisan screen mesh menunjukkan nilai HTC yang lebih besar.

Kata kunci: *heat pipe, wick, sintered powder, screen mesh.*

ABSTRACT

Name : Haolia Rahman
Department : Mechanical Engineering
Title : Experimental study of Screen Mesh and Sintered Powder Wick on Performance of Heat Pipe

In several studied of heat pipes, one of the performance is influenced by the wick structure. This Experiment is comparing thermal resistant and capillarity pressure of heat pipe between screen mesh wick with 1,2,3,4,5,6 layer and sintered powder wick. Screen mesh wick built of stainless steel wire of 200 mesh and sintered metal powder formed from copper powder 10 μm with sintering temperature at 900oC. Heat pipe are built of 8 mm outer diameter copper pipe and length of 200 mm with working fluid water. The thermal resistant as measured through the wick with a variety of input power by an electric heater, with 9 points along the heat pipe temperature measurement using a thermocouple. Comparison of maximum pressure capillarity wick mesh screen with a sintered powder is 1:11,7, but the heat resistance is obtained between the sintered powder wick with varying mesh screen is not directly proportional to the maximum capillarity pressure. HTC on the heat pipe with sintered powder wick showed values higher than the screen mesh, and the more layers of screen mesh shows a larger value of HTC.

Keyword : heat pipe, wick, sintered powder, screen mesh.

DAFTAR ISI

BAB 1 PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Permasalahan	2
1.3 Tujuan Penelitian	3

BAB 2 TEORI PENUNJANG

2.1 Sejarah <i>Heat Pipe</i>	4
2.2 Karakteristik Kerja <i>Heat Pipe</i>	7
2.2.1 Pengaruh Tegangan permukaan	8
2.2.2 Pengaruh Kapilaritas	10
2.3 Fluida Kerja	14
2.4 Struktur <i>Wick</i>	21
2.4.1 Struktur <i>wick</i> homogen	21
2.4.2 Jenis Struktur <i>wick</i>	25
2.4.3 Konduktivitas Termal <i>Wick</i>	28
2.5 <i>Porous Media</i>	28
2.5.1 Porositas	28
2.5.2 Permeabilitas	30
2.5.3 Penurunan tekanan pada <i>porous media</i>	31
2.6 Powder Metalurgi	32
2.7 Perpindahan Kalor Panas dan Beda Temperatur pada <i>Heat Pipe</i>	33
2.7.1 Perpindahan Kalor Maksimum	33

2.7.2 Hambatan panas	35
2.8. Pendidihan	38
2.8.1. Pendidihan pada plat datar	38
2.8.2. Pendidihan pada <i>wick</i>	40
BAB 3 METODELOGI PENELITIAN	
3.1 Konstruksi <i>Heat Pipe</i>	46
3.1.1 Struktur <i>Wick Sintered Metal Powder</i>	47
3.1.2 Struktur <i>Wick Screen Mesh</i>	48
3.2 Skematik Pengujian	49
3.2.1. Pengujian <i>heat pipe</i>	49
3.2.2. Pengujian kapilaritas	51
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN	
4.1 Pengujian <i>Heat Pipe</i> dengan Orientasi Vertikal dan Horizontal ..	57
4.2 Struktur <i>Wick</i>	60
4.3 Pengukuran kapilaritas <i>wick</i>	63
4.4. Perhitungan kalor maksimum secara teoritis	64
4.5 Perhitungan kalor evaporator	65
BAB V KESIMPULAN	
5.2. Kesimpulan	68
Daftar Pustaka	70

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 <i>Heat pipe</i> yang digunakan di luar angkasa GEOS-B satellite	6
Gambar 2.2 Skema cara kerja <i>heat pipe</i>	7
Gambar 2.3 Daya basah (<i>wettability</i> pada cairan)	8
Gambar 2.4 Jatuh tekanan sepanjang permukaan fluida	9
Gambar 2.5 Kapilaritas pada pipa dengan <i>wetting liquid</i> dan <i>non-wetting liquid</i>	11
Gambar 2.6 Prosedur perancangan <i>heat pipe</i>	13
Gambar 2.7 Batasan pendidihan fluida	19
Gambar 2.8 Jenis <i>wick</i> dalam <i>heat pipe</i>	25
Gambar 2.9 Grafik dan tabel hasil pengujian <i>heat pipe</i> dari 4 jenis <i>wick</i> dengan orientasi horizontal dan vertikal (pengaruh gaya gravitasi)	26
Gambar 2.10 <i>Wick</i> dengan proses powder metalurgi	26
Gambar 2.11 Pengaruh jumlah lapisan <i>screen mesh</i> terhadap hambatan panas	27
Gambar 2.12 Pengaruh porositas terhadap perpindahan kalor pada <i>heat pipe</i>	29
Gambar 2.13 Lapisan film pengembunan pada permukaan vertikal	35
Gambar 2.14 Rangkaian hambatan panas dan temperatur drop	36
Gambar 2.15 Skematik diagram untuk percobaan <i>pool boiling</i>	38
Gambar 2.16 Kurva pendidihan dari eksperimen <i>pool boiling</i> pada silinder atau kawat.....	39

Gambar 2.17 Perpindahan kalor dari <i>wick</i> yang tenggelam	41
Gambar 2.18 Evaporasi dari permukaan didih dengan <i>wick</i> dan tanpa <i>wick</i> ..	42
Gambar 2.19 Pengaruh kekasaran permukaan terhadap perpindahan kalor ..	42
Gambar 2.20 Hasil dari penelitian pengukuran pendidihan dan konveksi pada material <i>wick</i> , fluida kerja air	44
Gambar 3.1 Konstruksi <i>heat pipe</i>	46
Gambar 3.2 Cetakan pembuatan <i>sintered metal powder</i>	47
Gambar 3.3 Pembentukan <i>wick sintered metal powder</i> di dalam tungku pembakaran	47
Gambar 3.4 <i>Heat pipe</i> dengan struktur <i>wick Sintered metal powder</i>	48
Gambar 3.5 <i>Screen mesh wick</i>	48
Gambar 3.6 Skematik pengujian <i>heat pipe</i>	50
Gambar 3.7 Posisi <i>thermocouple</i> pada <i>heat pipe</i>	51
Gambar 3.8 Sampel <i>wick sintered powder</i>	51
Gambar 3.9 Skematik pengujian kapilaritas	52
Gambar 3.10 Sampel <i>wick</i> yang diberi tanda (mark)	53
Gambar 3.11 Pengujian kapilaritas <i>wick</i>	53
Gambar 3.12 <i>Power supply</i>	54
Gambar 3.13 Pemanas elektrik	54
Gambar 3.14 <i>Data Acquisition</i> dan modul temperatur	55
Gambar 4.1 <i>Heat pipe</i> dengan <i>wick screen mesh</i> 3 lapisan variasi orientasi ...	57
Gambar 4.2 Aliran fluida dipengaruhi oleh jumlah seluruh tekanan (a) orientasi vertikal (b) orientasi horizontal	58

Gambar 4.3 Distribusi temperatur arah aksial <i>heat pipe</i> pada beberapa jenis <i>wick</i> dengan orientasi horizontal	59
Gambar 4.4 Efek jumlah lapisan <i>screen mesh</i> dan <i>sintering powder</i> terhadap perpindahan panas orientasi horizontal	59
Gambar 4.5 Foto SEM <i>sintered powder</i> pembesaran 2000x dan 500x	60
Gambar 4.6 Foto SEM <i>screen mesh</i> pembesaran 200x dan 500 x	62
Gambar 4.7 Hambatan panas <i>heat pipe</i> pada orientasi horizontal	63
Gambar 4.8 Pengujian kapilaritas <i>wick</i> dengan fluida air pada beberapa jenis <i>wick heat pipe</i>	64
Gambar 4.9 Koefisien <i>heat transfer heat pipe</i> dengan variasi <i>wick</i>	67

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Perbedaan kapilaritas fluida.....	12
Table 2.2 Fluida kerja pada <i>heat pipe</i>	16
Tebel 2.3 Fluk panas evaporator untuk berbagai jenis kombinasi fluida kerja	23
Tabel 2.4 Ukuran pori <i>wick</i> dan permeabilitas	23
Tabel 2.5 Material parameter, eksponen dan faktor kecocokan yang digunakan pada persamaan 2.34-36.....	45
Tabel 4.1 Pengukuran tebal tiap lapisan <i>screen mesh wick</i>	49
Tabel 4.2 Tabulasi panas maksimum dan fluk panas	66

BAB 1

PENDAHULUAN

1. LATAR BELAKANG

Saat ini *heat pipe* merupakan produk yang banyak diaplikasikan dalam sistem pendingin elektronik sebagai *heat dissipation* pada *microprocessor*. Seiring kapasitas *microprocessor* bertambah, maka bertambah juga panas yang dihasilkan, sehingga memacu variasi *heat sink* yang digunakan sebagai pendingin. Panas yang dihasilkan oleh processor sebesar 10W sampai 150W tidak mampu lagi diserap oleh *heat sink* konvensional, sehingga variasi *heat sink* yang dikombinasikan dengan *heat pipe* dianggap mampu memindahkan panas pada saat fluks panas tertinggi dari processor [1]. Bahkan *heat pipe* digunakan pada Insulated-Gate Bipolar Transistors (IGBTs) processor, dimana panas yang dihasilkan berupa *multiple kilowatts*, atau 10 sampai 30 kali panas processor biasa [2].

Selain kemampuan *heat pipe* dalam menyerap *fluks panas* tinggi, karakter lain dari *heat pipe* adalah tidak membutuhkan daya dari luar dan tidak ada bagian mekanis yang bergerak. Disamping itu, *heat pipe* dapat digunakan saat sumber panas dan pelepas panas (*heat sink*) dapat ditempatkan pada posisi yang berbeda, sehingga mampu mencegah panas berpusat di suatu titik.

Aplikasi *heat pipe* telah mengalami peningkatan selain digunakan pada komponen elektronik, antara lain seperti pada pemanas air tenaga matahari [3], *heat absorber* modul pada *thermoelectric* hingga sistem *emergency coolingdown* pada reaktor nuklir [4]. Seperti halnya yang telah dilakukan oleh Nandy Putra [5] yang membandingkan sistem pendinginan *heat pipe* dengan *heat sink* pada modul

thermoelectric. Didapat bahwa pelepasan panas menggunakan *heat pipe* lebih baik dari pada *heat sink* dengan dimensi dan energi yang sama.

Kinerja *heat pipe* dapat diukur dari hambatan panas. Ketika hambatan panas semakin mengecil, maka semakin baik pula laju perpindahan kalornya. Faktor-faktor yang mempengaruhi hambatan panas pada *heat pipe* diantaranya fluida kerja dan *wick* yang terdapat dalam *heat pipe*. *Wick* merupakan media fluida cair bersirkulasi dengan prinsip kapilaritas. Kapilaritas pada *wick* dapat terbentuk karena adanya rongga-rongga, sehingga *wick* disebut juga sebagai *porous media*.

Porous media pada *wick* dapat dibuat dari beberapa jenis diantaranya menggunakan *screen mesh* maupun *sintered metal powder*. Kedua *wick* tersebut disebut *porous media* karena dipengaruhi oleh porositas, tegangan permukaan fluida dengan media porous dan permabilitas. Dilatar belakang atas dasar tersebut, penelitian ini mencoba membandingkan kinerja *heat pipe* antara struktur *wick screen mesh* dan *sintered metal powder*.

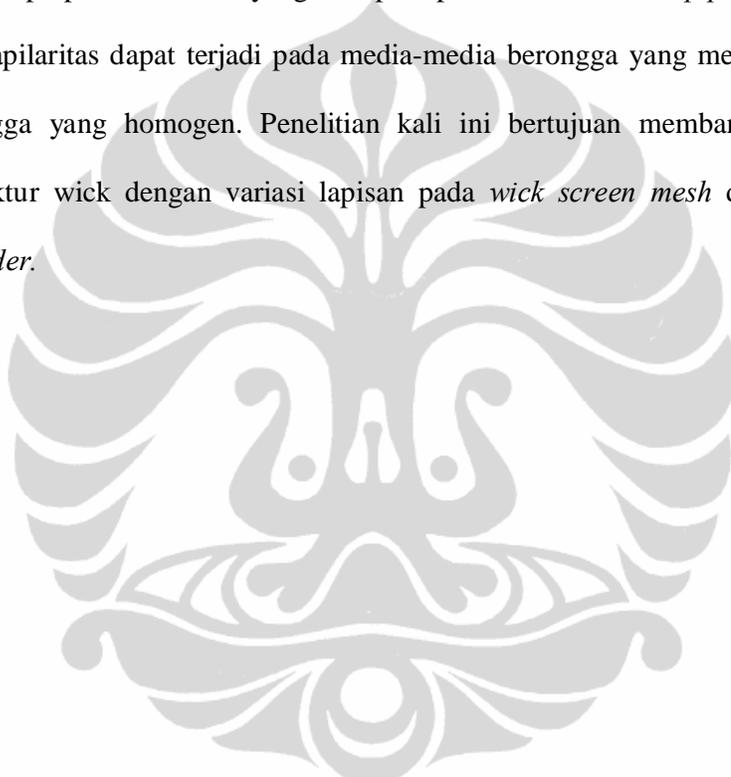
2. PERMASALAHAN

Dari latar belakang yang telah disampaikan, maka permasalahan yang timbul adalah sejauh mana perbedaan struktur *wick screen mesh* dengan *sintered metal powder* dalam *heat pipe* terhadap daya kapilaritas maupun laju perpindahan kalornya.

3. TUJUAN PENELITIAN

Pada dasarnya struktur *wick* merupakan faktor penentu daya kapilaritas cairan (*pumping capillarity*). Uap yang telah berubah fase menjadi cair pada pendinginan di kondenser dipompa kembali menuju evaporator. Daya kapilaritas berperan menggantikan cairan yang menguap di evaporator. Semakin besar daya kapilaritas semakin besar perpindahan kalor yang mampu dipindahkan oleh *heat pipe*.

Daya kapilaritas dapat terjadi pada media-media berongga yang mempunyai ukuran rongga yang homogen. Penelitian kali ini bertujuan membandingkan kinerja struktur *wick* dengan variasi lapisan pada *wick screen mesh* dan *wick sineted powder*.



BAB 2

TEORI PENUNJANG

2.1 SEJARAH *HEAT PIPE*

Konsep *heat pipe* pertama kali dimulai oleh A. M. Perkins dan J. Perkins pada pertengahan 1800-an [6,7]. Dalam patennya disebut sebagai tabung parkins yang dipakai untuk menghantarkan panas dari tungku menuju boiler. Tabung tersebut dikembangkan kembali oleh F.W. Gay pada tahun 1929 dan lebih dikenal sebagai *thermosiphone*. Tabung pemindah kalor terus dikembangkan, hingga pada tahun 1942 oleh R.S. Gaugler dari General Motor Corp [8] dimana teknologi *heat pipe* sebagai tabung pemindah kalor dipatentkan. Konsep yang diperkenalkan oleh Gaugler mengenai *heat pipe* adalah adanya struktur *wick* yang mampu memfasilitasi cairan dari kondenser ke evaporator dengan prinsip kapilaritas *wick*. Kemudian *heat pipe* didemonstrasikan pertama oleh George Grover di *Los Alamos National Laboratory* pada tahun 1963 dan diumumkan pada jurnal fisika tahun 1964.

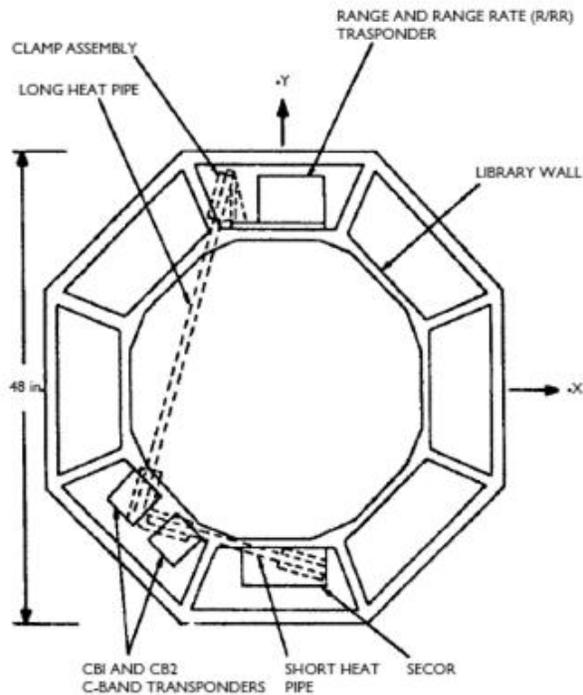
Seiring penelitian Grover di *Los Alamos National Laboratory*, pada saat yang sama Bainton di *Labolatorium Energi Atom Inggris* melakukan percobaan yang sama mengenai *heat pipe* [9]. Percobaan tersebut diaplikasikan untuk penggunaan pada *converter diode nuclear thermionic*, yang berkerjasama dengan *Nuclear Research Centre, Ispra, Italy*. Pekerjaan di Ispra tersebut menjadi pusat pengembangan *heat pipe* terbesar diluar Amerika [10,11]. Ispra sangat aktif mengembangkan *heat pipe* dengan mengkaji aplikasi teori *heat pipe* Cheung [12] mampu menerbitkan 80 paper tentang pengembangan *heat pipe*.

Kemudian RCA sebagai perusahaan di Amerika Serikat yang pertama melakukan penelitian dan pengembangan *heat pipe* untuk aplikasi komersial tepatnya pada tahun 1964 dan 1966 [13,14]. Perusahaan tersebut mengembangkan material *heat pipe* menggunakan kaca, tembaga, nikel, stainless steel, molybdenum dan TZM molybdenum sebagai material dinding *heat pipe*. Termasuk juga fluida yang divariasikan seperti air, caesium, sodium, lithium dan bismuth dengan temperatur yang mampu dipindahkan oleh *heat pipe* mencapai 1650°C. Tidak semua penelitian *heat pipe* pada waktu tersebut difokuskan untuk temperatur operasi yang tinggi. Pada temperatur rendah, Deverall dan Kemme [15] mengembangkan *heat pipe* untuk aplikasi satellite dengan air sebagai fluida kerja, dan penelitian pertama untuk *heat pipe* dengan variasi konduktansi yang digunakan untuk aplikasi satelit [16].

Selama tahun 1964 juga NASA memainkan peran besar dalam pengembangan *heat pipe* dengan pendanaan besar untuk penelitian yang aplikasinya pada ruang kendali di luar angkasa. Penelitian NASA saat itu menghasilkan sebuah sistem perpindahan kalor dengan bobot rendah, fluks panas tinggi, dan energy yang rendah. Hal lain yang luar biasa dari *heat pipe* ini adalah sistem yang tidak dipengaruhi oleh lingkungan dengan gravitasi nol [17]. Teori *heat pipe* yang berkembang dengan baik dan banyak dihasilkan oleh Cotter [18] yang berkerja di *Los Alamos Scientific Laboratory*.

Setelah percobaan *heat pipe* pertama di ruang angkasa pada tahun 1967 [19], penggunaan selanjutnya untuk pengendali satelit termal yang berada di satelit GEOS-B. Satelit itu diluncurkan dari Vandenburg Air Force pada tahun 1968 [20]. Dua *heat pipe* yang digunakan terletak seperti ditunjukkan pada

gambar 2.1. *Heat pipe* tersebut dibentuk menggunakan material paduan aluminium 6061 T-6, dengan *wick screen mesh* aluminium 120 mesh. Fluida kerja yang digunakan adalah Freon 11. Tujuan dari *heat pipe* tersebut untuk mengurangi perbedaan suhu antara berbagai transponder di luar satelit.



Gambar 2.1 *Heat pipe* yang digunakan di luar angkasa GEOS-B satellite [17].

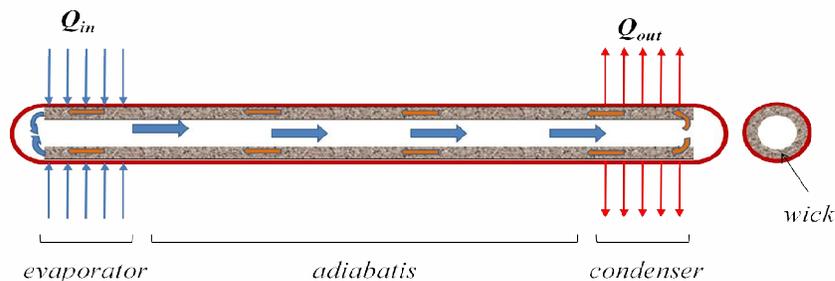
Pada tahun 1967 dan 1968 Feldman, Eastman, & Katzoff mengembangkan aplikasi *heat pipe* untuk alat-alat komersial seperti pada AC, pendingin motor bakar dan pendingin elektronik [21,22,23]. Publikasinya juga pada tahun 1969 memperkenalkan konsep *heat pipe* rotasi yang digunakan pada pendingin dan turbin cryogenic.

Dimulai pada tahun 1980-an SonyTM mulai menggunakan *heat pipe* sebagai sistem pendinginan untuk beberapa produk komersial pada komponen elektronik seperti pendingin *tuner & audio amplifier* [24]. Hingga pada tahun 1990-an penggunaan *heat pipe* menyebar ke komponen-komponen elektronik

yang memerlukan penyerapan fluks panas tinggi seperti *microprocessor* pada CPU, hingga mengakibatkan meningkatnya jumlah patent mengenai *heat pipe* hingga tiga kali lipat.

2.2 KARAKTERISTIK KERJA *HEAT PIPE*

Cara kerja *heat pipe* yaitu ketika cairan dalam pipa menguap, maka cairan menyerap kalor laten penguapan [25]. Perbedaan tekanan antara evaporator dengan kondenser menyebabkan uap mengalir melewati region adiabatik menuju kondenser yang mempunyai temperatur lebih rendah. Disini uap mengalami pelepasan kalor laten penguapan, dan mengkondensi membentuk fase cair. Kemudian *wick* mengembalikan cairan tersebut menuju evaporator menggunakan prinsip kapilaritas hingga siklus terbentuk terus menerus dengan sendirinya. *Heat pipe* terdiri dari tiga bagian utama seperti pada Gambar. 2.2: Evaporator (penguap; *vapor*=uap) yang berada pada salah satu ujungnya, dimana kalor diserap dan cairan diuapkan; kemudian Kondenser (peng-embun) yang terletak pada ujung lainnya dimana uap diembunkan dan kalor pun dilepaskan; dan terakhir bagian adiabatik yang terletak diantara keduanya. Adiabatik adalah keadaan dimana tidak terjadi (atau sangat kecil, dapat diabaikan) perpindahan kalor ke atau dari lingkungan sekitarnya.

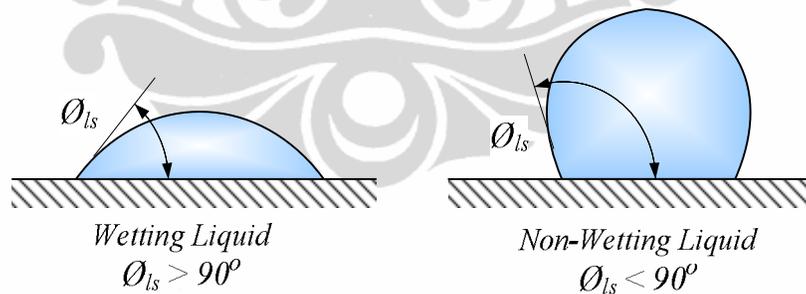


Gambar 2.2 Skema cara kerja *heat pipe*

2.2.1 Pengaruh Tegangan permukaan

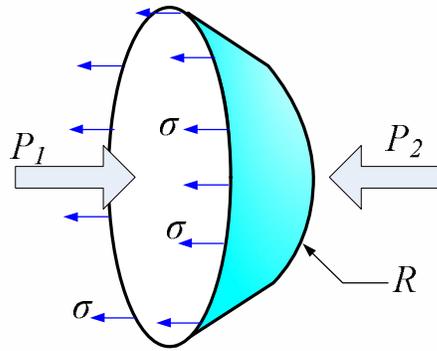
Semua fluida pada dasarnya mempunyai tegangan permukaan. Tegangan permukaan merupakan gaya yang diakibatkan oleh suatu benda yang bekerja pada permukaan zat cair sepanjang permukaan yang menyentuh benda tersebut [26]. Gaya yang bekerja ditentukan oleh gaya kohesi dan adhesi. Kohesi adalah kecenderungan molekul cairan untuk tetap bersatu, sementara adhesi adalah kecenderungan molekul zat cair untuk mengikat diri dengan molekul solid.

Cairan dikatakan mampu membasahi permukaan solid ketika gaya adhesif lebih besar dari gaya kohesif atau disebut juga sebagai fenomena *wetting liquid*. Seperti pada gambar 2.3 dimana sudut kontak fluida kurang dari 90° terhadap permukaan sentuh. Ketika gaya kohesi lebih dominan dari pada gaya adhesi maka disebut juga fluida *non-wetting liquid* dimana sudut kontaknya lebih besar dari 90° .



Gambar 2.3 Daya basah (*wettability* pada cairan) [27]

Dari gambar 2.3 besarnya tegangan permukaan dapat diukur juga dengan radius kelengkungan. Perbandingan antara energi pada tegangan permukaan dengan radius kelengkungan sebanding dengan beda tekanan ΔP seperti yang diilustrasikan Pada gambar 2.4.



Gambar 2.4 Beda tekanan sepanjang permukaan fluida [27]

Ketika dalam keadaan setimbang (tidak ada lagi pergerakan) tegangan permukaan sekeliling kelengkungan fluida dirumuskan sebagai $2\sigma \cos \theta$ yang harus sama dengan gaya total yang diterima permukaan sentuh atau disebut sebagai beda tekanan pada permukaan sentuh dimana ΔP atau $\Delta P_{\text{meniscus}}$ atau $\Delta P_{\text{capillary}}$.

$$\Delta P = \frac{2\sigma}{R} \quad (2.1)$$

Analisa lain mengenai tegangan permukaan adalah hubungannya dengan temperatur. Tegangan permukaan berkurang ketika temperaturnya bertambah [28]. Pada percobaan Jasper, mengenai hubungan antara tekanan permukaan dengan temperatur, mentabulasikan lebih dari 200 jenis zat cair dan menghasilkan rumusan :

$$\sigma = \sigma_0 \left(\frac{T_0 - T}{T_0} \right)^b \quad (2.2)$$

Dimana σ_0 adalah temperatur pereduksi, dan nilainya $\sigma_0 = \sigma / (T_0 - T)$, $T_0 = 374.096^\circ\text{C}$, $B=235,8 \text{ m}^2/\text{Nm}$, $b=0,625$, $\sigma_0 = 1,256$.

Pada perancangan *heat pipe*, tingginya nilai tegangan permukaan dibutuhkan untuk melawan gaya gravitasi pada orientasi *heat pipe* dimana

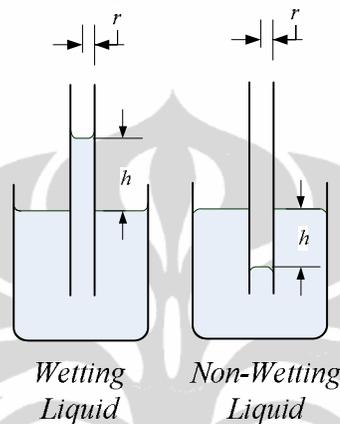
aliran fase cairnya berada saat berlawanan arah dengan gaya gravitasi, selain itu tegangan permukaan mampu meningkatkan daya kapilaritas. Selain tegangan permukaan tinggi, diperlukan daya basah fluda terhadap *wick*. Artinya sudut kontak harus nol, atau setidaknya sangat kecil. Meskipun dengan penambahan zat aditif yang dapat meningkatkan kinerja *heat pipe*, misalnya dengan penambahan sejumlah kecil alkohol rantai panjang pada fluida kerja *heat pipe* [29] praktek semacam ini tidak dianjurkan umumnya karena zat aditif akan cenderung tertinggal ketika fluida berubah fase.

2.2.2 Pengaruh Kapilaritas

Kapilaritas adalah kemampuan untuk menahan perbedaan tekanan antar cairan dengan gas atau uap dalam sebuah struktur berongga [30]. Kapilaritas berperan dalam perpindahan kalor pada *heat pipe* dengan membuat sebuah mekanisme otomatis mensirkulasikan fluida yang ada di dalam *heat pipe*. Besarnya perbedaan tekanan di evaporator dengan kondenser yang dapat dipertahankan menyebabkan tekanan kapilaritas dapat berlangsung berkesinambungan. Pada *heat pipe*, ketika daya kapilaritas bertanggung jawab terhadap sirkulasi fluida, maka pemilihan fluida kerja berdasarkan *wetting* dan *non-wetting* fluid perlu dipertimbangkan. Meskipun pada teorinya fluida *non-wetting* dapat di gunakan pada semua jenis *heat pipe*, *heat pipe* dengan fluida kerja dengan *non-wetting* mempunyai kapilaritas lebih baik.

Kapilaritas mengakibatkan bertambahnya ketinggian fluida pada *wetting liquid* ketika tabung kaca yang dicelupkan kedalam cairan seperti

yang diilustrasikan pada gambar 2.5, dan penurunan ketinggian dapat dilihat jika tabung/pipa kapiler dimasukan kedalam *non-wetting fluid*. Sehingga fenomena kapilaritas tabung tersebut dapat dianalogikan sebagai *porous media* pada struktur *wick heat pipe*.



Gambar 2.5 Kapilaritas pada pipa dengan *wetting liquid* dan *non-wetting liquid* [38]

Tekanan pada permukaan cairan yang berada di luar tabung sama dengan tekanan yang berada di dalam tabung meskipun ketinggiannya berbeda, tekanan tersebut dapat disamakan sebagai tekanan atmosfer P_a . Cairan yang berada pada puncak tabung mempunyai tekanan P_l yang lebih tinggi dari cairan yang berada pada dasar tabung, berdasarkan tekanan hidrostatik, sehingga :

$$P_l = P_a + \rho g h \quad (2.3)$$

Tekanan hidrostatik di dalam pipa sebanding dengan komponen tegangan permukaan fluida pada jarak radius pipa r dengan sudut kontak nya θ sehingga :

$$P_l = P_a + \frac{2\sigma \cos \theta}{r} \quad (2.4)$$

Persamaan 2.4 merupakan tekanan kapilaritas maksimum pada tabung. Jika dihubungkan dengan tegangan permukaan fluida σ pada ketinggian tabung h di rumuskan sebagai :

$$h = \frac{2\sigma \cos \theta}{\rho g r} \quad (2.5)$$

Pada bahasan di atas, menunjukkan bahwa penurunan tekanan hidrostatik dapat digantikan dengan kenaikan tekanan kapilaritas. Tekanan kapilaritas juga dapat digunakan untuk menggantikan penurunan tekanan akibat tekanan dinamik ketika cairan melewati *wick*. Contohnya ketika horizontal *porous wick* dicelupkan kedalam fluida cair dan ujung yang lain dipanaskan, maka cairan akan mengalir menuju bagian yang dipanaskan.

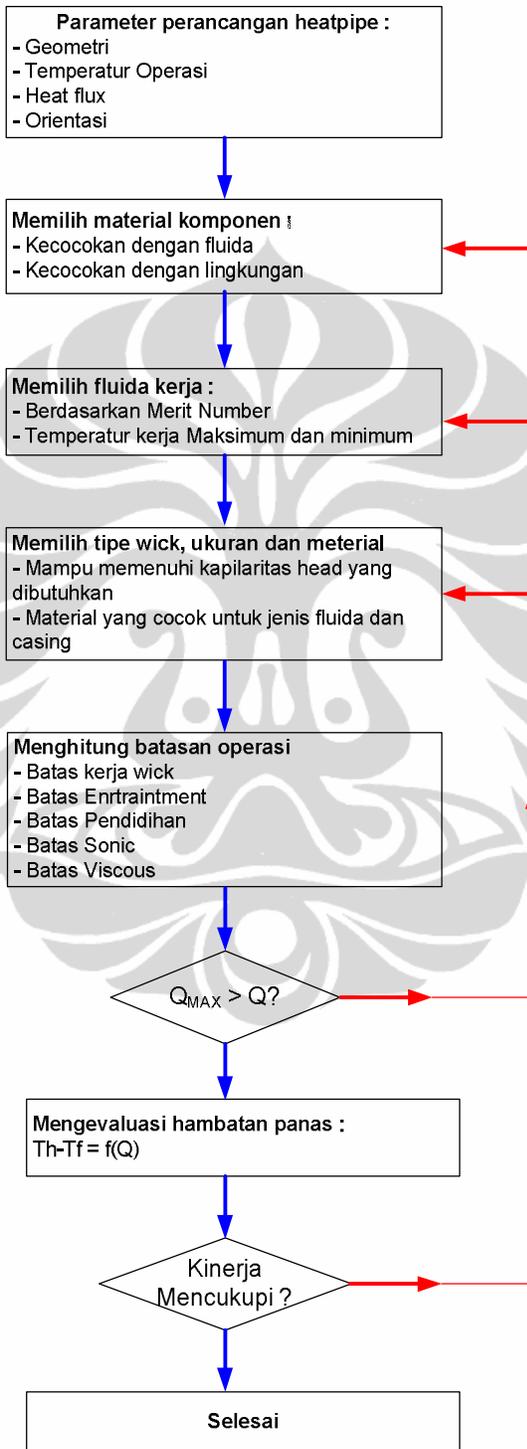
Pada tabel 2.1 menunjukkan daya kapilaritas yang sangat signifikan terjadi pada pipa kapiler yang dicelupkan pada air yang dibandingkan dengan merkuri.

Tabel 2.1 Perbedaan kapilaritas fluida [31]

Fluida	Jari-jari pipa (m)	Tekanan Kapilaritas (N/m ²)	Ketinggian pipa (m)
Air	0,00508	28,7	0,0293
	0,0000508	2870	0,293
Merkuri	0,00508	-168	-0,0126
	0,0000508	-16,8	-0,126

Prosedur untuk merancang *heat pipe* diuraikan pada Gambar. 2.6. Seperti halnya proses desain, banyak keputusan yang harus dilakukan dan saling terkait. Sebagai contoh, pemilihan *wick* dan fluida kerja sehingga kapilaritas dapat bekerja. Jika desain kemudian membuktikan ketidak

mampuan fluida untuk menghantarkan panas maka perlu dipertimbangkan kembali pilihan material-material penyusun *heat pipe*.



Gambar 2.6 Prosedur perancangan *heat pipe* [38]

Sejumlah besar metode untuk pengukuran tegangan permukaan dan kapilaritas cairan, dan ini dijelaskan dalam teks standar [32,33]. Pengukuran tegangan permukaan dan kapilaritas yang akan dilakukan yaitu pada kombinasi ukuran permukaan gaya pipa kapiler, Pengukuran yang paling sederhana adalah bahwa kenaikan h dalam tabung/pipa kapiler pada gambar 2.5, yang diberikan:

$$\rho g h = \frac{2\sigma \cos \theta}{r} \quad (2.6)$$

Dalam desain *heat pipe*, perlu juga untuk diketahui jari-jari efektif pori r , karena jari-jari efektif adalah salah satu parameter yang digunakan untuk menggambarkan kenaikan tekanan sebagai penggerak cairan [34,35]. Hal ini memang tidak mudah untuk memperkirakan jari-jari efektif seperti pada *wick sintered powder* karena besarnya jari-jari tidak seragam.

2.3 FLUIDA KERJA

Pertimbangan pertama dalam mencari fluida kerja yang cocok dalam sebuah *heat pipe* adalah rentang temperatur kerja fluida, yang dapat dilihat dari tabel 2.2. Untuk mendapatkan pemilihan fluida kerja yang tepat pada *heat pipe*, beberapa kriteria diantaranya adalah [43] :

- 1) Kecocokan antara *wick* dan material dinding
- 2) Mempunyai stabilitas termal yang baik
- 3) Mempunyai daya basah (*wettability*) yang baik dengan *wick*
- 4) Tekanan uap tidak terlalu tinggi atau tidak terlalu rendah sesuai dengan rentang temperatur kerja.
- 5) Mempunyai panas laten tinggi

- 6) Mempunyai konduktivitas termal tinggi
- 7) Mempunyai kekentalan rendah saat fase uap maupun cairan
- 8) Mempunyai tekanan permukaan tinggi

Struktur *wick* dalam *heat pipe* harus mampu mengalirkan cairan untuk mengalir dari kondenser menuju evaporator. Ketebalan lapisan *wick* mempengaruhi keseimbangan aliran dua fase dalam *heat pipe* karena tekanan kapilaritas dalam *wick* dibutuhkan untuk mempompa cairan dari ujung yang satu ke ujung lainnya [36]. Dalam *heat pipe*, daya kapilaritas maksimum (ΔP_c) pada *wick* harus lebih besar atau sama dengan penjumlahan seluruh jatuh tekanan untuk memastikan bahwa kedua fase tersebut dapat mengalir [37].

- Jatuh tekanan cairan yang dibutuhkan untuk berpindah dari kondenser menuju evaporator melalui *wick* ($\hat{e} P_l$);
- Jatuh tekanan dari uap yang dibutuhkan untuk menggerakkan fluida uap dari evaporator menuju kondenser ($\hat{e} P_v$);
- Tekanan hidrostatik akibat gravitasi ($\hat{e} P_g$).

Dan tekanan-terkanan tersebut dapat dirumuskan secara matematik :

$$\Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_g + \Delta P_c \quad (2.7)$$

Persamaan diatas mengacu pada batas kapilaritas *wick* dan pembatasan yang jelas pada panas yang mampu dialirkan oleh *heat pipe* tergantung fluida yang digunakan untuk rentang panas tertentu seperti pada tabel 2.2. Apabila suatu kondisi melebihi dari batas kemampuan *heat pipe* maka *wick* tidak mampu lagi untuk mengembalikan cairan menuju evaporator, hingga akhirnya evaporator mencapai titik paling kering yang menyebabkan evaporator kelebihan panas pada *heat pipe* [38].

Table 2.2. Fluida kerja pada *heat pipe* [30]

Fluida	Titik lebur (°C)	Titik didih pada tekanan ATM (°C)	Temperatur operasi (°C)
Helium	-271	-261	-271 s/d -269
Nitrogen	-210	-196	-203 s/d -160
Ammonia	-78	-33	-60 s/d 100
Acetone	-95	57	0 s/d 120
Methanol	-98	64	10 s/d 130
Flutec PP2	-50	76	10 s/d 160
Ethanol	-112	78	0 s/d 130
Air	0	100	30 s/d 200
Toluene	-95	110	50 s/d 200
Mercuri	-39	361	250 s/d 650
Sodium	98	892	600 s/d 1200
Lithium	179	1340	1000 s/d 1800
Perak	960	2212	1800 s/d 2300

Jika struktur *wick* mengantarkan cairan secara sempurna (merata), maka daya kapilaritas dari sebuah pori-pori *wick* sama halnya dengan persamaan 2.1 pada pengujian beda tekanan menggunakan tabung (*column*) sehingga dapat dituliskan menggunakan persamaan *Young-Laplace* :

$$\Delta P_{\text{cap}} = \frac{2\sigma \cos \theta}{r_p} \quad (2.8)$$

Dengan merata-ratakan geometri pori maka persamaan menjadi

$$\Delta P_{\text{cap}} = \frac{2\sigma \cos \theta}{r_{\text{eff}}} \quad (2.9)$$

Dimana σ adalah tekanan permukaan, dan r_{eff} adalah jari-jari efektif pori. Tekanan pada cairan ΔP_{cap} dibutuhkan untuk mendorong cairan dari kondenser menuju evaporator melalui *wick* yang dinyatakan dengan [39] :

$$\Delta P_{\text{cap}} = \frac{2\sigma \cos \theta}{r_{\text{eff}}} \quad (2.10)$$

Dimana, μ adalah viskositas dinamik dari fluida, \dot{m} adalah fluks massa dari cairan dan diketahui dari $\dot{m} = \frac{Q_{\text{evap}}}{h_{\text{fg}}}$ adalah kalor laten dari penguapan

cairan. l_{eff} dapat dikatakan sebagai panjang efektif dari panjang *heat pipe*. ρ_l adalah densitas cairan, A_w adalah luas penampang *wick*, dan K adalah permeabilitas *wick*.

Sedangkan untuk jatuh tekanan pada uap (ΔP_v) dapat disamakan dengan *heat pipe* konvensional dengan menganggap aliran yang terjadi bersifat laminar [40].

$$\Delta P_v = \frac{4 \mu_l \dot{m}_v}{A_w} \quad (2.11)$$

Dimana μ_l adalah viskositas dinamik uap, \dot{m}_v adalah fluks massa uap, ρ_v adalah massa jenis uap dan r adalah radius butiran uap.

Sedangkan tekanan hidrostatik (ΔP_h) dapat bernilai positif, negatif ataupun nol tergantung orientasi penempatan *heat pipe*. Tekanan hidrostatik dirumuskan sebagai :

$$\Delta P_h = \rho_l g h \sin \theta \quad (2.12)$$

Dimana ρ_l adalah densitas cairan, g adalah percepatan gravitasi sedangkan h adalah panjang total dari *heat pipe* dan θ menunjukkan sudut penempatan *heat pipe* dengan sumbu bidang horizontal. Sehingga dari persamaan-persamaan diatas maka diperoleh suatu hubungan.

$$\frac{4 \mu_l \dot{m}_v}{A_w} = \frac{4 \mu_l \dot{m}_v}{A_w} = \frac{4 \mu_l \dot{m}_v}{A_w} = \rho_l g h \sin \theta \quad (2.13)$$

Dari persamaan diatas, terbukti bahwa metode yang paling efektif untuk memepersbesar kalor maksimum Q_{max} yang masuk dan tidak melewati batas kapilaritas adalah dengan mengurangi radius efektif pori *wick* (r_{eff}) dan menambah permeabilitas cairan K . Sehingga dengan penambahan batas kalor

maksimum $\frac{Q_{max}}{A}$ yang masuk *heat pipe* dapat berpengaruh terhadap peningkatan konduktivitas termal (k_{eff}) dari *heat pipe* mengingat :

$$k_{eff} = \frac{Q_{max}}{A \Delta T} \quad (2.14)$$

Batasan kerja fluida

Untuk merancang fluida kerja pada *heat pipe*, ada beberapa rentang temperatur bagi fluida untuk dapat beroperasi. Temperatur operasi ini ditentukan oleh batas perindahan panas dari *heat pipe* terhadap laju perpindahan kalornya.

Pada laju perpindahan kalor yang rendah, rentang temperatur operasi biasanya rendah, dengan batas atas temperatur adalah titik didih fluida dan batas sonic. Rentang temperatur operasi fluida akan mengecil seiring laju perpindahan kalor bertambah. Pada laju perpindahan kalor tinggi, rentang temperatur operasi dibatasi oleh penghentian daya kapilaritas yang sama dengan permulaan terjadinya entrainment, atau ketika permulaan sonic.

Jika batas temperatur bawah ditentukan oleh batas sonic, maka *heat pipe* yang bekerja dibawah batas temperatur ini tidak akan berfungsi (kapilaritas tidak bekerja). Batas bawah ini dapat direndahkan lagi jika laju perpindahan kalor dikurangi.

Laju perpindahan kalor akhirnya akan mencapai titik dimana rentang temperatur maksimum, dan dilambangkan sebagai $T(Q_{max})$ seperti pada gambar 2.7 pada titik maksimum dari perpindahan kalor dilambangkan sebagai Q_{max} . Sedangkan setiap usaha yang dilakukan untuk menggunakan *heat pipe* sebelum Q_{max} dan dibawah $T(Q_{max})$ maka *heat pipe* tidak akan bekerja. Batasan kerja fluida dirumuskan oleh Dunn [36], dan Babin et al. [41] dalam :

Batasan sonic :

$$\frac{2 \rho \lambda \sqrt{g \beta \Delta T}}{1 + \frac{2 \rho \lambda \sqrt{g \beta \Delta T}}{1 + \frac{2 \rho \lambda \sqrt{g \beta \Delta T}}{1 + \dots}}}$$

Batasan entrainment

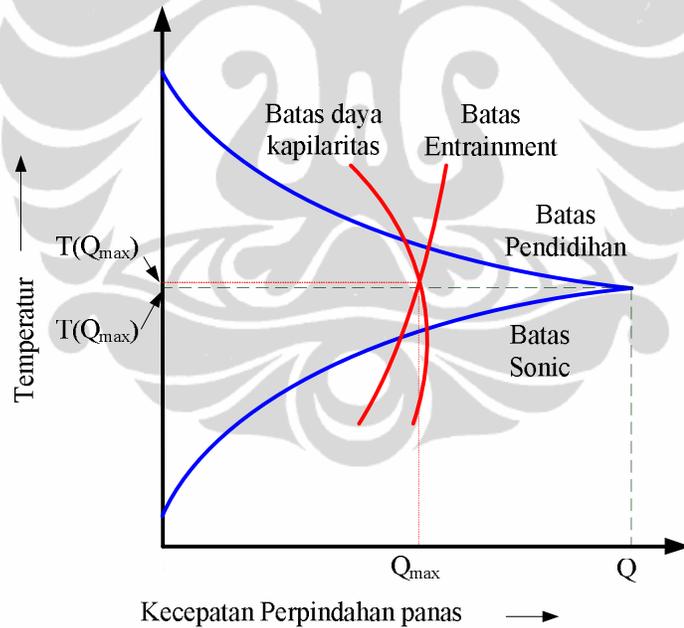
$$\frac{2 \rho \lambda \sqrt{g \beta \Delta T}}{1 + \frac{2 \rho \lambda \sqrt{g \beta \Delta T}}{1 + \dots}}$$

Batasan pendidihan (*boiling limit* atau *dry out limit*)

$$\frac{2 \rho \lambda \sqrt{g \beta \Delta T}}{1 + \frac{2 \rho \lambda \sqrt{g \beta \Delta T}}{1 + \dots}} \Delta T$$

Batasan viskos :

$$\frac{2 \rho \lambda \sqrt{g \beta \Delta T}}{16 \mu \lambda \sqrt{g \beta \Delta T}}$$



Gambar 2.7 Batasan fluida kerja [37]

Beberapa penelitian *heat pipe*, selain fluida dasar yang digunakan sebagai fluida kerja, *nano fluid* juga digunakan untuk memberikan hasil koefisien perpindahan kalor yang lebih baik. *Nano fluid* adalah fluida dengan penambahan

partikel berukuran nano (1×10^{-9} m) atau disebut juga nano partikel. *Nano fluid* mempunyai sifat-sifat baru, sifat-sifat tersebut adalah gabungan antara sifat nano partikel dan sifat fluida dasarnya. Sifat nano partikel yang mempunyai konduktivitas termal yang lebih baik karena unsur utamanya adalah logam. Sejak diteliti pertama kali oleh Choi [42] menyatakan bahwa nanofluids mampu meningkatkan konduktivitas termal dari fluida dasarnya.

Pada *nano fluid*, fluida dapat menyatu dengan partikel nano dengan suspensi koloid. Koloid merupakan suatu bentuk campuran dua atau lebih zat yang bersifat homogen namun memiliki ukuran partikel terdispersi yang cukup besar (1 - 100 nm), sehingga terkena efek *Tyndall*. Bersifat homogen berarti partikel terdispersi tidak terpengaruh oleh gaya gravitasi atau gaya lain yang dikenakan kepadanya, sehingga sulit untuk terjadi pengendapan. Sifat homogen ini juga dimiliki oleh larutan, namun tidak dimiliki oleh campuran biasa. Koloid yang umum dalam kehidupan sehari-hari, beberapa contoh termasuk krim kocok, mayones, susu, mentega, gelatin, jelly, air berlumpur, plester, kaca berwarna, dan kertas.

Koloid dapat dibuat dari hampir setiap kombinasi gas, cair, dan padat. Partikel koloid yang dibuat disebut material terdispersi. Koloid terdiri dari partikel padat terdispersi dalam gas disebut asap. Sedangkan partikel cair terdispersi dalam gas disebut sebagai aerosol (kabut).

Partikel nano yang digunakan pada *nano fluid* biasanya partikel logam, *oxide*, *carbide*, atau *carbon nanotubes*. Fluida dasar yang digunakan dapat berupa air atau *ethylene glycol* maupun fluida kerja yang sesuai dengan rentang kerja fluida seperti pada tabel 2.3. Namun tidak semua partikel nano dapat disatukan dengan

semua jenis fluida dasar karena ada berapa jenis zat yang bersifat *hidropobic* seperti partikel ZnO dengan *ethylene glychol*.

2.4 STRUKTUR *WICK*

Pemilihan *wick* pada *heat pipe* tergantung pada banyak faktor, beberapa faktor sangat erat hubungannya terhadap fluida kerja. Tujuan utama *wick* adalah menghasilkan tekanan kapilaritas untuk menghantarkan cairan dari kondenser menuju evaporator. Selain itu juga *wick* harus mampu mendistribusikan cairan sekitar area evaporator ke berbagai area dimana panas kemungkinan akan diterima oleh *heat pipe*.

Head Kapilaritas maksimum dapat dihasilkan *wick* dengan cara memperkecil ukuran pori. Di lain hal, nilai permeabilitas akan menurun jika ukuran pori diperkecil, namun demikian untuk homogeneous *wick* ada ukuran pori yang optimum. Cara yang lain untuk memaksimalkan head kapilaritas adalah dengan ketebalan *wick*, kemampuan mengalirkan panas pada *heat pipe* meningkat saat menambah ketebalan *wick* [43]. Namun, penambahan ketebalan *wick* akan menambahkan hambatan panas dari sumber panas ke dalam *heat pipe* sehingga fluks panas tidak dapat diserap secara maksimal.

Jumlah total hambatan panas pada evaporator juga tergantung pada konduktivitas fluida kerja pada *wick*. (tabel 2.3 memberikan sebuah nilai pengukuran dari fluks panas evaporator untuk berbagai jenis kombinasi fluida kerja). Hal lain yang penting dari *wick* adalah kecocokan dengan fluida kerja dan daya basahnya (*wettability*). *Wick* juga harus mudah dibentuk dengan dinding

dalam *heat pipe* dan memungkinkan untuk dapat digunakan pada *heat pipe* berulang-ulang dan dalam jangka waktu yang lama.

Tabel 2.3 Fluks panas evaporator untuk berbagai jenis kombinasi fluida kerja [37]

Fluida kerja	Wick	Temperatur uap (°C)	Flukss panas rata-rata (W/cm ²)
Helium [44]	s/s mesh	269	0.09
Nitrogen [44]	s/s mesh	163	1.0
Ammonia [45]	bervariasi	20640	5615
Ethanol [46]	4×100 mesh s/s	90	1.1
Methanol [47]	nickel foam	25630	0.0360.4
Methanol [47]	nickel foam	30	0.2462.6
Methanol [47]	1×200 mesh (horiz.)	25	0.09
Methanol [47]	1×200 mesh (2_5 cm head)	25	0.03
Water [45]	bervariasi	1406180	256100
Water [46]	Mesh	90	6.3
Water [46]	100 mesh s/s	90	4.5
Water [47]	nickel felt	90	6.5
Water [48]	sintered copper	60	8.2
Mercury [44]	s/s mesh	360	180
Potassium [44]	s/s mesh	750	180
Potassium [45]	Various	7006750	1506250
Sodium [44]	s/s mesh	760	230
Sodium [45]	Various	8506950	2006400
Sodium [49]	3×65 mesh s/s	925	214
Sodium [50]	508×3600 mesh s/s twill	775	1250
Lithium [44]	niobium 1% zirconium	1250	205
Lithium [51]	niobium 1% zirconium	1500	115
Lithium [51]	SGS-tantalum	1600	120
Lithium [52]	W-26 Re grooves	1600	120
Lithium [52]	W-26 Re grooves	1700	120
Silver [44]	Tantalum 5% tungsten	-	410
Silver [52]	W-26 Re grooves	2000	155

Serat karbon juga dapat dipakai sebagai material *wick*. Filamen serat karbon banyak mempunyai alur-alur longitudinal pada permukaannya dan mempunyai tekanan kapilaritas yang besar. Jumlah penelitian *heat pipe* menggunakan *wick* serat karbon telah banyak diteliti termasuk *wick* serat karbon untuk aplikasi *heat pipe* panjang hingga 100 m [53]. Kemampuan memindahkan panas *wick* serat

karbon telah didemonstrasikan dan membuktikan bahwa *wick* serat karbon memindahkan panas tiga kali lebih baik dari *wick mesh* logam. Penggunaan serat karbon harus diperkuat agar mampu menempel pada dinding, pengembangan serat karbon sebagai *wick heat pipe* banyak diaplikasikan pada peralatan-peralatan *aerospace* [54,55].

2.4.1. Struktur *Wick* Homogen

Bentuk pori *wick* yang homogen terdapat pada adalah *screen mesh* dan kasa. Jenis ini banyak diproduksi dalam berbagai ukuran pori maupun material yang digunakan, termasuk *stainless steel*, nikel, baja, tembaga dan aluminium. tabel. 2.4 menunjukkan ukuran pori dan nilai permeabilitas dari jenis-jenis *mesh* dan kasa.

Tabel 2.4 Ukuran pori *wick* dan permeabilitas [37]

Material dan ukuran <i>mesh</i>	Head kapilaritas ¹ (cm)	Radius pori (cm)	Permeabilitas (m ²)	Porositas (%)
Fiber glass [56]	25.4	-	0,061×10 ¹¹	-
Refrasil sleeving [56]	22.0	-	0,104×10 ¹⁰	-
Refrasil (bulk) [57]	-	-	0,18×10 ¹⁰	-
Refrasil (batt) [57]	-	-	1,00×10 ¹⁰	-
Monel beads [58]				
30640	14,6	0,052 ²	4,15×10 ¹⁰	40
70680	39,5	0,019 ²	0,78×10 ¹⁰	40
1006140	64,6	0,013 ²	0,33×10 ¹⁰	40
1406200	75,0	0,009	0,11×10 ¹⁰	40
Felt metal [59]				
FM1006	10,0	0,004	1,55×10 ¹⁰	-
FM1205	-	0,008	2,54×10 ¹⁰	-
Nickel powder [56]				
200 μ	24,6	0.038	0,027×10 ¹⁰	-
500 μ	>40,0	0.004	0,081×10 ¹¹	-
Nickel fiber [56]				
0.01 mm dia	>40,0	0,001	0,015×10 ¹¹	68,9
Nickel felt [60]	-	0,017	6,0×10 ¹⁰	89
Nickel foam [60]	-			
Ampornik 220.5	-	0,023	3,8×10 ⁹	96
Copper powder (sintered) [59]	156,8	0,0009	1,74×10 ¹²	52
Copper powder (sintered) [61]				

45 56 μ	-	0,0009	-	28,7
100 145 μ	-	0,0021	-	30,5
150 200 μ	-	0,0037	-	35
Nickel 50 [56]	4,8	-	-	62,5
Nickel 50 [62]	-	0,0305	$6,635 \times 10^{10}$	-
Copper 60 [59]	3,0	-	$8,4 \times 10^{10}$	-
Nickel 60 [61]	-	0,009	-	-
100 [62]	-	0,0131	$1,523 \times 10^{10}$	-
100 [63]	-	-	$2,48 \times 10^{10}$	-
120 [59]	5,4	-	$6,00 \times 10^{10}$	-
120 ³ [59]	7,9	0,019	$3,50 \times 10^{10}$	-
2 ⁵ ×120 [64]	-	-	$1,35 \times 10^{10}$	-
120 [65]	-	-	$1,35 \times 10^{10}$	-
S/s 180 (22 °C) [66]	8,0	-	$0,5 \times 10^{10}$	-
2×180 (22 °C) [66]	9,0	-	$0,65 \times 10^{10}$	-
200 [61]	-	0,0061	$0,771 \times 10^{10}$	-
200 [59]	-	-	$0,520 \times 10^0$	-
Nickel 200 [56]	23,4	0,004	$0,62 \times 10^{10}$	68,9
2×200 [64]	-	-	$0,81 \times 10^{10}$	-
Phosp./bronze 200 [67]	-	0,003	$0,46 \times 10^{10}$	67
Titanium 2×200 [61]	-	0,0015	-	67
4×200 [61]	-	0,0015	-	68,4
250 [63]	-	-	$0,302 \times 10^{10}$	-
Nickel ³ 2×250 [61]	-	0,002	-	66,4
4×250 [61]	-	0,002	-	66,5
325 [61]	-	0,0032	-	-
Phosp/bronze [65]	-	0,0021	$0,296 \times 10^{10}$	67
S/s (twill) 80 ⁴ [68]	-	0,013	$2,57 \times 10^{10}$	-
90 ⁴ [68]	-	0,011	$1,28 \times 10^{10}$	-
120 ⁴ [68]	-	0,008	$0,79 \times 1$	-
250 [64]	-	0,0051	-	-
270 [64]	-	0,0041	-	-
400 [64]	-	0,0029	-	-
450 [68]	-	0,0029	-	-

¹ Dalam tinggi colom air .

² Diameter Partikel.

³ telah di oxidasi.

⁴ Permeabilitas diukur dalam arah benkok.

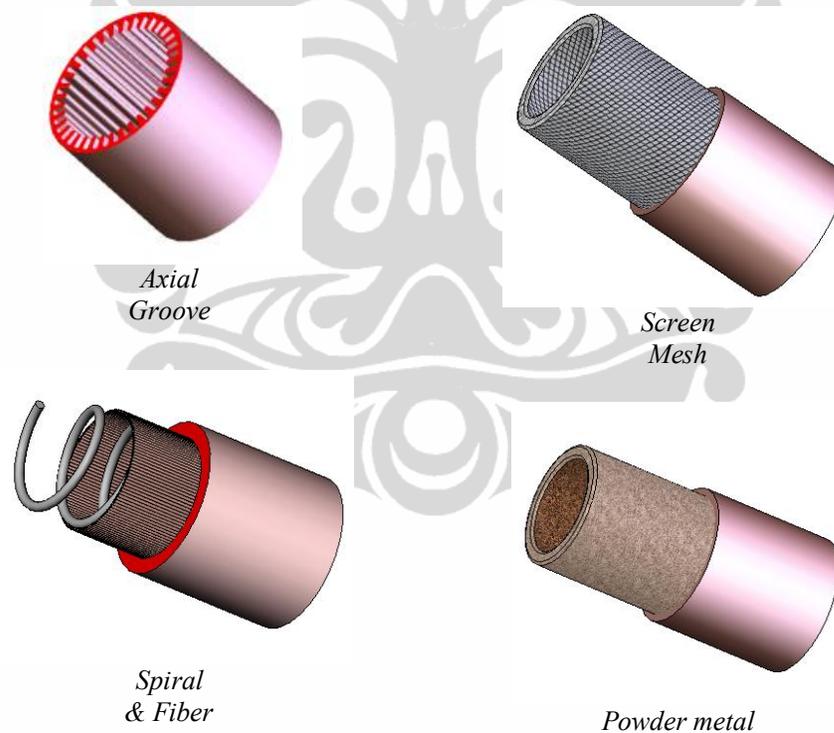
⁵ Menunjukkan jumlah lapisan.

Polimer telah diusulkan untuk digunakan sebagai material dinding pada *heat pipe* dan *wick*, penggunaannya ditujukan untuk fleksibilitas atau kelenturan, sehingga dapat dipasang pada semua kondisi geometri sumber panas. Pada aplikasi *Loope Heat Pipes* (LPHs) porositas spesifik dan ukuran pori tertentu dibutuhkan untuk meningkatkan daya kapilaritas secara ekstrim, beberapa material polimer seperti keramik, *polyelthylene* digunakan memindahkan fluks

panas yang besar hingga $10.000 \text{ W/m}^2\text{K}$ dari evaporator, seperti yang dilakukan oleh Figus dan Colleagues di Astrium SAS, Prancis [75]. Pada mulanya pori *wick* dari polimer tersebut dibuat sangat kecil untuk meningkatkan kapilaritas, namun pori yang terlalu kecil kenyatannya akan memperkecil permeabilitasnya pula.

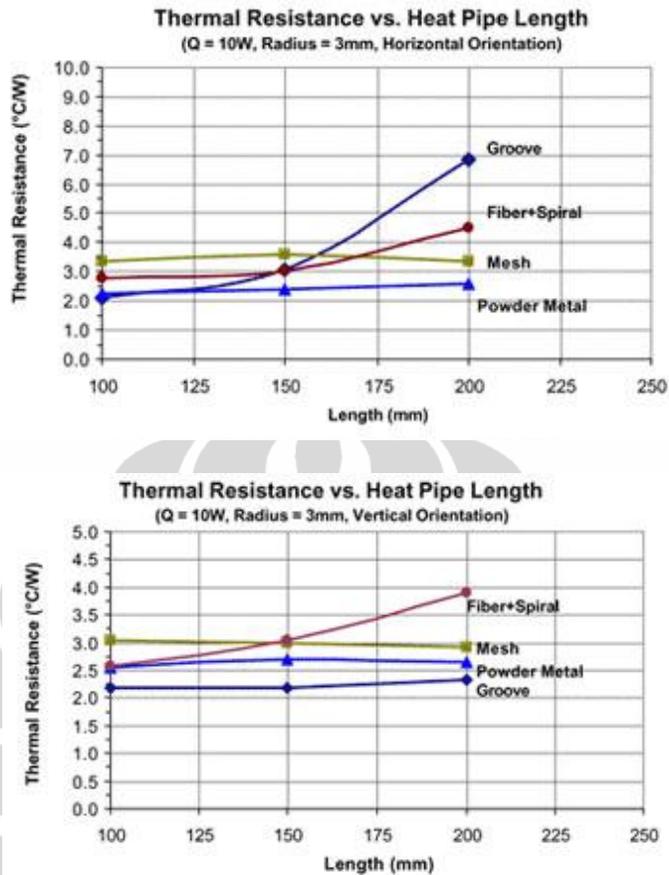
2.4.2. Jenis Struktur *Wick*

Jenis struktur *wick* pada umumnya terdapat beberapa jenis, *wick* yang banyak digunakan pada produk-produk *heat pipe* komersial diantaranya : *Grooved*; *Wire screen mesh*; *Fiber-spring*; dan *Sintered powder metal* seperti pada Gambar 2.8.



Gambar 2.8 Jenis *wick* dalam *heat pipe* [69]

Berdasarkan experimental dari salah satu produsen *heat pipe* [69] diperoleh grafik seperti pada gambar 2.9 yang membandingkan kinerja antara masing-masing struktur *wick*.



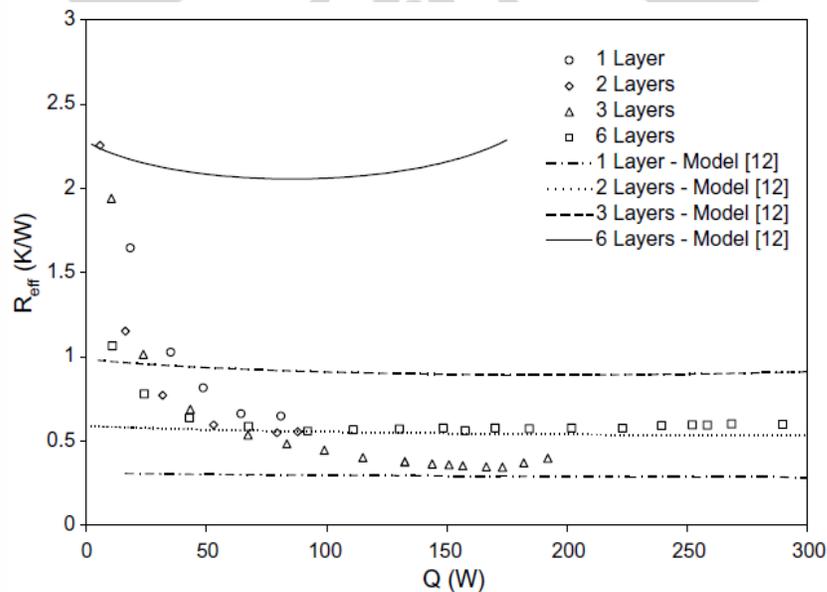
Gambar 2.9 Grafik dan tabel hasil pengujian *heat pipe* dari 4 jenis *wick* dengan orientasi horizontal dan vertikal (pengaruh gaya gravitasi) [69]

Masing-masing struktur *wick* mempunyai bermacam-macam kelebihan dan kekurangan. Dari grafik diatas, *heat pipe* dengan struktur *wick* dengan *powder metallurgy* seperti pada gambar 2.10 memiliki tahanan panas yang lebih stabil, baik pengaruh fluktuasi temperatur maupun orientasi gravitasi.



Gambar 2.10 *Wick* dengan proses powder metalurgi

R. Kempers, et al. [70] membandingkan efek dari jumlah lapisan dalam struktur *screen mesh* terhadap hambatan panas dan menyimpulkan bahwa semakin besar jumlah lapisan *screen mesh* maka semakin kecil hambatan panasnya. Kempers menggunakan *screen mesh* tembaga dengan diameter kawat 0.109 mm dan berjumlah *mesh* 3.94 per mm.



Gambar 2.11 Pengaruh jumlah lapisan *screen mesh* terhadap hambatan panas [70]

Penelitian lainnya yang dilakukan oleh Xiao Huang dan George Franchi yang menggabungkan *wick screen mesh* tembaga dan *sintered metal powder*

tembaga dengan Nikel [71]. Penelitian tersebut menyimpulkan bahwa distribusi pori yang seragam dapat meningkatkan konduktivitas termal dan rentang panas yang mampu diterima evaporator *heat pipe*.

2.4.3 Konduktivitas Termal *Wick*

Konduktivitas termal efektif pada *wick* dengan fluida kerja dibutuhkan untuk menghitung hambatan panas secara teoritis pada *wick* di area kondenser. Dua model ditampilkan pada penentuan konduktivitas termal.

- i). **Kasus Parellel.** Disini diasumsikan bahwa *wick* dan fluida berada secara parallel. Jika k_f adalah konduktivitas termal fluida kerja dan k_s adalah konduktivitas termal material *wick*, maka :

$$k_{\text{eff}} = \frac{\text{Volume fluida kerja}}{\text{Total volume}} k_f + \left(1 - \frac{\text{Volume fluida kerja}}{\text{Total volume}}\right) k_s \quad (2.15)$$

- ii). **Kasus Seri.** Jika kedua material dianggap seri

$$k_{\text{eff}} = \frac{1}{\frac{V_f}{k_f} + \frac{V_s}{k_s}} \quad (2.16)$$

Selain itu, konveksi pada *wick* akan cenderung meningkatkan konduktivitas termal efektif.

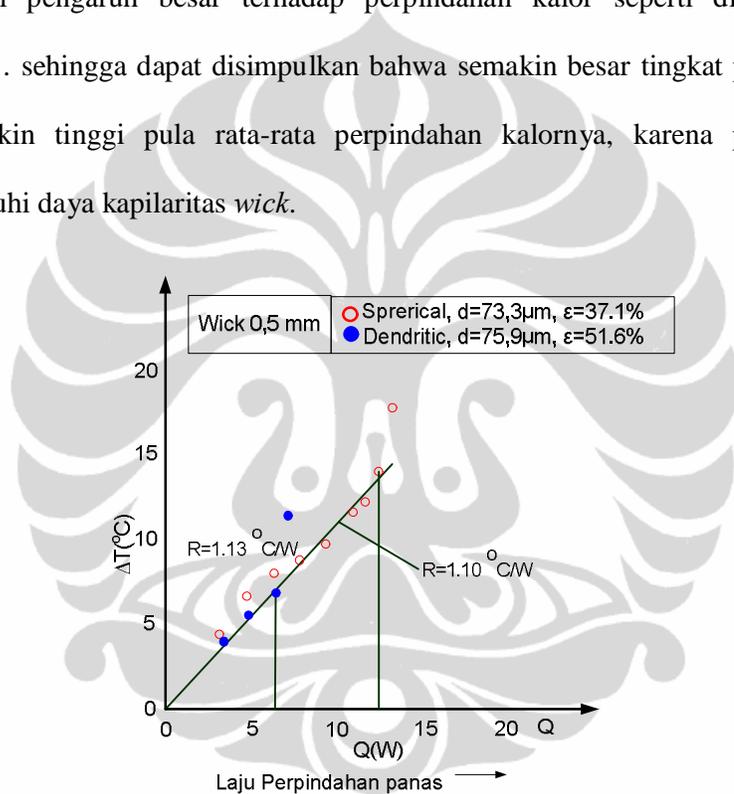
2.5 POROUS MEDIA

2.5.1 Porositas

Porositas (*void fraction*) adalah perbandingan ukuran ruang kosong (poros) dengan total volume pada material. Dinyatakan dalam nilai 0-1, atau

dalam skala persentase 0-100%. Jadi porositas pada struktur *wick* adalah perbandingan antara volume pori dengan padatan pada stuktur *wick*.

Pengaruh porositas sangat mempengaruhi dari maksimum *heat transfer* [72]. Peningkatan 10% porositas mampu meningkatkan *heat transfer* hingga dua kali. Dari percobaan lainnya *heat pipe* dengan porositas 37.1% & dan 51.6% mempunyai pengaruh besar terhadap perpindahan kalor seperti ditunjukkan gambar 2.11. sehingga dapat disimpulkan bahwa semakin besar tingkat porositas maka semakin tinggi pula rata-rata perpindahan kalornya, karena porositas mempengaruhi daya kapilaritas *wick*.



Gambar 2.12 Pengaruh porositas terhadap perpindahan kalor pada *heat pipe* [28].

Porositas dilambangkan sebagai ϵ dan lazim disebut dengan fraksi kekosongan pada *wick*, atau disebut juga perbandingan luasan yang dapat dilalui fluida dengan luasan melintang *wick* A_f , dirumuskan sebagai :

$$\epsilon = \frac{V_p}{V_t} \quad (2.17)$$

Dimana r_o adalah radius bagian luar *wick* dan r_i adalah radius bagian dalam *wick*. Jika laju masa fluida yang melewati pori *wick* disebut sebagai \dot{m} jumlah laju massa /fluks massa tersebut adalah :

$$\dot{m} = \rho \int_{r_i}^{r_o} v_r 2\pi r dr \quad (2.18)$$

Persamaan Hagen-Poiseuille untuk aliran laminar kecepatan fluida dapat di rumuskan sebagai v_r , dan r_c adalah jari-jari efektif pori, sehingga persamaan menjadi :

$$v_r = \frac{\Delta T}{4\mu L} \left(r_c^2 - r^2 \right) \quad (2.19)$$

$$\dot{m} = \frac{\rho \Delta T}{4\mu L} \int_{r_i}^{r_o} (r_c^2 - r^2) 2\pi r dr \quad (2.20)$$

Atau dapat dihubungkan dengan laju masa panas \dot{Q} dimana L adalah kalor laten penguapan. Sehingga,

$$\Delta T = \frac{\dot{Q}}{\dot{m} L} \quad (2.21)$$

2.5.2 Permeabilitas

Permeabilitas juga menentukan laju perpindahan panas, karena permeabilitas adalah kapasitas dari media berpori untuk mengalirkan fluida. Untuk itu, permeabilitas sangat erat kaitannya dengan *properties* material, seperti luas permukaan pori dan distribusi pori. Permeabilitas dapat dirumuskan berdasarkan Persamaan Blake-Koseny menjadi [73]:

$$k = \frac{\rho \mu L}{\Delta T} \quad (2.22)$$

Dimana :

k = Permeabilitas (m^2)

ϵ = porositas, dan

d = diameter kawat pada *mesh* atau diameter butiran pada *sintered powder* (m)

2.5.3 Penurunan tekanan pada porous media

Umumnya, hukum empiris Darcy [74], dapat pula diaplikasikan pada aliran yang melewati *porous media* ketika bilangan Reynold berlaku pada ukuran pori sangat kecil. Pada keadaan ini, persamaan momentum untuk fluida yang melewati porous media dirumuskan sebagai:

$$\rho U \frac{dU}{dx} = -\frac{\mu U}{k} \quad (2.23)$$

Ketika tekanan aliran pada pori dinyatakan dengan P , K sebagai permeabilitas (pada persamaan 2.22) dan μ adalah viskositas fluida serta U merupakan kecepatan aliran. Akhir-akhir ini, ilmu rekayasa teknik memerlukan bilangan Reynold tinggi pada setiap pengerjaan aliran dalam *porous media*. Dengan metode mencocokkan data percobaan, maka persamaan nonlinear dimasukkan dalam data untuk memperbaiki *effect advection inertia* (forchheimer [75]). Sehingga tekanan aliran pori setelah dikoreksi :

$$\rho U \frac{dU}{dx} = -\frac{\mu U}{k} - \frac{\rho U^2}{\sqrt{k}} \quad (2.24)$$

Dimana ρ adalah kerapatan fluida. Mengacu pada Ergun [76], bahwa koefisien forchheimer F diberikan oleh $F = b/\sqrt{150k}$. Dimana b adalah konstanta parameter geometri dari pori.

2.6 POWDER METALURGI

Powder metalurgi merupakan proses pembentukan logam yang menggunakan material dasar berupa partikel-partikel logam berbentuk serbuk. Proses ini memiliki beberapa keunggulan, antara lain : mudah untuk membuat benda dengan bentuknya yang kompleks. Secara sederhana, proses metalurgi serbuk dapat dijelaskan sebagai berikut :

- Proses mixing. Merupakan proses pencampuran (*mixing*) antara serbuk logam dengan bahan aditif.
- Proses pembentukan (*forming*). Yaitu pemberian gaya-gaya kompaksi baik pada temperatur ruang (*cold compaction*) maupun pada temperatur tinggi (*hot compaction*). Proses *cold compaction* akan dilanjutkan dengan proses *sintering*/pemanasan sehingga diperoleh partikel-partikel yang bergabung dengan kuat.

Tujuan powder metalurgi dengan proses sintering untuk dapat meminimalisasi porositas (hingga <5%) pada *wick heat pipe*. Pada pembuatan part dengan powder metalurgi butiran logam dipanaskan hingga temperatur re-kristalisasi logam tersebut. Temperatur re-kristalisasi adalah temperatur logam sebelum mencapai temperatur leleh. Pada kondisi ini butiran akan membentuk ikatan dengan butiran lainnya. Keunggulan pembuatan komponen dengan proses powder metalurgi adalah lebih sedikit material yang digunakan karena volume total komponen adalah *bulk* volume dimana ada banyak rongga udara yang mengisi komponen tersebut. Di samping itu ada kelemahan yang dari proses

powder metalurgi yaitu dari segi kekuatan, karena ikatan yang terjadi antara butiran logam bukan ikatan sempurna.

2.7 PERPINDAHAN KALOR DAN HAMBATAN PANAS

2.7.1. Perpindahan kalor Maksimum

Panas maksimum yang dipindahkan pada *heat pipe* melalui uap yang bergerak dapat dirumuskan sebagai :

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m} h_{fg} \quad (2.25)$$

Dimana \dot{m} adalah laju aliran masa pada *wick* dan L adalah panas laten.

Menggunakan rumus keseimbangan tekanan maka :

$$\Delta p = \rho_l g L \cos \theta \quad (2.26)$$

$$\frac{\rho_l g L \cos \theta}{\sigma} = \frac{\rho_l g L \cos \theta}{\sigma} \quad (2.27)$$

Substitusikan persamaan (2.25) dan (2.27) maka diperoleh

$$\dot{Q}_{max} = \frac{\rho_l g L \cos \theta}{\sigma} \quad (2.28)$$

Dimana σ adalah luasan arah melintang dari *wick*.

A. Perpindahan kalor pada daerah Evaporator

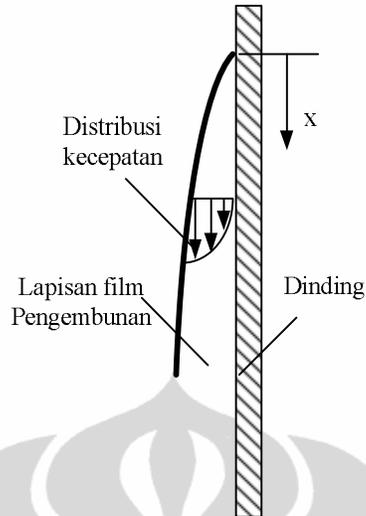
Untuk fluks panas rendah, panas akan dialirkan melalui cairan yang terkonduksi dengan media di sekitarnya, maupun dengan prinsip konveksi cairan dengan *wick*. Ketika fluks panas bertambah tinggi, cairan yang kontak langsung dengan dinding akan semakin menjadi *superheated liquid* dan gelembung akan terbentuk dari sisi nukleasi. Gelembung akan memindahkan sejumlah energi ke permukaan daerah yang mempunyai temperatur lebih rendah dan melepas kalor laten pelepasan, selain itu

gelembung juga meningkatkan konveksi fluida. Jika fluks panas terus bertambah hingga melewati batas kerja fluida, maka *burnout* akan terjadi, dimana area evaporator akan kering dan *heat pipe* tidak dapat beroperasi.

Chien and Chang [77] melakukan pengukuran hambatan panas dan perpindahan kalor area evaporator dengan *sintered copper powder*, menggunakan *thermosyphon test chamber*. Hambatan terendah yang diperoleh adalah $0,05 \text{ Kcm}^2/\text{W}$, pada fluks panas $47,5 \text{ W/cm}^2$ dan temperatur saturasi 70°C

B. Perpindahan kalor pada daerah Kondenser

Uap akan mengembun pada permukaan kondenser, pengembunan dapat terjadi dalam dua bentuk, baik uap yang mengembun membentuk permukaan basah terus-menerus atau dengan membentuk sejumlah besar tetes. Dalam *heat pipe*, daya dorong uap dapat menyebabkan gas selalu berada di ujung sisi kondenser. Lapisan film pada kondensasi dianalisa menggunakan teori *Nusselt* [78]. Teori pengembunan pada permukaan vertikal dan menghasilkan pengembunan fluida yang bergerak jatuh karena adanya gaya gravitasi yang diasumsikan pada aliran laminar. Gaya gerak viskos antara uap dan cairan diabaikan. Massa aliran bertambah seiring jarak dari sisi atas, profilnya dapat digambarkan pada gambar 2.13.



Gambar 2.13 Lapisan film pengembunan pada permukaan vertikal

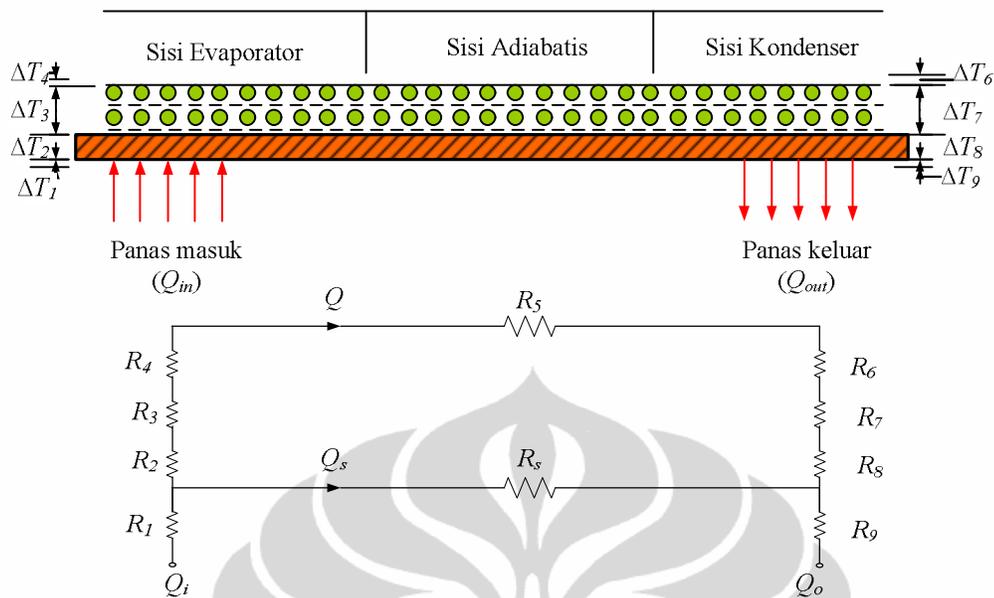
Perpindahan kalor rata-rata α , pada jarak sejauh x dari sisi atas dirumuskan sebagai :

$$\alpha = 0.943 \frac{k_f (T_s - T_w)^{1/4}}{x^{1/4}} \quad (2.29)$$

Dimana $(T_s - T_w)$ adalah penurunan temperatur sepanjang lapisan film cairan.

2.7.2 Hambatan Panas

Panas yang masuk pada *heat pipe* dapat berupa panas akibat arus eddy (*heater*). Sementara itu penurunan temperatur dapat terjadi oleh konduktivitas termal melalui dinding *heat pipe* pada sisi evaporator maupun kondenser. Proses yang terjadi di evaporator dan kondenser perlu diukur untuk mengetahui hambatan panas efektif dan juga untuk mengetahui batas perpindahan kalor pada area evaporator dan area kondenser melalui permodelan rangkaian hambatan panas [41,79]. Ilustrasi rangkaian hambatan panas pada *heat pipe* dapat dilihat dari gambar 2.14.



Gambar 2.14 Rangkaian hambatan panas dan jatuh temperatur [37].

Karena *heat pipe* menggunakan panas laten dari penguapan fluida kerja yang berputar, menyebabkan perbedaan temperatur di dalam fluida kecil, sehingga dapat dikatakan bahwa koefisien perpindahan panasnya sangat jauh berbeda dengan benda konduktor solid. Sebagai contoh, untuk mengalirkan panas sebesar 20 Watt dengan jarak tempuh 0,5 m pada batang berdiameter 1.27 cm. Dengan menggunakan hukum *Fourier*, maka aluminium pejal akan mempunyai perbedaan temperatur 460°C. Begitu pula pada tembaga pejal yang mempunyai perbedaan temperatur 206°C, sedangkan dibandingkan jika menggunakan *heat pipe* dengan diameter yang sama dan *wick screen mesh* tembaga dan fluida kerja air, perbedaan temperatur hanya 6°C.

Hambatan yang melewati lapisan *wick* pada *heat pipe* dirumuskan sebagai:

$$R_w = \frac{L}{k A} \quad (2.30)$$

Hambatan dalam °C/Watt merupakan kemampuan suatu material untuk menghambat atau menahan energi panas yang dirambatkan. T.W. Davis dan S.V. Garimella mengamati hambatan panas dari struktur *wick sintered powder* tembaga dengan tebal 1.016 mm [80]. Diperoleh nilai hambatan panas sebesar 0.01 °C/Watt dan koefisien perpindahan kalor yang mampu dicapai adalah 128.000 W/m²K.

Salah satu sifat yang disebutkan dalam beberapa diskusi mengenai *wick* dan fluida kerja adalah konduktivitas termal. Sifat tersebut merupakan faktor penting dalam menentukan ketebalan *wick* yang diijinkan.

A. Screen Mesh

Estimasi konduktivitas termal pada *screen mesh* di dapat melalui pendekatan persamaan Rayleigh :

$$k_{eff} = \frac{k_s \epsilon + k_l (1 - \epsilon)}{\epsilon + (1 - \epsilon) \frac{k_s}{k_l}} \quad (2.31)$$

$$\text{Dimana } \epsilon = \frac{A_s}{A_t} \quad (2.32)$$

k_s adalah konduktivitas termal fase solid

k_l adalah konduktivitas termal fase liquid

ϵ Adalah fraksi kekosongan porositas

Sebuah studi baru-baru ini mempelajari tentang pengaruh jumlah lapisan *mesh* pada *wick heat pipe*, secara keseluruhan telah menimbulkan keraguan mengenai validitas perpindahan kalor konduksi yang terjadi pada *wick* [66]. Sebagian besar peneliti mengenai jumlah lapisan *wick screen mesh* mengacu kepada model Kar dan 0,109 mm, dengan 3,94 jumlah anyaman per mm.

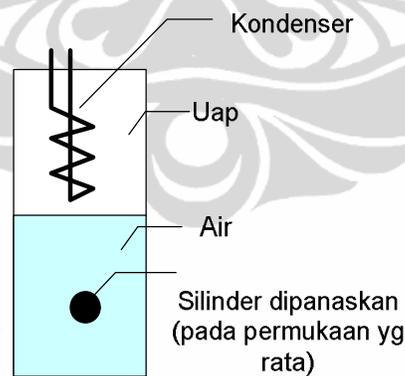
Dengan fluda kerja air dan jumlah layer divariasikan 1 hingga 6 lapisan maka diperoleh hasil bahwa jumlah lapisan *screen mesh* tidak mempengaruhi

terlalu besar hambatan panasnya. Perbedaan hambatan panas antara lapisan tunggal dengan 6 lapisan pada *screen mesh* hanya 40%, jumlah ini jauh lebih kecil dibandingkan dengan permodelan menggunakan rumus konduksi.

2.8. PENDIDIHAN

2.8.1 Pendidihan pada permukaan datar

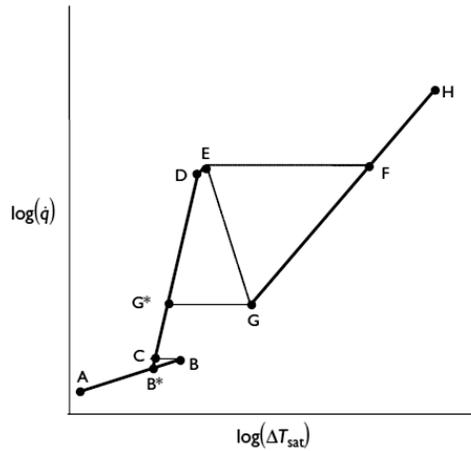
Pada tahun 1934, Nukiyama [81] menunjukkan percobaan pendidihan, menggunakan kawat platina yang dilewatkan aliran listrik. Fluks panas dikontrol oleh arus yang masuk ke dalam kawat, dan temperatur pada kawat dapat diketahui dari hambatan kawat tersebut. Seperti halnya pada percobaan mengukur perpindahan panas pada *pool boiling* (gambar 2.15), Nukiyama mengusulkan kurva pendidihan seperti pada gambar 2.16. Karena pada saat *heat pipe* bekerja, ada dua fase yang terjadi didalamnya, maka temperaturnya mendekati temperatur saturasi pada tekanan tersebut.



Gambar 2.15 Skematik diagram untuk percobaan *pool boiling* [82].

Jika temperatur permukaan pemanas T , dan temperatur fluida disebut sebagai T_{Sat} , energi panas yang diberikan dalam Q , luas permukaan panas sebagai

A, maka serangkaian tes dapat dilakukan dan grafik $\log Q$, atau seringkali di tuliskan dalam $q = \log (Q/A)$, terhadap $\log T_{Sat}$ dimana $\hat{e} T_{Sat} = (T - T_{Sat})$.



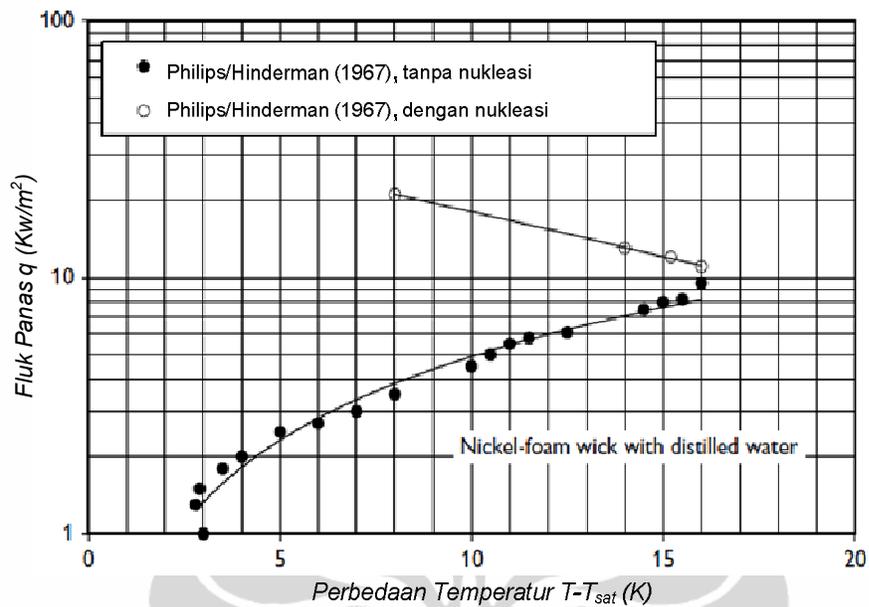
Gambar 2.16 Kurva pendidihan dari eksperimen *pool boiling* pada silinder atau kawat [82].

Untuk meningkatkan fluks panas, pada area A-B perpindahan kalor dari permukaan pemanas adalah murni konveksi natural. Cairan *superheated* naik hingga ke permukaan reservoir dan terjadi penguapan. Ketika fluks panas bertambah sampai pada titik B, Gelembung uap mulai terbentuk (nukleasi) dari permukaan pemanas, dan gelembung berangkat dari permukaan pemanas hingga naik melewati permukaan air. Pada titik ini, penurunan temperatur permukaan pemanas hingga titik C. Setelah dimuainya nukleasi, temperatur permukaan pemanas kembali meningkat hingga titik D dan mengarah ke fase uap. Pada kondisi itu uap menghambat aliran transisi cairan kembali ke permukaan dan mendidih terjadi antara D dan E. Pada titik E lapisan film membentuk uap di atas permukaan pemanas dan ini memberikan pengaruh lapisan isolasi pada pemanas yang mengakibatkan peningkatan pesat temperatur dari E ke F. Fluks panas di titik E dikenal sebagai fluks panas kritis.

2.8.2 Pendidihan pada *Wick*

Beberapa literatur besar membahas mengenai fenomena pendidihan. Literatur tersebut meliputi pengukuran pendidihan pada permukaan datar maupun pipa, dimana pemanasan pada posisi horizontal ataupun vertikal dan pada kondisi benar-benar tenggelam dalam cairan maupun uap seperti pada *heat pipe*. Pengaruh *wick* juga ditujukan untuk mempersulit proses pendidihan, sementara beberapa penelitian mengacu pada pendidihan di permukaan yang rata, lain halnya dengan *heat pipe* yang mempunyai struktur *wick* yang mampu merubah titik nukleasi sehingga merubah pula perilaku penguapan dan pendidihan pada permukaan yang dipanaskan.

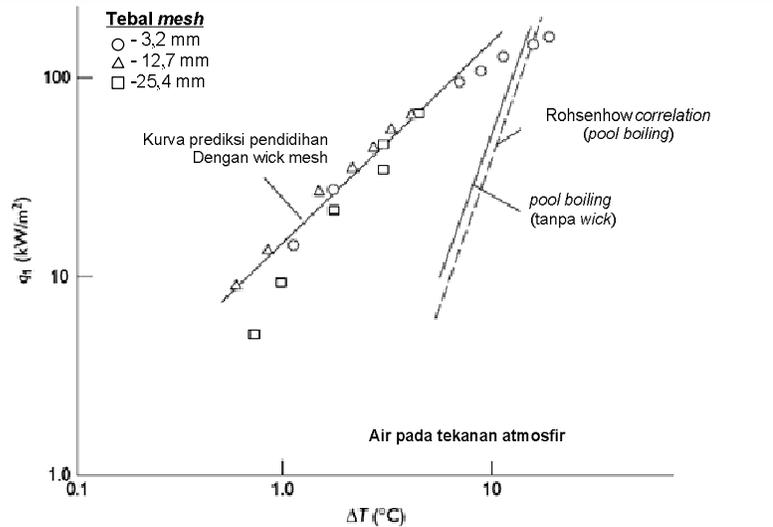
Pada nilai fluks panas yang rendah, panas dipindahkan melalui konduksi *wick* yang dibanjiri oleh cairan. Ini didemonstrasikan oleh Philips dan Hinderman [82] yang membawakan sebuah hasil eksperimen dari *wick nikel foam 220.5* dengan tebal 0.14 cm dan *screen mesh stainless steel* satu lapisan yang menyentuh bidang horizontal dengan fluida kerjanya air destilasi. Hasil dari penelitian tersebut digambarkan pada gambar 2.17. Kurva dari gambar 2.17 merupakan kurva teoritis untuk konduksi *wick* yang tenggelam dalam air.



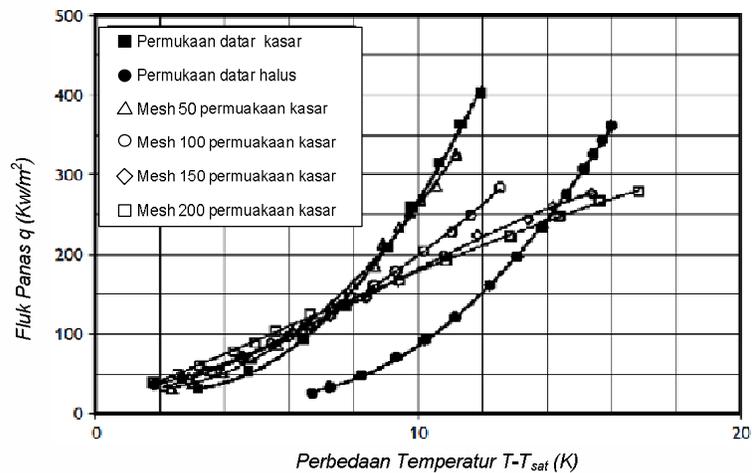
Gambar 2.17 Perpindahan kalor dari *wick* yang tenggelam [83]

Pada fluks panas tinggi maka nukleasi akan terjadi. Ferrel dan Aileavitch [83] mengkaji mengenai perpindahan kalor dan fenomena pendidihan pada permukaan horizontal yang dilapisi dengan *screen mesh* 30-40 dan 40-50 dengan fluida air pada kondisi tekanan atmosfer. *Screen mesh* tenggelam pada kedalaman 7,5 cm, ketebalan *screen mesh* mulai dari 3 mm hingga 25 mm. Kajian tersebut menyimpulkan uap terbentuk mulai dari lapisan pertama *screen mesh*. Gambar 2.18 menunjukkan nilai titik pendidihan pada permukaan yang dilapisi dengan *wick* dan mengacu pada *pool boiling* tanpa lapisan *wick* dan Rohsenow *correlation* (*pool boiling*). Kesimpulannya adalah untuk perbedaan temperatur yang kecil permukaan yang dilapisi *wick* mempunyai fluks panas lebih besar dibanding dengan pendidihan tanpa *wick*. Kurva ini juga turut dikaji oleh Corman dan Welmet [84], dan menyimpulkan bahwa nilai fluks panas yang lebih tinggi saat penambahan ketebalan *wick* dikarenakan sulitnya uap untuk meninggalkan permukaan didih.

Konsep pendiidihan ini dikembangkannya selanjutnya oleh Brautsch and Kew [85], dengan metode yang sama mencoba membandingkan beberapa permukaan didih antara permukaan rata, kasar dan menggunakan *mesh screen*, dapat dimati dari gambar 2.19 bahwa tingkat kekasaran dan penambahan lapisan *mesh screen* dapat mempengaruhi tingkat fluks panas pada permukaan didih.



Gambar 2.18 Evaporasi dari permukaan didih dengan *wick* dan tanpa *wick* [84].



Gambar 2.19 Pengaruh kekasaran permukaan terhadap perpindahan panas [86].

Brautsch [86,87,88] mengkorelasikan koefisien perpindahan kalor melalui permukaan didih yang dilapisi *screen mesh* dibandingkan dengan koefisien perpindahan kalor untuk pendidihan air dan R141b pada permukaan rata (tanpa pelapis *screen mesh*). Hasil observasi tersebut menggunakan video kecepatan tinggi (*high speed video*) menunjukkan peningkatan nukleasi tetapi *screen mesh* menghalangi gelembung yang keluar dari permukaan didih, hal ini menghasilkan persamaan dalam bentuk :

$$\frac{h_{ms}}{h_{flat}} = E \left(\frac{B}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{K}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{g}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{v}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{r}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{n}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{m}{\mu} \right)^{0.1} \quad (2.33)$$

Dimana E didefinisikan faktor peningkatan dan B didefinisikan sebagai *blocking factor*, dan diartikan :

$$B = \frac{1}{\sin \theta} \left(\frac{1}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{K}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{g}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{v}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{r}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{n}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{m}{\mu} \right)^{0.1} \quad (2.34)$$

$$\frac{h_{ms}}{h_{flat}} = E \left(\frac{1}{\sin \theta} \right)^{0.1} \left(\frac{1}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{K}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{g}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{v}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{r}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{n}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{m}{\mu} \right)^{0.1} \quad (2.35)$$

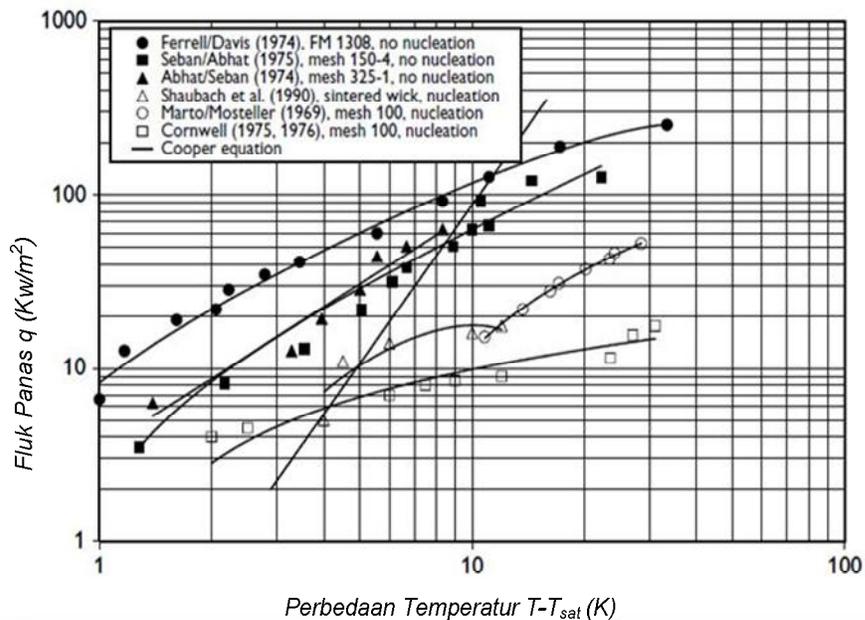
$$\frac{h_{ms}}{h_{flat}} = 0,851 \left(\frac{1}{\sin \theta} \right)^{0.1} \left(\frac{1}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{K}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{g}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{v}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{r}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{n}{\mu} \right)^{0.1} \left(\frac{m}{\mu} \right)^{0.1} \quad (2.36)$$

Dimana θ adalah sudut kontak (rad), dan eksponen m, n, r, u, v dan faktor kecocokan K di rangkum dalam tabel 2. 5.

Hubungan persamaan Cooper dicari untuk memperkirakan konduktivitas termal h_{ms} . Hubungan ini menunjukkan hasil yang sama dengan percobaan yang dilakukan oleh Asakavicius et al. [89] yang mengujikan *multi layer screen mesh* kuningan dan *stainless steel* menggunakan fluida kerja Freon-113, *ethyl alcohol* dan air. Juga oleh Liu et al. [90], yang mempublikasikan hasil penelitian menggunakan *screen mesh 1 layer 16 mesh* dan *50 mesh* dengan fluida kerjanya methanol dan HFE-7100 pada kedua *wick heat pipe* tersebut. Dan hasil lain yang

sama dengan persamaan cooper adalah Tse et al. [91] untuk percobaan *wick mesh single layer 50 mesh* dengan fluida kerja air.

Rangkuman hasil percobaan fluks panas terhadap perbedaan temperatur pada beberapa fenomena pendidihan pada *wick* dapat dilihat pada gambar 2.20 Abhat dan Seban [92] menyimpulkan pengukuran perpindahan kalor pada pipa vertikal menggunakan fluida kerja air, ethanol dan aseton. Pada rangkaian pengujian ini menyatakan bahawa fluks panas sebesar $15\text{W}/\text{cm}^2$ yang diberikan pada *heat pipe* dengan *wick* terhadap pipa sederhana tanpa *wick* mempunyai koefisien perpindahan kalor yang sama.



Gambar 2.20 Hasil dari penelitian pengukuran pendidihan dan konveksi pada material wick, fluida kerja air [81], data mengacu pada ref [90-93]

Tabel 2.5 Material parameter, eksponen dan faktor kecocokan yang digunakan pada persamaan 2.34-36

Eksponen	Nilai
m	1
n	0,69
r	1,8
u	1,2
v	0,12
K	2,0 E+07



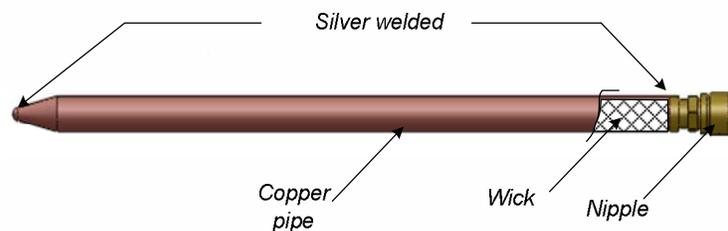
BAB 3

METODELOGI PENELITIAN

3.1 KONSTRUKSI *HEAT PIPE*

Pemilihan material pembentuk *heat pipe* didasarkan atas beberapa pertimbangan, diantaranya material pipa harus mempunyai koefisien konduktivitas tinggi, hambatan melintang kecil dan proses pengerjaan yang mudah. Begitu pula dengan *wick*, material penyusunnya mampu dibentuk sebagai *porous media* dengan kecocokan terhadap fluida kerja dan dinding *heat pipe*nya.

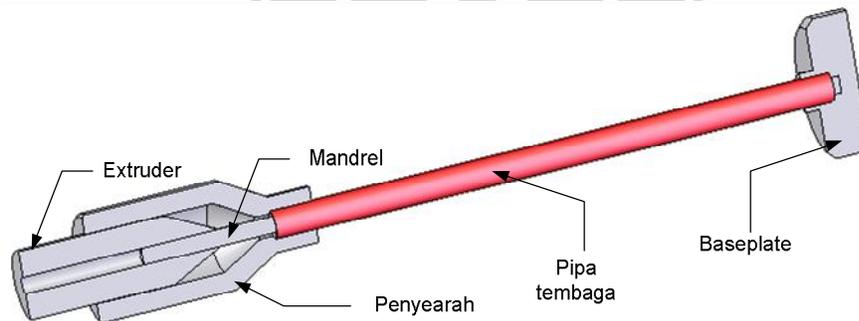
Heat pipe yang diujikan dindingnya terbuat dari pipa tembaga berdiameter luar 7,9 mm (5/16 ϕ) dan berdiameter dalam 7,2 mm dengan panjang efektif 200 mm. Salah satu ujung *heat pipe* dilas dengan elektrode perak yang sebelumnya pipa tersebut diisi dengan *wick*. Ujung yang lain dipasangkan katup nepel agar ruang kosong pada *heat pipe* dapat dibuat vakum. Katup tersebut direkatkan dan dilas dengan menggunakan elektrode perak seperti pada gambar 3.1. Untuk mendeteksi kebocoran, *heat pipe* yang telah dilas diberi tekanan udara dan ditenggelamkan dalam air.



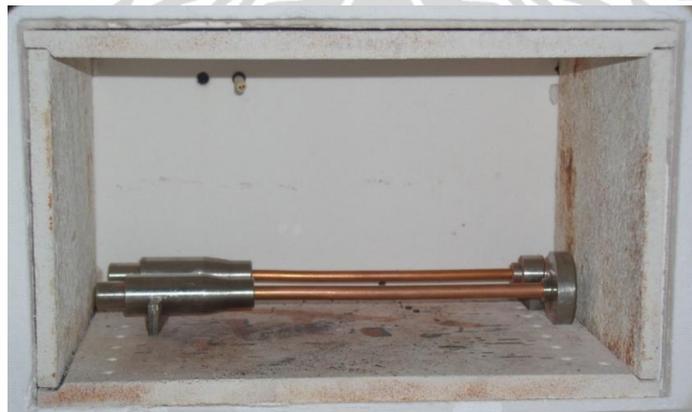
Gambar 3.1 konstruksi *heat pipe*.

3.1.1 Struktur Wick Sintered Metal Powder

Heat pipe dengan struktur *wick sintered metal powder* dibuat untuk menghasilkan *porous media*. Material penyusun *wick* berasal dari *powder* tembaga (*Cu*) dengan kemurnian 99% dan berukuran 63 μm . Proses Sintered metal *powder* menggunakan cetakan dengan material *stainless steel* yang terdiri dari bagian *base plate*, penyearah, ekstruder dan inti (*mandrel*) seperti pada gambar 3. 2.



Gambar 3.2 Cetakan pembuatan *sintered metal powder*



Gambar 3.3 Pembentukan *wick sintered metal powder* di dalam tungku pembakaran

Temperatur leleh dari tembaga adalah 1084.62°C , untuk memperoleh struktur berongga, powder tembaga akan dipanaskan dalam tungku pembakaran seperti

telihat pada gambar 3.3. Didalam tungku pembakaran material uji akan ditahan pada temperatur dibawah temperatur leleh atau disebut juga temperatur sintering. Temperatur sintering berada pada 920°C dan ditahan dalam waktu 20 menit kemudian secara alami. Material uji seperti pada gambar 3.4 setelah dikeluarkan dari cetakan dan siap untuk diproses selanjutnya.



Gambar 3.4 *Heat pipe* dengan struktur *wick Sintered metal powder*

3.1.2. Struktur *Wick Screen Mesh*

Pada struktur *wire screen mesh*, *screen* yang digunakan berdiameter kawat $56,5\ \mu\text{m}$ beranyaman tunggal dengan jumlah anyaman 67.416 per mm. *Screen* seperti pada gambar 3.5 terbuat dari kawat *stainless steel* dengan konduktivitas termal $40\ \text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. *Wick screen mesh* dibuat dalam bentuk gulungan sehingga akan terbentuk lapisan-lapisan (*layer*).



Gambar 3.5 *Screen mesh wick*

Jumlah lapisan yang akan diujikan adalah 1, 2, 3, 4, 5, dan 6 lapisan. Ketebalan *wick screen mesh* tiap variasi lapisan disajikan dalam tabel 3.1 yang terdiri dari ketebalan lapisan teoritis dan pengukuran. Ketebalan *wick* teoritis diperlukan saat perhitungan panas maksimum (Q_{max}) pada evaporator melalui luasan melintang *wick* (A_w).

Tabel 3.1 Pengukuran tebal variasi lapisan *screen mesh wick*.

Jumlah lapisan	Tebal <i>wick</i> teoritis (mm)	Tebal <i>wick</i> pengukuran (mm)
1	0,113	0,115
2	0,226	0,25
3	0,339	0,4
4	0,452	0,5
5	0,565	0,65
6	0,678	0,8
7	0,791	0,95

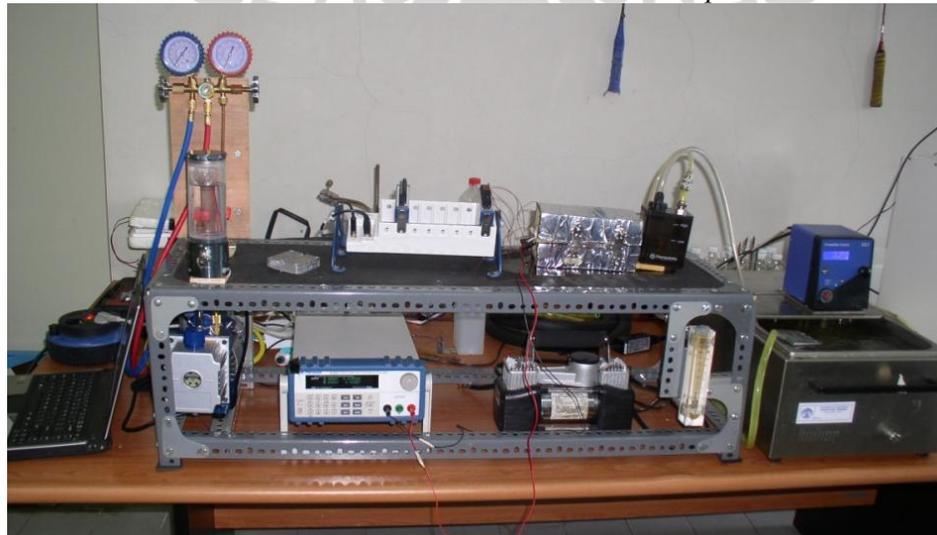
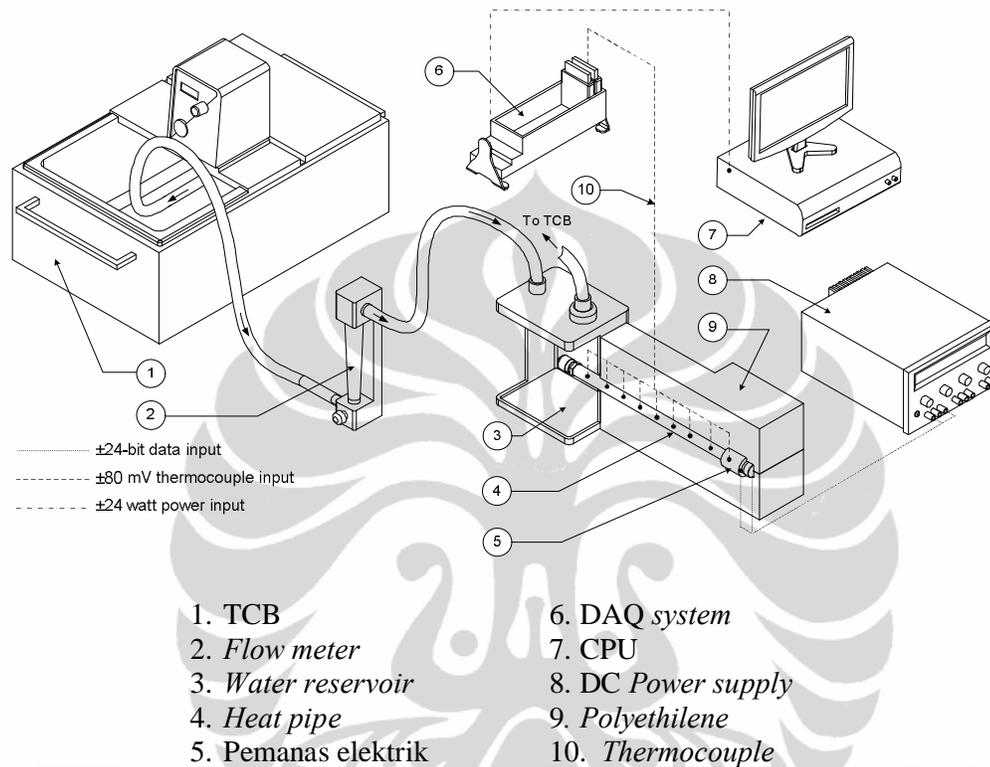
3.2 SKEMATIK PENGUJIAN

3.2.1. Pengujian *Heat Pipe*

Untuk memperoleh kondisi vacuum pada *heat pipe* maka metode yang digunakan adalah dengan mengisi *heat pipe* dengan fluida kerja terlebih dahulu sesuai dengan jumlah fluida yang dibutuhkan. Kebutuhan fluida yang dimasukkan dalam *heat pipe* adalah 60% dari volume kosong *heat pipe*. Kemudian agar fluida kerja tidak terhisap pada saat divacuum maka cairan dibekukan menggunakan termosted circulating bath pada temperatur -6°C .

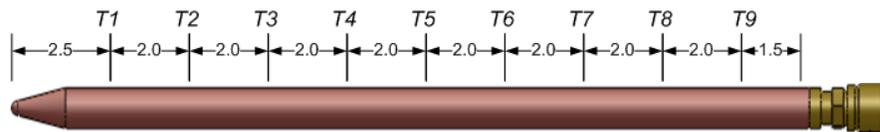
Heat pipe diujikan dengan fasilitas pegujian seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.6. Bagian yang dipanaskan pada evaporator sepanjang 30 mm menggunakan fleksibel *heater* yang terhubung langsung dengan *power supply*. Area *evaporator* dan adiabatik diisolasi menggunakan *glasswool* kemudian

dimasukan dalam *polyurethane* berbentuk balok 220 x 75 x 75 mm, untuk memperkecil kehilangan panas.



Gambar 3.6 Skematik pengujian *heat pipe*

Beban panas yang diberikan pada *heat pipe* melalui pemanas elektrik divariasikan melalui DC *power supply* dengan variasi tegangan 5, 10, 15, 20 dan 25 Volt. Sedangkan temperatur pada TCB dijaga pada temperature 25°C untuk mengalirkan air sebagai kondensat pada area kondenser. *Heat pipe* diukur dengan 9 buah *thermocouple* dengan posisi seperti pada gambar 3.7. Kemudian dihubungkan dengan *DAQ* sehingga data tersebut dapat diproses melalui PC.



Gambar 3.7 Posisi *thermocouple* pada *heat pipe*

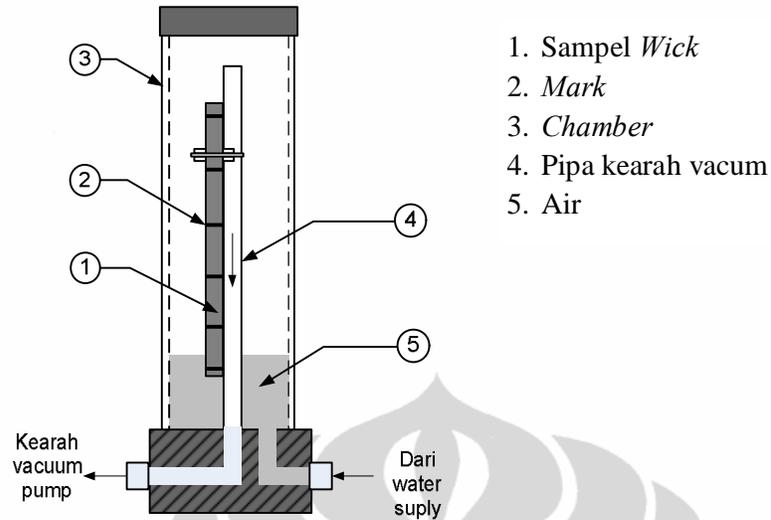
3.2.2. Pengujian Kapilaritas

Pengujian kapilaritas dilakukan pada media ukur *wick*, yaitu *sintered powder* dan *screen mesh*. Sampel uji *sintered powder* berukuran 200 mm dan berdiameter 8 mm seperti digambarkan pada gambar 3.8.



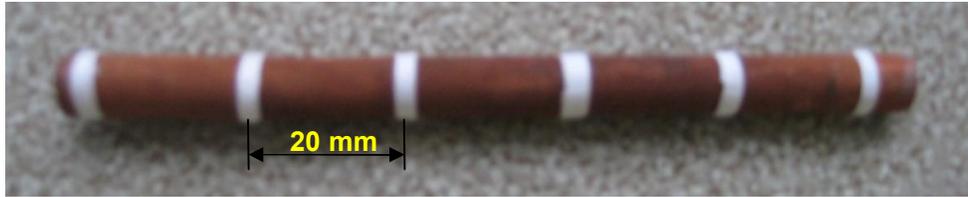
Gambar 3.8 Sampel *wick sintered powder*

Peralatan pengujian meliputi *chamber*, penggaris, air berwarna, pompa vacuum, dan *stop watch*.

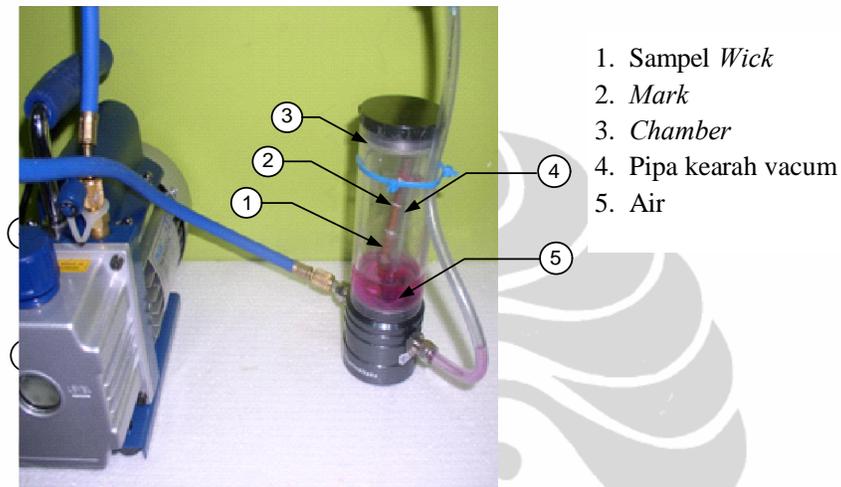


Gambar 3.9 Skematik pengujian kapilaritas.

Tahapan awal pengujian kapilaritas *wick* adalah dengan memberi tanda tiap satuan panjang pada sampel *wick*. Tanda diberikan dalam rentang 20 mm sepanjang sampel (gambar 3.10). Sampel diikat bersama dengan pipa vacuum kemudian air berwarna secara perlahan dimasukkan kedalam *chamber* (tanpa menyentuh sampel) seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.9 dan gambar 3.11. Setelah Air mencukupi untuk pengujian, kran ditutup untuk menjaga tekanan stabil. Proses selanjutnya membuat tekanan ruang kosong di dalam *chamber* menjadi vacuum untuk mensimulasikan seperti keadaan dalam *heat pipe*. Setelah kondisi vacuum, kran bukaan air akan dibuka secara perlahan untuk menambah ketinggian permukaan air, sehingga menyentuh permukaan bawah *wick*. Proses penyerapan air disertai dengan pencatatan waktu menggunakan *stop watch*, dan diamati tiap perubahan warna pada *mark* yang menandakan kenaikan air akibat gaya kapilaritas.



Gambar 3.10 Sampel *wick* yang diberi tanda (*mark*)



Gambar 3.11 Pengujian kapilaritas *wick*

Pada pengujian *heat pipe* beberapa peralatan yang dibutuhkan dalam pengujian adalah :

1. *Power Supply*

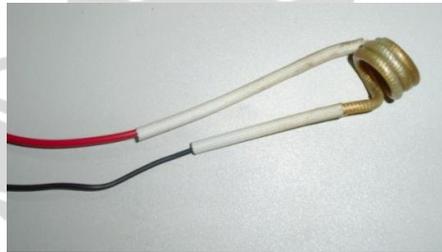
Power supply berfungsi untuk menghasilkan daya listrik. *Powers supply* ini mampu mengubah tegangan *Alternating current* (AC) 220 V menjadi tegangan *Directional Curent* (DC) dengan besarnya tegangan yang dapat diatur.



Gambar 3.12 *Power supply*

2. Pemanas elektrik

Pemanas elektrik atau *heater* digunakan untuk menghasilkan beban panas pada area evaporator benda uji. Pemanas yang digunakan adalah fleksibel *heater* dimana bentuk ini digunakan untuk menyesuaikan bentuk benda uji yang berbentuk silinder, sehingga panas yang diterima oleh benda uji dapat optimum.



Gambar 3.13 Pemanas elektrik

3. *Data Acquisition*

Data Acquisition (DAQ) adalah alat yang mampu merubah kondisi fisik sehingga merubahnya menjadi sinyal numerik yang mampu di manipulasikan oleh komputer. DAQ yang digunakan adalah NI cDAQ-9172 National InstrumentTM dan modul yang digunakan sebagai pengolah

data temperatur jenis modul NI9122 National InstrumentTM dengan ± 80 mV analog input.



Gambar 3.4 *Data Acquisition* dan modul temperatur

4. *Thermocouple*

Thermocouple adalah alat ukur temperatur yang berupa sambungan antara dua logam yang berbeda dimana menghasilkan tegangan yang terkait dengan perbedaan suhu tersebut. *thermocouple* yang digunakan pada pengujian ini adalah jenis K, terbuat dari chromel dan alumel dengan diameter 0,5 mm dimana pada jenis ini jangkauan temperatur yang mampu diukur antara -200 °C sampai 1200 °C.

5. *Polyurethane*

Material dengan konduktivitas rendah ($0,12$ W/m-K) digunakan untuk mengisolasi *heat pipe* saat pengujian. Kehilangan panas diminimalisir sekecil mungkin agar beban panas yang dikeluarkan oleh pemanas mempunyai nilai koreksi kecil.

6. *Software* dan PC.

Untuk mengolah sinyal-sinyal digital dari DAQ sehingga hasil dapat ditampilkan dalam bentuk grafik maupun tabel pengujian maka data diproses menggunakan PC dengan *software* LAB View 8.5TM.

7. *Glasswool*

Penggunaan isolator *polyurethane* yang kaku mengakibatkan banyaknya celah. Celah ini memungkinkan banyak panas yang keluar dan mengurangi keakuratan data yang diperoleh, oleh sebab itu pada celah-celah sambungan *polyurethane* digunakan *glasswool* untuk memperkecil kehilangan panas.

8. *Water reservoir*

Area condenser pada *heat pipe* harus dijaga pada kondisi temperatur stabil. Temperatur tersebut dibuat untuk memastikan panas mengalir dari evaporator ke kondenser. Area condenser akan tercelup oleh air pada *water reservoir* yang bersirkulasi dan dijaga temperatur konstan melalui aliran yang berasal dari *thermostated circulating bath*.

9. *Themostated Circulating Bath (TCB)*

TCB memberikan aliran air pada temperatur konstan menuju water reservoir dengan laju aliran yang diatur melalui flowmeter.

10. Pompa Vacuum

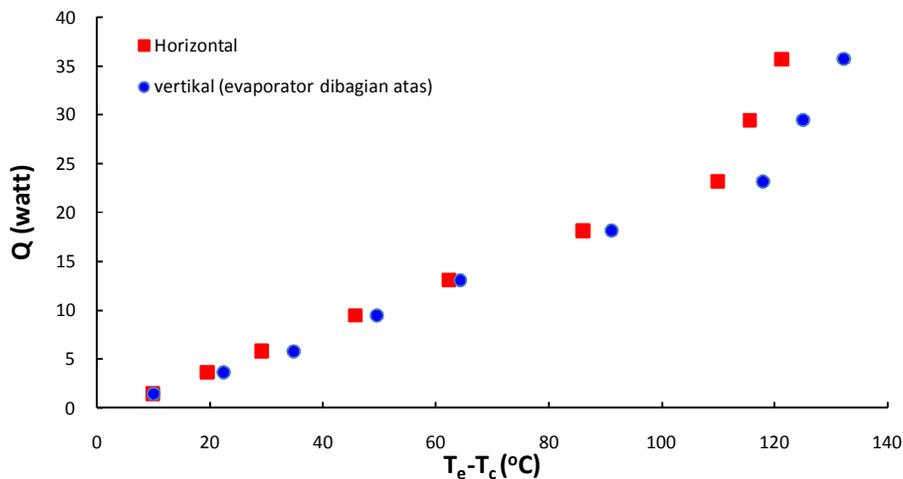
Pompa vacuum digunakan untuk memindahkan sisa udara yang terdapat dalam ruang kosong *heat pipe*, sehingga kondisi tekanan didalam *heat pipe* dibawah tekanan atmosfer atau disebut vacuum.

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. KINERJA HEAT PIPE

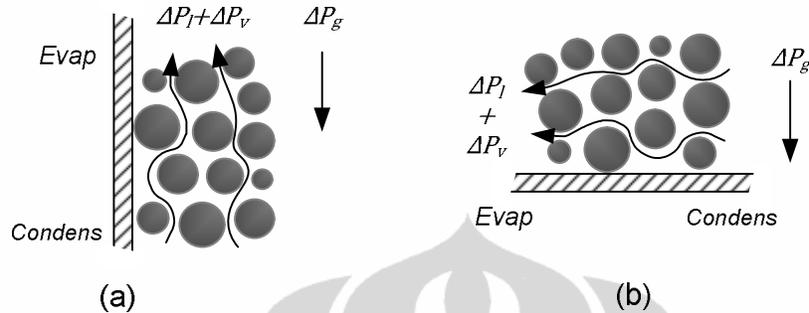
Pengujian pertama dilakukan untuk mengetahui karakteristik orientasi *heat pipe*. Dari Gambar 4.1 dapat dilihat bahwa pada posisi *heat pipe* orientasi horizontal (0°) mempunyai kapasitas perpindahan kalor lebih besar. Besarnya selisih temperatur yang mampu diserap pada $Q = 35,75$ Watt sebesar $11,5^\circ\text{C}$. selisih temperatur tersebut mengecil jumlahnya bersama dengan beban panas yang diberikan pada evaporator. *Heat pipe* dengan orientasi vertikal (posisi evaporator di atas) mempunyai perpindahan kalor lebih kecil dibandingkan dengan orientasi horizontal, ini disebabkan gaya kapilaritas *wick* yang melawan gaya gravitasi.



Gambar 4.1 *Heat pipe* dengan *wick screen mesh* 3 lapisan variasi orientasi

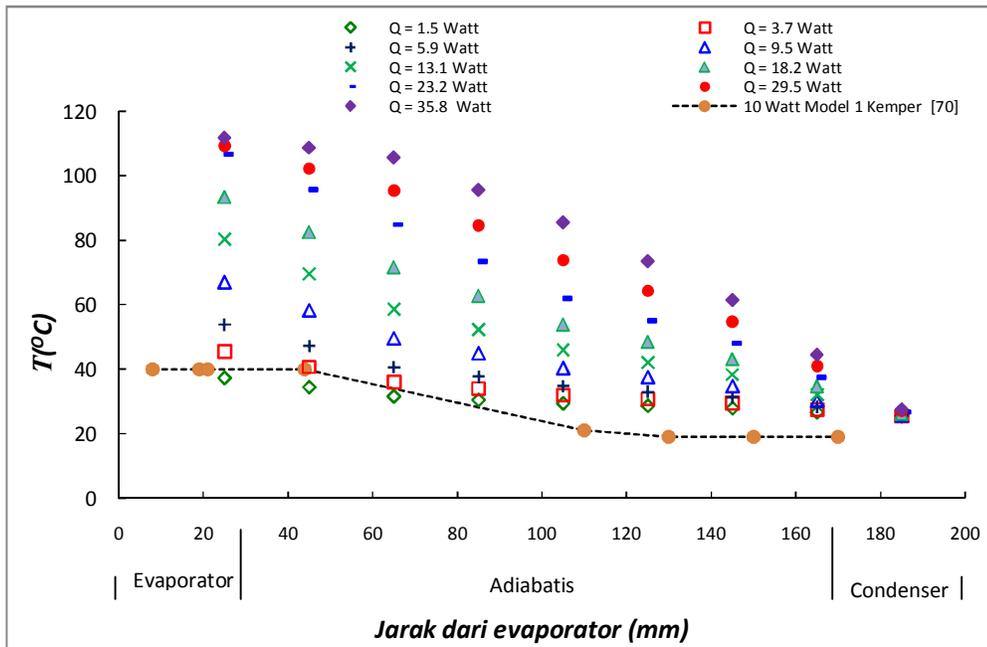
Seperti yang diilustrasikan oleh gambar 4.2 bahwa tekanan maksimum yang diperoleh merupakan selisih antara tekanan cair dan uap ($\Delta P_l + \Delta P_v$) dengan

tekanan akibat *head* ketinggian dan orientasi (ΔP_g), dimana laju fluida yang melalir dalam *wick* sangat dipengaruhi oleh ΔP_g seperti pada persamaan (2.7).



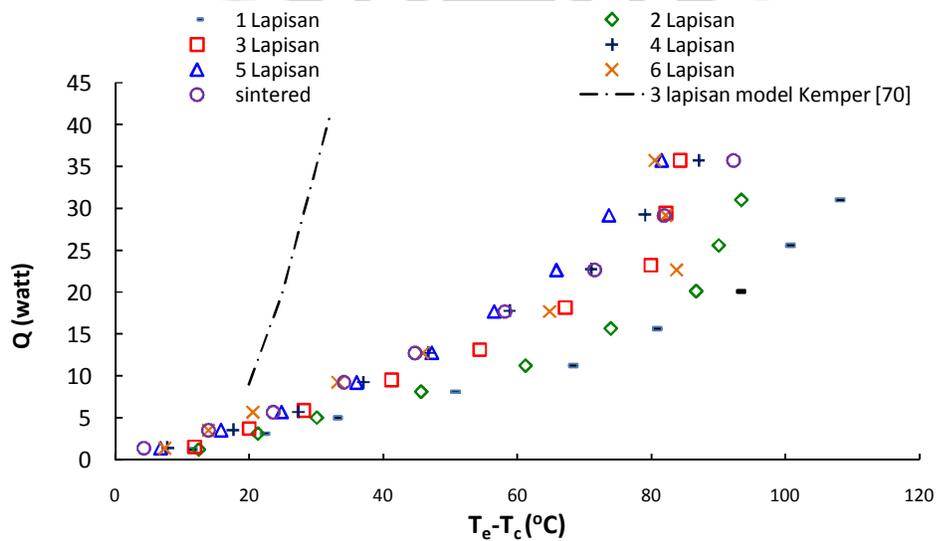
Gambar 4.2 Aliran fluida dipengaruhi oleh jumlah seluruh tekanan
(a) orientasi vertikal (b) orientasi horizontal

Distribusi temperatur sepanjang dinding *heat pipe* dengan orientasi horizontal terdapat pada gambar 4.3. Model 1 Kempers [70] mengukur *heat pipe* pada beban sebesar 10 Watt dan diperoleh temperatur maksimum pada area evaporator sebesar 40°C . Sedangkan pada penelitian ini untuk beban yang sama, temperatur maksimum yang mampu dicapai di evaporator adalah 76°C . Perbedaan pencapaian temperatur ini disebabkan karena jenis dan metode peletakan pemanas elektrik yang digunakan. Kempers menggunakan *heater block* berbahan aluminium dimana beban panas yang dibutuhkan lebih tinggi, sehingga *heat loss* yang diterima oleh evaporator lebih banyak. Pemanas yang digunakan pada penelitian ini adalah pemanas fleksibel, dimana kawat pemanas dililitkan langsung pada area evaporator, sehingga beban listrik yang bersumber dari *power supply* mempunyai efisiensi maksimum saat dikonversikan menjadi beban panas.



Gambar 4.3 Distribusi temperatur arah aksial *heat pipe* pada beberapa jenis *wick* dengan orientasi horizontal

Kinerja perpindahan kalor pada *heat pipe* dengan jenis *wick* yang berbeda ditampilkan pada gambar 4.4. Sudah jelas bahwa jenis *wick* maupun jumlah lapisan pada *screen mesh* mempengaruhi perpindahan kalor maksimum.



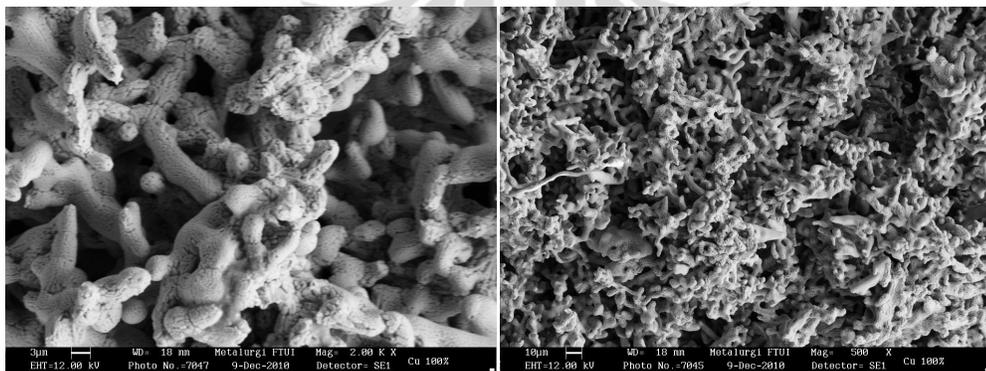
Gambar 4.4 Efek jumlah lapisan *screen mesh* dan *sintering powder* terhadap perpindahan kalor orientasi horizontal

4.2 STRUKTUR WICK

Pengujian SEM dilakukan untuk mengetahui struktur pori. Untuk mengukur kapilaritas maksimum (ΔPc) diperlukan radius efektif r_{eff} yang diperoleh dari pengukuran foto SEM. Metode pembuatan struktur *wick sintered metal powder* pada penelitian ini terlihat pada gambar 4.5. Pengukuran porositas melalui perbandingan volume air pada *wick* dengan volume *wick*, dengan porositas 0,41 maka didapat diameter pori rata-rata 7,5 μm dengan radiusnya 3,75 μm . Sedangkan untuk ketebalan *wick* hasil proses *sintering* adalah 1,4 mm. Jika besarnya tegakan permukaan air θ sebesar $5,89 \times 10^{-2}$ dan menggap fluida dengan material tembaga mempunyai *wettability* yang baik (sudut kontak $\theta = 0^\circ$) maka besarnya tekanan kapilaritas maksimum untuk *wick sintering powder* (pers. 2.9) adalah

$$\Delta P_c = \frac{2 \times 5,89 \times 10^{-2} \times 10^{-2}}{3,75 \times 10^{-6}}$$

$$\Delta P_c = 3141,33 \text{ N/m}^2$$



Gambar 4.5 Foto SEM *sintered powder* pembesaran 2000x dan 500x

Struktur *wick screen mesh* pada gambar 4.6 setelah di foto SEM, besarnya lubang dapat dianalogikan sebagai diameter efektif pori efektif d_{eff} . Besarnya

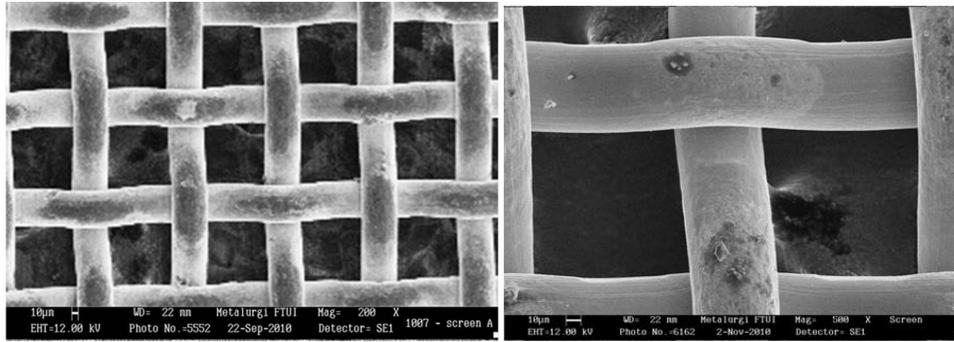
lubang *screen mesh* adalah 88 μm , maka radius efektifnya r_{eff} atau r_c adalah 44 μm . Sama halnya dengan *wick sintered powder*, *heat pipe* dengan *wick screen mesh* dapat dihitung tekanan kapilaritas maksimumnya melalui persamaan 2.9 yaitu :

$$\Delta p_c = \frac{2 \cdot 5,89 \cdot 10^{-2} \cdot 2220}{28,5 \cdot 10^{-6}}$$

$$\Delta p_c = 267,72 \text{ N/m}^2$$

Perbandingan tekanan kapilaritas maksimum *wick sintered powder* dengan *screen mesh* adalah 1:11,7. Perbedaan tekanan kapilaritas yang sangat jauh memungkinkan *wick sintered metal powder* menghantarkan fluida cair lebih cepat, namun faktor lain yang bertolak belakang dengan tekanan kapilaritas adalah permeabilitas cairan, dimana kinerja dari *wick* secara keseluruhan dapat dijelaskan pada gambar 4.7.

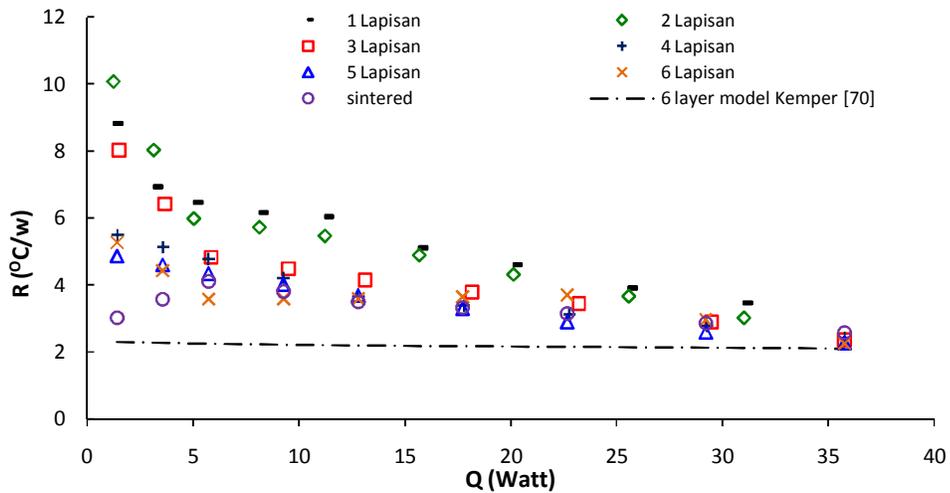
Pada *screen mesh* tidak dapat dipastikan bahwa tebal lapisan adalah dua kali tebal kawat *screen mesh*. Adanya gaya untuk mengembang serta tidak meratanya permukaan *screen mesh* mengakibatkan lapisan tidak merekat dengan lapisan yang lain. Jika diamati pengukuran celah diantara lapisan (Tabel 3.1), besarnya adalah 92% dari tebal teoritis sehingga secara kumulatif untuk jumlah lapisan semakin besar, banyaknya celah akan semakin besar. Celah yang terlalu besar mengakibatkan berkurangnya kapilaritas *wick* karena perhitungan kapilaritas *screen mesh* menjadi kapilaritas per lapisan bukan kapilaritas gabungan antar lapisan.



Gambar 4.6 Foto SEM *screen mesh* pembesaran 200x dan 500x

Untuk menggambarkan hambatan panas dari *heat pipe* yang diujikan dapat dilihat dari gambar 4.7. *Heat pipe* dengan struktur *wick sintered metal powder* mempunyai hambatan lebih sedikit dibanding dengan *screen mesh* pada pembebanan dibawah 7 Watt. Sedangkan untuk *screen mesh* 1 lapisan mempunyai hambatan panas lebih kecil dibanding 2 lapisan pada pembebanan dibawah 5 Watt. Namun secara umum banyaknya lapisan dapat memperkecil hambatan panas, karena kapilaritas mampu menggantikan uap yang hilang di bagian evaporator dengan segera. Penambahan beban panas, maka hambatan panas pada area evaporator semakin mengecil seperti pada gambar 4.7 yang sependapat juga dengan S.C Wong et al. [93].

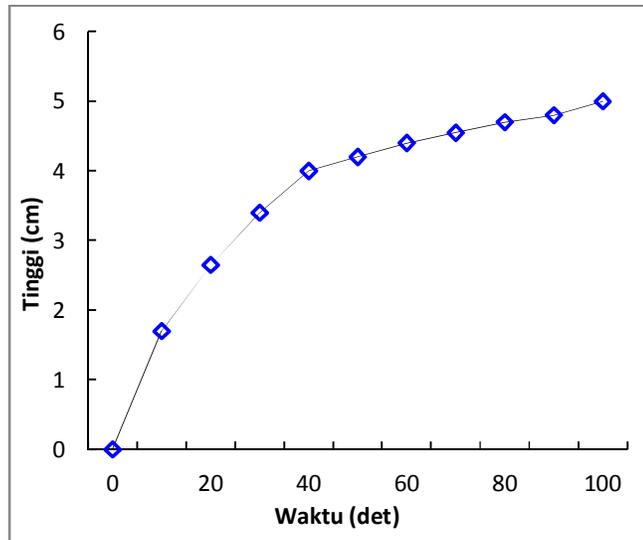
Material penyusun *wick* mempengaruhi hambatan panas *heat pipe*. Pada *wick mesh screen* material penyusun adalah *stainless steel* dengan konduktivitas termal $k = 40 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$. Sedangkan pada *sintered metal powder* dapat dikatakan bahwa konduktivitas termal struktur *wick* adalah konduktivitas termal tembaga sebesar $k = 401 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$. Dari perbedaan konduktivitas termal struktur *wick screen mesh* mempunyai hambatan panas lebih besar 10 kali jika dianggap mempunyai luas dan panjang efektif yang sama. Selain itu ada kapilaritas yang mempengaruhi hambatan panas pada *heat pipe*.



Gambar 4.7 Hambatan panas *heat pipe* pada orientasi horizontal

4.3 PENGUKURAN KAPILARITAS *WICK*

Sintered powder wick mempunyai kapilaritas lebih besar dibanding dengan *screen mesh wick*. Ini dikarenakan karena diameter efektif pori lebih kecil, namun permeabilitasnya akan menurun. Dari gambar 4.8 pengujian daya kapilaritas *sintered wick* menggunakan fluida kerja air, dimana laju kenaikan air dalam satuan panjang pada interval waktu awal yaitu 0-10 detik mampu menaikan air sepanjang 1,8 cm. sedangkan untuk interval berikutnya 11-20 (10) detik kenaikan air hanya 1,1 cm. Begitu pula untuk interval waktu berikutnya, kenaikan air yang lebih tinggi bertambah lebih sedikit, ini dikarenakan tekanan hidrostatiknya berkurang.



Gambar 4.8 Pengujian kapilaritas wick dengan fluida air

4.4 PERHITUNGAN PANAS MAKSIMUM SECARA TEORITIS.

Panas maksimum yang dipindahkan pada *heat pipe* melalui uap yang bergerak dapat dirumuskan pada persamaan 2.25 dengan terlebih dahulu mencari parameter laju massa fluida melalui persamaan 2.28. Beberapa parameter yang perlu diketahui diantaranya permeabilitas (pers. 2.22) :

$$k_w = \frac{0,0565^2 \cdot 0,31}{66,6 \cdot 0,31}$$

Dengan diameter kawat *screen* 0,0565 mm dan porositas 0,31 maka

$$k_w = \frac{0,0565^2 \cdot 0,31}{66,6 \cdot 0,31}$$

$$= 1,6385 \cdot 10^{-10} \text{ mm}^2$$

$$= 1,6385 \cdot 10^{-12} \text{ m}^2$$

Menghitung luasan melintang yang *wick* A_w :

$$A_w = \dots$$

Dengan t adalah ketebalan lapisan saat 1 lapisan yaitu 0,113 mm dan diameter dalam pipa adalah 7,2 mm maka :

$$A_c = 0,113 \times 7,2$$

$$= 2,55 \text{ mm}^2$$

$$= 2,55 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Dari tabel 2.4 Diameter efektif pori r_c untuk *screen mesh* 200 adalah $6,215 \times 10^{-3}$ m, dan panjang efektif *heat pipe* dapat dituliskan sebagai :

$$L_{eff} = 0,5 \times 2 \times 0,17$$

$$= 0,5 \times 30 \times 40 \times 30$$

$$= 0,17 \text{ m}$$

Heat pipe diujikan pada kemiringan 0° terhadap bidang horizontal. Jika viskositas air μ adalah $0,283 \times 10^{-3}$ kgs/m² dan densitanya adalah 1000 kg/m³, maka laju aliran massa fluida (pers. 2.28) adalah :

$$\dot{m} = \frac{\Delta T \times A_c \times \rho \times L_{eff}}{\mu}$$

$$= \frac{267,72 \times 0 \times 1000 \times 0,17}{0,283 \times 10^{-3}}$$

$$= 2,2 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Jika panas latent penguapan adalah $2,2258 \times 10^6$ maka kalor maksimal yang dapat dialirkan.

$$Q = \dot{m} \times 2,2 \times 10^{-3} \times 2,2258 \times 10^6$$

$$= 48,96 \text{ Watt}$$

4.5 PERHITUNGAN PANAS EVAPORATOR

Fluks panas pada evaporator dapat dihitung dengan persamaan

$$Q = \frac{\dot{m} \times h_{fg}}{\eta}$$

Dengan Q pada *screen mesh* 1 layer sebesar 51,84 Watt maka :

$$q = \frac{51,84}{0,008 \times 0,03} = 64,97 \text{ kWatt/m}^2$$

Dengan metode yang sama maka untuk jumlah panas maksimum pada *heat pipe* dengan *wick screen mesh* berbeda dan *sintered powder* dapat dilihat pada tabel 4.2.

Tabel 4.2 Tabulasi panas maksimum dan fluks panas pada beberapa jenis *wick heat pipe*

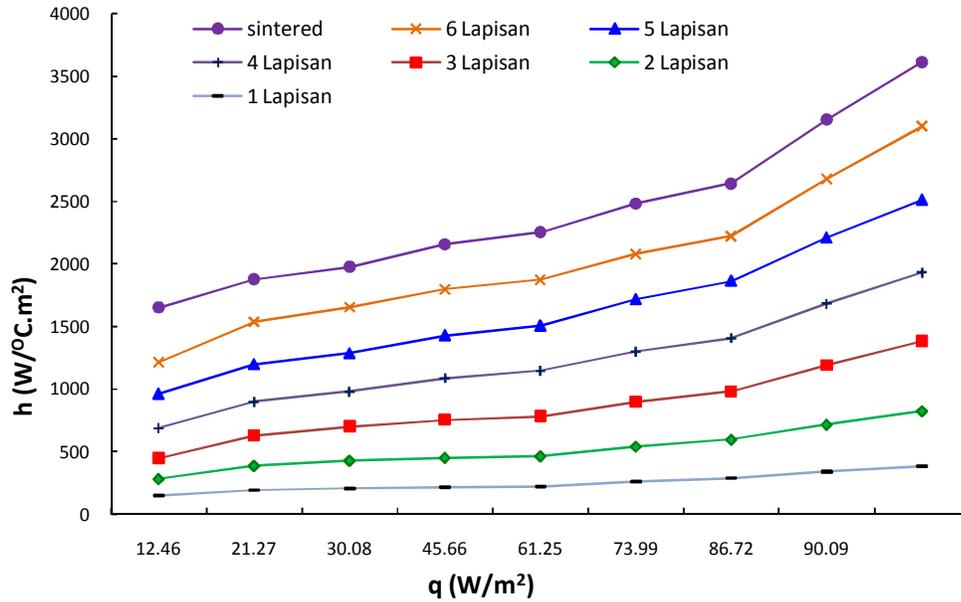
<i>Wick</i>	Q (Watt)	q (kWatt/m ²)
<i>Screen 1</i> lapisan	36.70642	64,977
<i>Screen 2</i> lapisan	73.48626	13,0085
<i>Screen 3</i> lapisan	110.3395	19,5323
<i>Screen 4</i> lapisan	147.2662	26,0691
<i>Screen 5</i> lapisan	184.2662	32,6189
<i>Screen 6</i> lapisan	221.3397	39,1817
<i>Sintered</i>	113.065	37,7861

Heat Transfer Coefisien (HTC) dari bagian evaporator dapat dihitung melalui perbandingan antara fluks panas di evaporator dengan perbedaan temperatur ΔT evaporator-kondenser, jika ΔT pada 1 lapisan *screen mesh* sebesar 3,458°C, besarnya HTC pada *heat pipe wick screen mesh* 1 lapisan adalah

$$h = \frac{q}{\Delta T} = \frac{1642.118}{3,458} = 474.861 \text{ Watt}^\circ\text{C.m}^2$$

Untuk perhitungan HTC yang sama dapat digambarkan dalam gambar 4.9. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa *wick sintered powder* mempunyai HTC lebih besar dari *screen mesh*. Dan untuk *screen mesh wick* jumlah lapisan

mempengaruhi tingkat HTC, semakin banyak lapisan maka semakin besar pula HTC yang didapat.



Gambar 4.9 Koefisien *heat transfer heat pipe* dengan variasi wick

BAB V

KESIMPULAN

5.1 KESIMPULAN

Dari hasil pengujian yang dilakukan maka diperoleh beberapa kesimpulan:

1. *Heat pipe* dengan orientasi vertikal (posisi evaporator di atas) mempunyai perpindahan panas lebih kecil dibandingkan dengan orientasi horizontal, ini disebabkan kapilaritas maksimum *wick* yang melawan gaya gravitasi.
2. Tekanan kapilaritas maksimum untuk *screen mesh* $\Delta \rho_h = 267,72 \text{ N/m}^2$ dan untuk *wick sintering powder* $\Delta \rho_h = 3141,33 \text{ N/m}^2$
3. Heat Transfer Koefisien (HTC) yang merupakan perbandingan heat fluks evaporator dengan perbedaan temperatur evaporator-kondeser, *wick sintered powder* mempunyai HTC lebih besar dari *screen mesh*

DAFTAR PUSTAKA

-
- [1] K.S.Kim, M.H. Won, J.W. Kim, B.J. Back, *Heat pipe cooling technology for desktop PC CPU*, Applied Thermal Engineering 23 (2003) 113761144.
- [2] Thermalcore.com, *Multi-Kilowatt Heat Pipe Heat Sink Performance*, 2010
- [3] W. Chuna, Y.H. Kang, H.Y. Kwakb, Y.S. Leeb, *An experimental study of the utilization of heat pipes for solar water heaters*, Applied Thermal Engineering 19 (1999) 807-817.
- [4] Igor I. Sviridenko, *Heat exchangers based on low temperature heat pipes for autonomous emergency WWER cooldown systems*, Applied Thermal Engineering, 2006.
- [5] Nandy P., Raldi A.K., *Pengembangan Sistem Pendinginan Thermoelectric dan Heat Pipe pada Prototipe Kotak Sampel Darah Portabel*. Universitas Indonesia. 2007.
- [6] King, C.R. *Perkins' hermetic tube boilers*. Engineer, Vol. 152, pp 4056406, 1931.
- [7] Perkins, L.P. and Buck, W.E., *Improvements in devices for the diffusion or transference of heat*. UK Patent No. 22272, London, 1892.
- [8] Gaugler, Richard, *Heat Transfer Devices*, Dayton, Ohio: U.S. Patent Office, pp. 4, 2350348,1944.
- [9] Bainton, K.F. *Experimental heat pipes. AERE-M1610, Harwell, Berks. Atomic Energy Establishment, Appl. Phys. Div., 1965.*
- [10] Grover, G.M., Bohdansky, J. and Busse, C.A. *The use of a new heat removal system in space thermionic power supplies*. EUR 2229e, Ispra, Italy, Euratom Joint NuclearResearch Centre, 1965.
- [11] Busse, C.A., Caron, R. and Cappelletti, C. *Prototypes of heat pipe thermionic converters for space reactors. IEE 1st Conference on Thermionic Electrical Power Generation*, London, 1965.
- [12] Cheung, H. *A critical review of heat pipe theory and applications*. USAEC Report UCRL-50453. Lawrence Radiation Laboratory, University of California, 1968.

-
- [13] LEEFER, B.I. *Nuclear thermionic energy converter*. Proceedings of 20th Annual Power Sources Conference, Atlantic City, NJ, 24-26 May 1966, pp 1726-175, 1966.
- [14] JUDGE, J.F. *RCA test thermal energy pipe*. Missiles Rockets, Vol. 18, pp 366-38, 1966.
- [15] DEVERALL, J.E. and KEMME, J.E. *Satellite heat pipe*. USAEC Report LA-3278, Contract W-7405-eng-36. Los Alamos Scientific Laboratory, University of California, September 1970.
- [16] WYATT, T. *A controllable heat pipe experiment for the SE-4 satellite*. JHU Tech. Memo APL-SDO-1134. John Hopkins University, Appl. Physics Lab., March 1965, AD695 433
- [17] SWANSON T.D. and BIRUR, G.C. *NASA thermal control technologies for robotic spacecraft*. Appl. Therm. Eng. Vol. 23, pp 1055-1065, 2003.
- [18] COTTER, T.P. *Theory of heat pipes*. USAEC Report LA-3246, Contract W7405-3ng-36. Los Alamos Scientific Laboratory, University of California, 1965.
- [19] DEVERALL, J.E. and KEMME, J.E. *Satellite heat pipe*. USAEC Report LA-3278, W-7405-eng-36. Los Alamos Scientific Laboratory, University of California, September 1970.
- [20] ANAND, D.K. *Heat pipe application to a gravity gradient satellite*. Proceedings of ASME Annual Aviation and Space Conference, Beverly Hills, California, 16-19 June 1968, pp 634-658.
- [21] FELDMAN, K.T. and WHITING, G.H. *The heat pipe and its potentialities*. Eng. Dig., Vol. 28 No. 3, pp 866-86, 1967.
- [22] EASTMAN, G.Y. *The heat pipe*. Sci. Am., Vol. 218, No. 5, pp 386-46, 1968.
- [23] FELDMAN, K.T. and WHITING, G.H. *Applications of the heat pipe*. Mech. Eng., Vol. 90, pp 486-53, 1968.
- [24] OSAKABE, T. et al. *Application of heat pipe to audio amplifier, in advances in Heat Pipe Technology*. Proceedings of IV International Heat Pipe Conference. Pergamon Press, Oxford, 1981.

-
- [25] X. Huang, G. Franchi, *Design and fabrication of hybrid bi-modal wick structure for heat pipe application*, Carleton University, Ottawa, ON, Canada, 2007.
- [26] White, Harvey E., *Modern College Physics*. van Nostrand. ISBN 0442294018. 1948.
- [27] Sharfrin, E.; Zisman, William A., *Constitutive relations in the wetting of low energy surfaces and the theory of the retraction method of preparing monolayers*. The Journal of Physical Chemistry 64 (5): 5196524. doi:10.1021/j100834a002. 1960.
- [28] Jasper, J.J. *The surface tension of pure liquid compounds*, J. Phys. Chem. Ref. Data. Vol. 1, 841, 1972.
- [29] Zhang, N. *Innovative heat pipe systems using a new working fluid*. *Int. Commun. Heat Mass Transf.* Vol. 28, No. 8, pp 1025-1033, 2001.
- [30] Calvin C. Silverstein, *Design and technology of heat pipes for cooling and heat exchange hand book*, Taylor & Francis, 1992.
- [31] Silverstain CC, *Surface heat flux for incipient boiling*
- [32] Shaw, D.J. *Introduction to Colloid and Surface Chemistry*. 2nd Ed. Butterworth, 1970.
- [33] Semenchenko, V.K. *Surface Phenomena in Metals and Alloys*. Pergamon, 1961
- [34] D.R. Adkins, R.C. Dykhuizen, *procedure for measuring the properties of heat pipe wick materials*, Proceedings of the 28th intersociety energy conversion engineering conference, 93434, vol. 2, American Chemical Society, Washington DC, 1993, pp. 911-917.
- [35] P.J. Brennan, E.J. Kroliczek, *Heat pipe design handbook prepared for NASA goddard space flight center*, B& K Engineering MD, 1979 (Chapter 8).
- [36] S.W. Chi, *Heat Pipe Theory and Practice*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1976.
- [37] P. Dunn, D.A. Reay, *Heat Pipes*, 2nd edn., Pergamon Press, Oxford, England, 1978.
- [38] G.P. Petersen, *An Introduction to Heat Pipes*, John Wiley and Sons, Inc., New York, 1994.

-
- [39] A. Faghri, *Heat Pipe Science and Technology*, Taylor and Francis, Washington, USA, 1995.
- [40] C.A. Busse, A. Campanile, J. Loens, in 1st International Heat Pipe Conference, Stuttgart, 1973.
- [41] B.R. Babin, G.P. Peterson, D. Wu, *Steady-state modeling and testing of a micro heat pipe*, Journal of Heat Transfer 112 (1990) 595-601.
- [42] S. Lee, U.S. Choi, S. Li, J.A. Eastman, *Measuring thermal conductivity of fluids containing oxide nano particles*, ASME J. Heat Transfer 121 (1999) 280-289.
- [43] D. Reay, P. Kew, *Heat pipe theory, design and applications*, 5th edition, Elsevier, 2006
- [44] Lidbury, J.A. *A helium heat pipe*. Nimrod Design Group Report NDG-72-11, Rutherford Laboratory, England, 1972.
- [45] Groll, M. *Wärmerohre als Bauelemente in der Wärme-und Kältetechnik. Brennstoff-Wärme-kraft.*, Vol. 25, No. 1, 1973 (German).
- [46] Marto, P.J. and Mosteller, W.L. *Effect of nucleate boiling on the operation of low temperature heat pipes*. ASME Paper 69-HT-24
- [47] Phillips, E.C. *Low temperature heat pipe research program*. NASA CR-66792, 1970
- [48] Keser, D. *Experimental determination of properties of saturated sintered wicks*. 1st International Heat Pipe Conference, Stuttgart, 1973.
- [49] Moritz, K. and Pruschek, R. *Limits of energy transport in heat pipes*. *Chem. Ing. Technik.*, Vol. 41, No. 1, 2, 1969 (German)
- [50] Vinz, P. and Busse, C.A. *Axial heat transfer limits of cylindrical sodium heat pipes between $25W/cm^2$ and $15,5kW/cm^2$* . 1st International Heat Pipe Conference, Paper 261, Stuttgart, 1973.
- [51] Busse, V.A. *Heat pipe research in Europe*. Euratom Report. EUR 4210 f, 1969. REFERENCES 143
- [52] Quataert, D., Busse, C.A. and Geiger, F. *Long term behaviour of high temperature tungsten-rhenium heat pipes with lithium or silver as working fluid*. 1st International Heat Pipe Conference, Paper 464, Stuttgart, 1973.

-
- [53] Takaoka, T. et al. *Development of long heat pipes and heat pipe applied products*. Fujikura Technical Review, pp 77693, 1985
- [54] Schimizu, A. et al. *Characteristics of a heat pipe with carbon fibre wick*. Proceedings of the 7th International Heat Pipe Conference, Minsk, 1990. Hemisphere, New York, 1991.
- [55] Kaudinga, J.V. et al. *Experimental investigation of a heat pipe with carbon fibre wick*. Proceedings of the 7th International Heat Pipe Conference, Minsk, 1990. Hemisphere, New York, 1991.
- [56] Schroff, A.M. and Armand, M. Le Caloduc. Rev. Tech. Thomson-CSF., Vol. 1, No. 4, 1969 (French).
- [57] Farran, R.A. and Starner, K.E., *Determining wicking properties of compressible materials for heat pipe applications*, Proceedings of Aviation and Space Conference, Beverley Hills, California, June 1968
- [58] Ferrell, J.K. and Alleavitch, J. *Vaporisation heat transfer in capillary wick structures*, Department of Chemical Engineering Report, North Carolina University, Raleigh, USA, 1969.
- [59] Freggens, R.A., *Experimental determination of wick properties for heat pipe applications*, 4th Intersociety Energy Conference Engineering Conference, Washington DC, 22626 September 1969, pp 8886897
- [60] Phillips, E.C. and Hinderman, J.D. *Determination of properties of capillary media useful in heat pipe design*. ASME Paper 69-HT-18, 1969.
- [61] Birnbreier, H. and Gammel, G. *Measurement of the effective capillary radius and the permeability of different capillary structures*. 1st International Heat Pipe Conference, Paper 564, Stuttgart, October 1973.
- [62] Langston, L.S. and Kunz, H.R. *Liquid transport properties of some heat pipe wicking materials*. ASME Paper 69-HT-17, 1969
- [63] McKinney, B.G. *An experimental and analytical study of water heat pipes for moderate temperature ranges*. NASA-TM-X53849. Marshall Space Flight Center, Alabama: June 1969.
- [64] Calimbas, A.T. and Hulett, R.H. *An avionic heat pipe*. ASME Paper 69-HT-16, New York, 1969.

-
- [65] Katzoff, S. *Heat pipes and vapour chambers for thermal control of spacecraft*. AIAA Paper 676310, 1967
- [66] Hoogendoorn, C.J. and Nio, S.G. *Permeability studies on wire screens and grooves*. 1st International Heat Pipe Conference, Paper 563, Stuttgart, October 1973
- [67] Chun, K.R. *Some experiments on screen wick dry-out limits*. ASME Paper 71-WA/HT- 6, 1971.
- [68] Ivanovskii, M.N. et al. *Investigation of heat and mass transfer in a heat pipe with a sodium coolant*. High Temp., Vol. 8, No. 2, pp 2996304, 1970.
- [69] <http://www.enertron-inc.com/index.php>
- [70] R. Kempers, et al, *Effect of number of mesh layers and fluid loading on the performance of screen mesh wicked heat pipes*, journal of Applied Thermal Engineering 26 5896595, 2006.
- [71] Xiao Huang dan George Franchi, *Design and fabrication of hybrid bi-modal wick structure for heat pipe application*, Springer, 15:635-64, 2008.
- [72] Y.M. Chen, S.C Wu, C.I. Chu, *Thermal performance of sintered miniature heat pipes*. National Defense University, Taiwan, 2001.
- [73] ESDU, *Heat Pipe Properties of Common Small Pore Wicks*, ESDU 79013, 1979.
- [74] H. Darcy. *Les fontaines publiques de la ville de Dijon*. Paris: Victor Dalmont, 1856.
- [75] P.H. Forchheimer. Z. Ver. Dtsch. Ing. 45:1782-1788, 1901.
- [76] S. Ergun. Fluid flow through packed coloumns. Chem. Eng. Prog. 48:89-94, 1952.
- [77] L.-H. Chien, C.-C. Chang, *Experimental study of evaporation resistance on porous surfaces in flat heat pipes*, in: *Thermo-Mechanical Phenomena in Electronic Systems* Proceedings of the Intersociety Conference, San Diego, CA, May 29-June 1, 2002
- [78] Rogers, G.F.C. and Mayhew, Y.W., *Engineering thermodynamics work and heat transfer*, 4th Edn., Longman, 1992.
- [79] S.W. Chi, *Heat Pipe Theory and Practice*, McGraw-Hill, New York, 1976.

-
- [80] T. W. Davis, S.V. Garimella, *Thermal Resistance Measurement across a Wick Structure Using a Novel Thermosymphon Chamber*, Taylor & Fancis, 21:2, 143-254, 2006.
- [81] Nukiyama, S. *Maximum and minimum values of heat transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure*. J. Soc. Mech. Eng. Japan, Vol. 37, p 367, 1934.
- [82] Philips, E.C., Hinderman, J.D. *Determination of capillary properties useful in heat pipe design*. A.S.M.E. ó A.I.Ch.E. Heat Transfer Conference Minneapolis, MN, August 1967.
- [83] Ferrell, J.K., Aileavitch, J. *Vaporisation heat transfer in capillary wick structures*. Chem. Eng. Symp. Series No. 66, Vol. 02, 1970.
- [84] Corman, J.C., Welmet, C.E. *Vaporisation from capillary wick structures*. A.S.M.E. óA.I.Ch.E. Heat Transfer Conference, Tulsa, Oklahoma, Paper 71-HT-35, August 1971.
- [85] Brautsch, A. and Kew P.A. *The effect of surface conditions on boiling heat transfer from mesh wicks*, Proceedings of 12th International Heat Transfer Conference, Elsevier SAS, Grenoble, 2002
- [86] Brautsch, A. and Kew P.A. *The effect of surface conditions on boiling heat transfer from mesh wicks*, Proceedings of 12th International Heat Transfer Conference, Elsevier SAS, Grenoble, 2002.
- [87] Brautsch A. *Heat transfer mechanisms during the evaporation process from mesh screen porous structures*, Ph.D. Thesis, Heriot-Watt University, 2002.
- [88] Brautsch A. and Kew P.A. *Examination and visualization of heat transfer processes during evaporation in capillary porous structures*, J. Appl. Therm. Eng., Vol. 22, pp 8156824, 2002
- [89] Asakavicius J.P., Zukauskas V.A., Gaigalis V.A., Eva V.K. *Heat transfer from freon-113, ethyl alcohol and water with screen wicks*, Heat Transf ó Soviet Res., Vol. 11, No. 1. 1979.
- [90] Liu J.W., Lee D.J., Su A. *Boiling of methanol and HFE-7100 on heated surface covered with a layer of mesh*, Int. J. Heat Mass Transf., Vol. 44, pp 2416246, 2001.

-
- [91] Tse J.Y., Yan Y.Y., Lin T.F. *Enhancement of pool boiling heat transfer in a horizontal water layer through surface roughness and screen coverage*, J. Heat Transf., Vol. 32, pp 17626. 1996.
- [92] Abhat, A., Seban, R.A. *Boiling and evaporation from heat pipe wicks with water and acetone* J. Heat Transf., August 1974.
- [93] Shwin-Chung Wong, Jhan-Hong Liou, Chia-Wei Chang, *Evaporation resistance measurement with visualization for sintered copper-powder evaporator in operating flat-plate heat pipes*, International Journal of Heat and Mass Transfer 53 (2010) 379263798

