

# HEAT SINK dan PERMUKAAN BERSIRIP

A'rasy Fahrudin  
Mulyadi  
Rachmat Firdaus

Teknik Mesin  
Universitas Muhammadiyah Sidoarjo  
2024

**Buku Ajar**  
**Perpindahan Panasheat sink dan permukaan bersirip**

**Oleh:**  
**A'rasy Fahrudin**  
**Mulyadi**  
**Rachmat Firdaus**



APPTI Member Number : 002.018.1.09.2017  
IKAPI Member Number : 218/Anggota Luar Biasa/JTI/2019

Diterbitkan oleh  
UMSIDA PRESS  
Jl. Mojopahit 666 B Sidoarjo  
ISBN: 978-623-464-087-8  
Copyright©2024  
**Authors**  
All rights reserved

## **Buku Ajar Perpindahan Panas heat sink dan permukaan bersirip**

Penulis: A'rasy Fahrudin;Mulyadi;Rachmat Firdaus

ISBN: 978-623-464-087-8

Editor: M. Tanzil Multazam,M.Kn & Mahardika Darmawan Kusuma Wardana, M.Pd.

Copy Editor: Wiwit Wahyu Wijayanti,S.H

Design Sampul dan Tata Letak: Wiwit Wahyu Wijayanti,S.H

Penerbit: UMSIDA Press

Redaksi: Universitas Muhammadiyah Sidoarjo Jl. Mojopahit No 666B Sidoarjo, Jawa Timur

Cetakan Pertama, Februari 2024

Hak Cipta © 2024 A'rasy Fahrudin;Mulyadi;Rachmat Firdaus

Pernyataan Lisensi Atribusi Creative Commons (CC BY)

Konten dalam buku ini dilisensikan di bawah lisensi Creative Commons Attribution 4.0 International (CC BY).

Lisensi ini memungkinkan Anda untuk:

Menyalin dan menyebarluaskan materi dalam media atau format apa pun untuk tujuan apa pun, bahkan untuk tujuan komersial.

Menggabungkan, mengubah, dan mengembangkan materi untuk tujuan apa pun, bahkan untuk tujuan komersial.

Pemberi lisensi tidak dapat mencabut kebebasan ini selama Anda mengikuti ketentuan lisensi.

Namun demikian, ada beberapa persyaratan yang harus Anda penuhi dalam menggunakan buku ini: Atribusi - Anda harus memberikan atribusi yang sesuai, memberikan informasi yang cukup tentang penulis, judul buku, dan lisensi, dan menyertakan tautan ke lisensi CC BY.

Penggunaan yang Adil - Anda tidak boleh menggunakan buku ini untuk tujuan yang melanggar hukum atau melanggar hak-hak orang lain. Dengan menerima dan menggunakan buku ini, Anda setuju untuk mematuhi persyaratan lisensi CC BY sebagaimana diuraikan di atas.

Catatan : Pernyataan hak cipta dan lisensi ini berlaku untuk buku ini secara keseluruhan, termasuk semua konten yang terkandung di dalamnya, kecuali dinyatakan lain. Hak cipta situs web, aplikasi, atau halaman eksternal yang digunakan sebagai contoh dipegang dan dimiliki oleh sumber aslinya

## PRAKATA

Buku Ajar Perpindahan Panas I merupakan buku pegangan bagi mahasiswa untuk matakuliah Perpindahan Panas I yang merupakan salah satu mata kuliah wajib yang harus diambil oleh mahasiswa dalam program studi Teknik Mesin. Perpindahan panas merupakan fenomena perpindahan energy kalor yang dapat dimanfaatkan untuk sistem pemanas, pendingin, sistem pembangkit tenaga, maupun system pengering. Tujuan dari matakuliah Perpindahan Panas I adalah agar mahasiswa mampu memahami konsep dan perhitungan perpindahan panas khususnya konduksi.

Buku ini membahas mengenai topik-topik pada matakuliah Perpindahan Panas 1. Konsep-konsep dasar dijelaskan secara ringkas dan jelas untuk memudahkan pembaca mempelajari tentang Perpindahan Panas. Dalam buku ini dilengkapi pula contoh-contoh soal dengan pembahasannya serta contoh soal untuk latihan, sehingga dapat menjadi bahan untuk mengevaluasi kemampuan mahasiswa maupun pemahaman pembaca setelah mempelajari konsep dasarnya.

Materi dalam buku ini disusun dalam Bab-Bab yang mencakup materi utama berikut ini:

- Heat sink
- Finned surface
- Tahanan thermal
- Konduksi pada silinder dan bola
- Konduksi pada permukaan bersirip

Dengan selesainya penulisan buku ajar ini, penulis mengucapkan terimakasih kepada semua pihak yang telah membantu dan mendukung baik secara langsung maupun tidak langsung. Ucapan terimakasih juga penulis sampaikan khususnya kepada:

1. Dr. Hidayatulloh, M.Si., selaku Rektor Universitas Muhammadiyah Sidoarjo yang telah mendorong penulisan buku ajar ini.
2. Dr. Sigit Hermawan, SE., M.Si, selaku kepala DRPM Universitas Muhammadiyah Sidoarjo, beserta Pak Tanzil Multazam, Pak Mahardika Darmawan, dan Bu Wiwit P3I yang telah memberikan fasilitas untuk penulisan buku ajar ini.
3. Iswanto, ST., M.MT., selaku Dekan Fakultas Sains dan Teknologi Universitas Muhammadiyah Sidoarjo yang memberikan dukungan dalam penulisan buku ajar ini.

Akhir kata, semoga buku ajar ini dapat memberikan manfaat yang banyak bagi pembaca dan dapat menjadi bahan referensi yang memadai. Kritik dan saran kami tetap harapkan untuk perbaikan buku ajar ini.

## DAFTAR ISI

PRAKATA .....	i
DAFTAR ISI .....	ii
Bab 1. Heat sink.....	1
1.1 Gambaran umum Heat sink.....	1
1.2 Jenis dan kegunaan Heat sink.....	4
1.3 Perkembangan teknologi Heat sink .....	7
1.3.1 Solid Plate Fin Heat Sink (SPFHS).....	7
1.3.2 Solid Pinned Heat Sink (SPHS) .....	11
1.3.3 Plate-Pin Fin Heat Sink (PPFHS) atau Compact Heat Sink (CHS) .....	17
1.3.4 Perforated Fin Heat Sink (PFHS).....	19
Bab 2. Finned Surface.....	27
2.1 Gambaran umum Finned Surface .....	27
2.2 Jenis dan kegunaan Finned Surface.....	27
2.2.1 Plate-Fin Heat Exchangers .....	27
2.2.2 Penukar Panas Pipa bersirip .....	34
2.3 Perkembangan teknologi Finned Surface .....	41
2.3.1 Pengaruh sirip berlubang terhadap karakteristik aliran dan kinerja termal dalam finned-tube heat exchanger spiral. Lee, et al (2019).....	41
2.3.2 Finned-Plate Double Pass Solar Air Heater with Different Arrangement. Fahmi, et al (2020) .....	42
Bab 3. Tahanan thermal .....	45
3.1 Gambaran umum tahanan thermal .....	45
3.2 Jaringan Resistensi Termal .....	46
Bab 4. Hambatan Thermal pada silinder dan bola.....	52
4.1 Hambatan Thermal pada Silinder dan bola .....	52
4.2 Jaringan Resistensi Thermal pada silinder dan bola .....	53
Bab 5. Konduksi pada permukaan bersirip .....	58
5.1 Persamaan Fin.....	58
5.2 Efisiensi Fin .....	61
5.3 Efektivitas Fin.....	63
5.4 Panjang fin yang sesuai.....	65
DAFTAR PUSTAKA .....	69

## **Bab 1. Heat sink**

### **1.1 Gambaran umum Heat sink**

Sebuah heat sink adalah penukar panas pasif yang memindahkan panas yang dihasilkan oleh alat elektronik atau alat mekanis ke medium fluida, sering berupa udara atau cairan pendingin sehingga dapat menurunkan suhu perangkat elektronik maupun alat mekanis (Sya'rani et al., 2019).

Di sebuah komputer, heat sink digunakan untuk mendinginkan unit pemrosesan pusat atau prosesor. Heat sink digunakan pada perangkat semikonduktor berkekuatan tinggi seperti transistor daya dan Optoelektronik seperti laser dan diode pemancar cahaya (LED), dimana sebuah heat sink dirancang untuk memaksimalkan luas permukaan kontakannya dengan media pendingin yang mengelilinginya, seperti udara. Kecepatan udara, pemilihan perangkat, desain sirip dan perlakuan permukaan merupakan faktor yang mempengaruhi kinerja heat sink. Sebuah heat sink biasanya terbuat dari tembaga atau aluminium.

Tembaga digunakan karena memiliki banyak sifat yang diinginkan untuk penukar panas yang efisien dan tahan lama. Pertama, tembaga adalah konduktor panas yang sangat baik. Ini berarti konduktivitas termal tembaga yang tinggi memungkinkan panas melewatinya dengan cepat. Aluminium digunakan dalam aplikasi karena faktor berat aluminium yang ringan. Sebuah heat sink mentransfer energi panas dari perangkat suhu yang lebih tinggi ke medium fluida dengan suhu yang lebih rendah. Fluida biasanya adalah udara, tapi bisa juga berupa air atau minyak. Jika fluida pendingin adalah air, heat sink sering disebut cold plate.

Dalam termodinamika, heat sink adalah reservoir panas yang dapat menyerap jumlah panas tanpa perubahan suhu yang signifikan. Pemanas untuk perangkat elektronik harus memiliki suhu yang lebih tinggi daripada lingkungan untuk mentransfer panas melalui konveksi, radiasi, dan konduksi. Permukaan disipasi panas komponen itu sendiri tidak cukup untuk melepaskan suhunya.

Pendingin bersirip diklasifikasikan ke dalam dua jenis utama: Plate Fin Heat Sink (PFHS) dan Pin Heat Sink (PHS), seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1.2 (Jameel & Al-Damook, 2016). Pendingin semacam itu dibuat dan diproduksi oleh beberapa perusahaan, baik besar maupun kecil, seperti Airedale di Inggris, Raypak di Amerika Serikat, dan lain-lain. Satu set bahan pipa dasar yang memiliki konduktivitas termal yang tinggi, seperti tembaga dan aluminium, dapat digunakan untuk membuat heat sink tergantung pada biaya dan kemudahan pembuatannya. Dalam beberapa tahun terakhir, teknologi yang berkaitan dengan heat sink yang dirancang untuk mendinginkan elektronik telah tersebar luas dan familiar, karena biaya awalnya rendah, mudah dipasang, dan memiliki proses manufaktur yang dapat diandalkan.

Bentuk sirip memiliki fungsi penting dalam manufaktur dan karakteristik perpindahan panas. Silinder, persegi panjang, persegi, elips, dan kerucut atau semi-kerucut adalah geometri sirip pin yang tersebar luas. Selain itu, pin menawarkan cara praktis untuk mencapai area perpindahan panas yang besar tanpa luas permukaan primer yang berlebihan dan bertindak sebagai penghasil turbulensi, sehingga semakin meningkatkan laju perpindahan panas dengan memecah lapisan batas termal untuk banyak aplikasi, seperti mendinginkan perangkat elektronik, termasuk proses yang menggunakan pendingin gas atau cairan (Zhou & Catton, 2011). Secara umum, tata letak sirip pin terdiri dari jaringan pin solid yang dipasang langsung pada permukaan heat sink. Baik susunan staggered atau segaris biasanya dikonfigurasi

untuk susunan pin dengan fluida kerja yang mengalir paralel atau tegak lurus dengan sumbu pin.

### **Pentingnya Electronics Cooling**

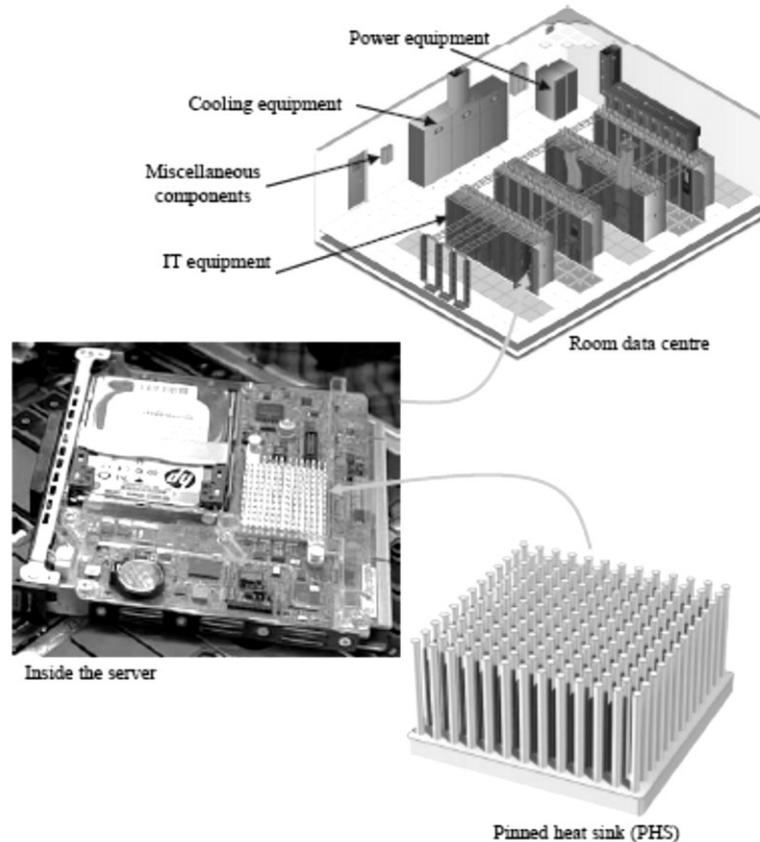
Dalam banyak aplikasi teknik, daya yang terbuang membentuk panas sebagai produk sampingan, yang dapat menyebabkan kerusakan sistem pada perangkat jika panas berlebih. Hal ini karena peralatan memiliki batas suhu agar dapat bekerja dalam kondisi yang sesuai. Saat ini, seiring dengan mengecilnya ukuran perangkat elektronik, daya panasnya pun meningkat (Mostafavi et al., 2012).

Aplikasi heat sink dalam industry adalah mendinginkan komponen elektronik kecil, komponen elektronik, Central Processing Unit (CPU) komputer pribadi dan pusat data, pendinginan mesin pembakaran dalam (sirip pada dinding luar silinder maupun radiator mobil), jalur pendingin bilah turbin gas, chip elektronik yang canggih, peralatan listrik (catu daya komputer, trafo gardu induk), industri kedirgantaraan, dan pendinginan elemen bahan bakar di reaktor nuklir.

Menurut pengetahuan penulis, sirip berlubang dapat memainkan peran penting dalam aliran udara panas melalui heat sink; dengan kata lain, kinerja pendinginan akan meningkat dan penurunan tekanan akan berkurang. Ada kemungkinan heat sink tersebut berguna untuk mendinginkan aplikasi elektronik dan untuk pendinginan mesin IC seperti trafo gardu induk, catu daya komputer, dan sirip-sirip pada radiator mobil.

Pendidikan, bisnis, transportasi, media sosial, dan sektor ekonomi telah menjadi sangat bergantung pada Teknologi Informasi dan Komunikasi (TIK), sehingga TIK telah menjadi sumber informasi dan data yang paling penting dalam masyarakat kita (Zeadally et al., 2012). Oleh karena itu, pusat data, yang pada dasarnya adalah industri digital, telah menjadi bagian penting dari pemrosesan, pengelolaan, penyimpanan, dan pertukaran data dan informasi TIK (Pan et al., 2008). Pusat data terdiri dari empat bagian utama: peralatan listrik seperti unit distribusi daya dan baterai, peralatan pendingin (pendingin dan unit pendingin ruangan computer, peralatan TI (server, penyimpanan, dan jaringan), dan beban komponen lainnya (pencahayaan dan sistem proteksi kebakaran) (Dai et al., 2014).

Sistem komponen elektronik yang mengatur pemrosesan, penyimpanan, dan transmisi data merupakan bagian utama dari pusat data, menurut (A. Shah et al., 2008), yang kesemuanya menghasilkan panas dalam jumlah besar, yang harus dihilangkan dari komponen TIK dengan kecepatan yang cukup untuk menghindari masalah panas berlebih yang serius dan kegagalan sistem (Sahin et al., 2005). Lebih dari 30% dari biaya penghilangan panas pada pusat data biasa digunakan pada peralatan TI dan peralatan pendingin. Dengan demikian, bagian penting dari server adalah pendingin yang dipasang di atas CPU (Dai et al., 2014), seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1.1.



Gambar 1.1. Infrastruktur data center (Tripp-lite, 2012), server (DeepInIt, 2013), dan pinned heat sink (Alutronic, 2015)

Efek termal dapat menyebabkan kegagalan mekanisme dalam perangkat komponen elektronik, karena migrasi ion, pembentukan rongga, dan pertumbuhan antar-butir. Sebenarnya, salah satu faktor umum yang mengontrol keandalan produk elektronik adalah batasan suhu maksimum perangkat. Untuk setiap kenaikan  $10^{\circ}\text{C}$  di atas suhu operasi kritis ( $\sim 85^{\circ}\text{C}$ ) elektronik berdaya tinggi, tingkat kegagalan ini hampir dua kali lipat (Gurrum et al., 2004). Oleh karena itu, manajemen termal elektronik sangat penting. Faktor penting lainnya adalah peningkatan biaya produk manajemen termal, yang meningkat dari hampir \$7,5 miliar pada tahun 2010 menjadi \$8 miliar pada tahun 2011, dan diprediksi mencapai \$10,9 miliar pada tahun 2016; tingkat peningkatan tahunan adalah 6,4%. Kipas dan heat sink sebagai komponen perangkat keras manajemen termal mengambil pangsa 84% dari total pasar. Sedangkan perangkat lunak, bahan interface, dan substrat sebagai produk pendingin utama lainnya menyumbang antara 4% dan 6% (BCC, 2011).

### **Pendinginan Cairan dan Udara pada Pusat Data**

Umumnya, sistem elektronik di pusat data didinginkan dengan cairan atau udara. Pendinginan cairan seperti air, cairan nano, polimer, dan cairan dielektrik (Hydrofluoroethers, HFE) bisa digunakan untuk mendinginkan heat sink dan server pada rak-rak di pusat data. Teknik pendinginan cairan kontak langsung, seperti mencelupkan server ke dalam cairan dielektrik dapat digunakan. Teknik lain untuk mendinginkan pusat data adalah pendinginan

cairan kontak tidak langsung dengan membawa cairan yang didinginkan ke heat sink di bagian atas chip atau sebagai alternatif ke rak atau ke server dengan menggunakan penukar panas di bagian depan atau belakang rak. Keuntungan utama dari metode ini adalah peningkatan laju perpindahan panas yang lebih besar dibandingkan dengan metode pendinginan udara karena konduktivitas termal dan kapasitas termal cairan lebih unggul dibandingkan udara. Selain itu, cairan dielektrik bertindak sebagai isolator listrik tanpa pelepasan listrik (Alkamsoul & Saleh, 2015).

Namun, kerugian utama dari penurunan tekanan dan daya pompa cairan lebih tinggi dibandingkan dengan udara karena viskositas dan kepadatan cairan lebih besar daripada udara. Selain itu, pendingin cair memiliki risiko kebocoran cairan, yang dapat merusak komponen elektronik server, yang mengakibatkan hilangnya pusat data. Risiko terbentuknya kondensasi, yang dapat menyebabkan kegagalan pada sistem; tingginya biaya perawatan dan pemasangan; dan peningkatan infrastruktur seperti pekerjaan pipa, deteksi kebocoran, dan pemasangan insulasi (Naidu & Kamaraju, 2013).

Karena semua kelemahan pendingin cair di atas, metode pembuangan panas yang paling umum untuk kontrol termal elektronik adalah pendingin udara. Pengurangan biaya, ketersediaan udara, dan kesederhanaan desain adalah manfaat utama dari metode pendinginan ini. Sehingga biasanya digunakan perangkat berpendingin udara aktif, heat sink dengan kipas atau blower. Sejumlah panas dibuang dari sumber panas ke udara lingkungan dengan menggunakan heat sink sebagai penukar panas. Mekanisme transfer ini mudah, sederhana, dan dapat mengurangi biaya (McMillin, 2007). Meskipun laju perpindahan panas dari metode pendinginan udara lebih rendah daripada pendinginan cairan.

Dalam teknik ini, laju perpindahan panas heat sink dapat ditingkatkan, baik dengan meningkatkan kecepatan kipas atau suhu permukaan heat sink. Namun, seiring dengan meningkatnya kecepatan kipas, keandalan kipas akan berkurang dan mengkonsumsi lebih banyak daya serta tingkat kebisingan meningkat ke tingkat yang tidak diinginkan, terutama untuk konsumen kantor atau rumah. Meningkatkan suhu juga tidak dapat diterima karena mengurangi keandalan CPU dan hal ini akan menyebabkan kerusakan yang lebih cepat seperti hubungan pendek chip (McMillin, 2007). Oleh karena itu, meningkatkan kecepatan kipas dan meningkatkan suhu bukanlah pendekatan yang baik.

## **1.2 Jenis dan kegunaan Heat sink**

Heat sink dikategorikan menjadi lima kategori berdasarkan mekanisme pendinginan yang digunakan untuk menghilangkan panas dari heat sink (S. Lee, 1995):

### **1. Passive Heat Sink**

Digunakan baik dalam aplikasi konveksi alami atau dalam aplikasi dimana penyebaran panas tidak bergantung pada pasokan aliran udara. Ketinggian heat sink: 10 mm hingga lebih. Batasan beban normal: 5 sampai 50 watt. Kisaran biaya untuk 10.000 pieces: \$ 0,50 sampai \$ 10.

### **2. Semi-Aktif Heat Sink**

Menggunakan fan pada sistem. Tinggi heat sink: sekitar 10 mm. Batas beban normal: 15 hingga 25 watt. Kisaran biaya untuk 10.000 pieces: \$ 5,00 hingga \$ 10,00.

### 3. Active Heat Sink

Menggunakan fan untuk tiap heat sink, seperti fan heat sink tubrukan atau aliran vertical. Jenis heat sink ini biasanya melibatkan komponen yang bergerak secara mekanis dan keandalannya sangat tergantung pada reliability bagian yang bergerak. Ketinggian heat sink: 35 hingga 80 mm. Batas beban normal: 10 hingga 160 watt. Kisaran biaya untuk 10.000 pieces: \$ 10,00 hingga \$ 20,00.

### 4. Liquid Cooled Cold Plates

Menggunakan blok dengan jalur yang dimilling dengan fluida pendingin berupa air, minyak, atau cairan lainnya yang dipompa. Tinggi alat: 10 hingga 20 mm. Batas beban normal: besar. Range biaya untuk 10,000 pieces: \$10.00 untuk \$100.00.

### 5. Phase Change Recirculating System

Menggunakan sistem dua fase yang dengan satu set boiler dan kondensator dalam mekanisme pasif, self-driven, atau heat pipe dengan wicks yang memerlukan gravitasi atau wicks yang tidak memerlukan gravitasi. Kategori ini juga termasuk sistem solid-to-liquid tetapi biasanya digunakan untuk mendapatkan gradient suhu transisi daripada untuk tujuan membuang panas. Ketinggian part: 5 hingga 10 mm. Batas beban normal: 100 hingga 150 watt. Kisaran biaya untuk 10.000 pieces: \$ 15,00 hingga \$ 500.00.

Heat sink juga dapat diklasifikasikan dalam hal metode manufaktur dan bentuk akhirnya. Jenis-jenis Heat-Sink yang paling umum yaitu

#### 1. Stamping

Logam tembaga atau aluminium ditempelkan ke dalam bentuk cetakan yang diinginkan. Heat sink stamping digunakan dalam pendinginan udara sederhana untuk komponen elektronik dengan biaya ekonomis untuk temperatur rendah. Sesuai untuk produksi volume tinggi, dan alat-alat canggih dengan stamping kecepatan tinggi akan menurunkan biaya. Pilihan tambahan yang menghemat tenaga kerja, seperti tap, klip, dan bahan pelapis, dapat diterapkan di pabrik untuk membantu mengurangi biaya perakitan board.

#### 2. Ekstrusi

Metode cetak yang memungkinkan pembentukan bentuk dua dimensi yang rumit yang mampu diaplikasikan pada beban watt besar. Hasil ekstrusi dapat dipotong, diproses, dan opsi tambahan. Pemotongan melintang akan menghasilkan omnidirectional, heat sink pin rectangular, dan menggabungkan serrated fines meningkatkan kinerja sekitar 10% hingga 20% dengan mengorbankan tingkat ekstrusi. Batas ekstrusi, seperti fin height-to-gap aspect ratio, minimum fin thickness-to-height, dan maximum base to fin thicknesses biasanya membatasi fleksibilitas dalam opsi desain. Rasio fin height-to-gap lebih dari 6 dan minimum fin thickness 1.3 mm menjadi standar ekstrusi. Aspect ratio 1 sampai 10 dan fin thickness 0.8 mm dapat dicapai dengan fitur desain khusus. Namun, karena rasio aspek meningkat, toleransi ekstrusi harus disesuaikan.

#### 3. Bonded/Fabricated Fin

Kebanyakan heat sink pendingin udara adalah konveksi terbatas, dan kinerja termal keseluruhan heat sink pendingin udara sering dapat ditingkatkan secara signifikan jika lebih banyak area permukaan yang terkena aliran udara bahkan dengan mengorbankan jalur

konduksi. Heat sink pendingin udara kinerja tinggi biasanya menggunakan epoxy termal konduktif yang diisi dengan aluminium untuk mengikat fin pada permukaan dasar plat yang di-grooving dengan ekstrusi. Proses ini memungkinkan rasio fin height-to gap yang jauh lebih besar dari 20 hingga 40, secara signifikan meningkatkan kapasitas pendinginan tanpa meningkatkan persyaratan volume.

#### 4. Casting

Proses pengecoran dapat dengan atau tanpa bantuan vakum, dengan bahan aluminium atau tembaga/bronze. Teknologi ini digunakan dalam pin heat sink kepadatan tinggi yang memberikan kinerja maksimum ketika menggunakan pendinginan tubrukan.

#### 5. Folded fin

Lembaran logam bergelombang dengan bahan aluminium atau tembaga meningkatkan area permukaan dan kinerja volumetrik. Heat sink kemudian disambungkan ke plat dasar atau langsung ke permukaan pemanasan melalui epoxying atau brazing. Tidak cocok untuk heat sink profil tinggi karena efisiensinya yang kurang baik. Namun, memungkinkan untuk mendapatkan heat sink kinerja tinggi dalam aplikasi pada kondisi yang tidak memungkinkan untuk menggunakan ekstrusi atau bonding fin.

Batasan desain untuk heat sink dapat mencakup parameter berikut:

- kecepatan aliran
- penurunan tekanan
- geometri penampang aliran masuk
- jumlah pembuangan panas yang dibutuhkan
- suhu heat sink maksimum
- suhu fluida sekitar
- ukuran maksimum heat sink
- orientasi sehubungan dengan gravitasi
- penampilan dan biaya

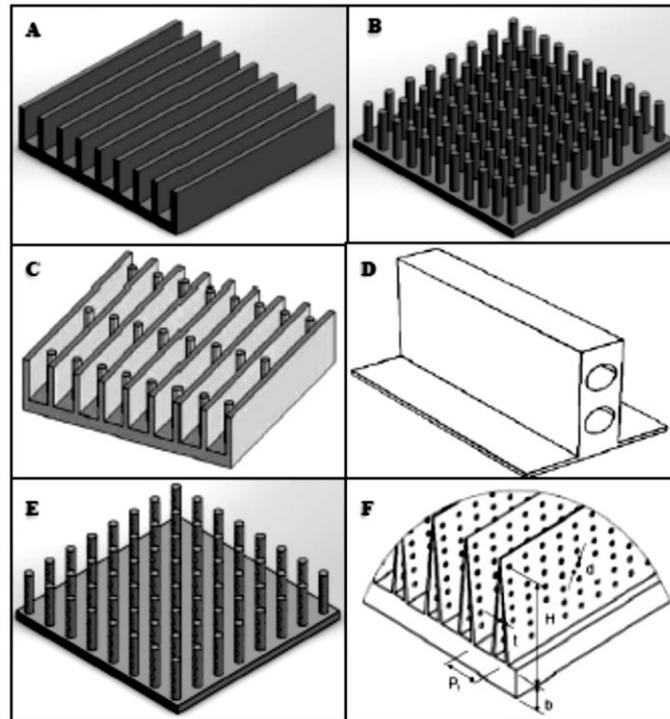
Dengan adanya parameter batasan desain, kita perlu menentukan kinerja maksimum yang mungkin dari heat sink di dalamnya dalam batasan-batasan tersebut. Parameter, di mana perancang memiliki kontrol untuk pengoptimalan, biasanya meliputi:

- tinggi sirip
- panjang sirip
- ketebalan / jarak sirip
- jumlah / kepadatan sirip
- bentuk / profil sirip
- ketebalan pelat dasar
- pola potong silang
- bahan heat sink

## 1.3 Perkembangan teknologi Heat sink

### 1.3.1 Solid Plate Fin Heat Sink (SPFHS)

Desain heat sink yang paling banyak digunakan dalam aplikasi industri adalah desain heat sink yang didasarkan pada rectangular Plate Fin Heat Sinks (PFHS), Gambar 1.2a, karena strukturnya yang sederhana dan kemudahan pembuatannya. Hal ini telah dipelajari secara luas, dan beberapa peneliti telah menggunakan metode eksperimental dan numerik untuk menghilangkan batasan intrinsik bahwa aliran udara melalui saluran pendingin paralel adalah lancar, sehingga membatasi laju perpindahan panas yang dapat dicapai.



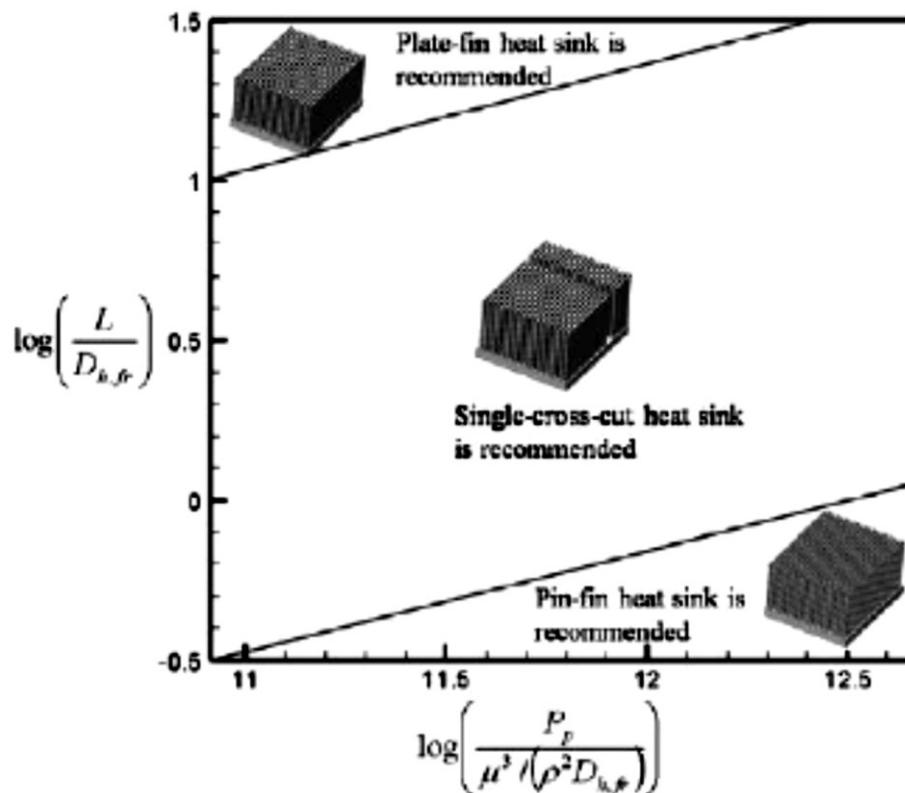
Gambar 1.2 Jenis-jenis fin: (A) solid plate fins, (B) solid pins, (C) compact plate-pins, (D) perforated plate, (E) perforated pins, dan (F) perforated folded fin heat sinks

Sirip pelat datar, baik cross-cut tunggal maupun multiple telah diteliti secara eksperimental untuk diketahui efek dari beberapa parameter terhadap perpindahan panas dan aliran turbulennya. Parameter tersebut adalah tinggi, lebar, jumlah sirip, jarak streamwise dan spanwise antar sirip, dan jenis material yang digunakan pada heat sink. Diindikasikan bahwa resistansi termal heat sink sirip cross-cut tunggal lebih rendah dibandingkan dengan sirip cross-cut multiple, sirip pelat, dan heat sink sirip pin persegi. Hal ini mungkin disebabkan karena total permukaan yang terkena fluida dari sirip potong silang lebih besar daripada jenis sirip lainnya, selain itu jarak antar sirip yang sesuai agar aliran udara dapat melewatinya dengan mudah sehingga dapat merusak pertumbuhan lapisan batas pada heat sink. Oleh karena itu, akan sangat bermanfaat untuk mempelajari performa termal dan aliran udara yang optimal dari sirip-sirip cross-cut.

Efek dari sirip cross-cut yang digunakan untuk mendinginkan aplikasi perangkat elektronik diteliti oleh (Kim & Kim, 2009). Temuannya menunjukkan bahwa tahanan termal dari heat sink single cross-cut mengungguli heat sink multiple cross-cut. Selain itu, perbandingan tahanan termal heat sink ini dengan heat sink sirip pin dan pelat menunjukkan

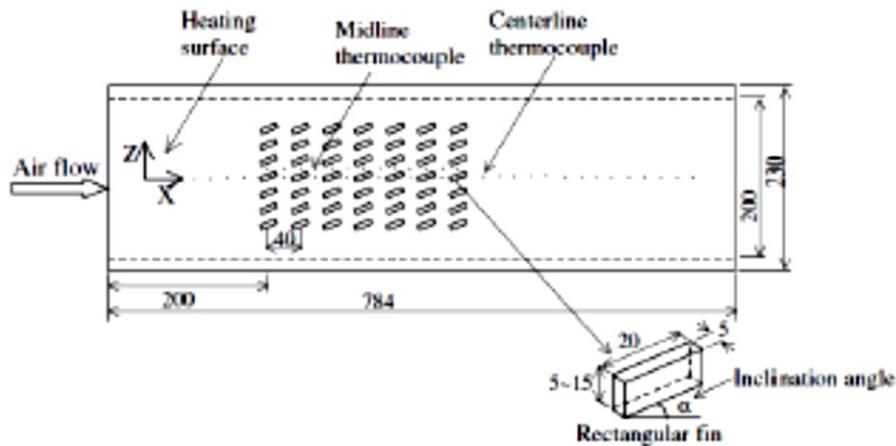
bahwa heat sink cross-cut menawarkan resistansi termal yang lebih rendah daripada HS sirip pelat dan HS pin persegi masing-masing sebesar 5-18% dan 14-16%.

Umumnya, jika daya kipas tanpa dimensi (sumbu x pada Gambar 1.3) kecil dan ukuran heat sink tanpa dimensi (sumbu y pada Gambar 1.3) besar, heat sink sirip pelat yang direkomendasikan. Sedangkan, pin heat sink secara optimal disarankan jika daya kipas besar dan ukuran heat sink sangat kecil. Daerah kerja di antara sirip pelat yang optimal dan pin heat sink yang optimal adalah optimal untuk heat sink cross-cut.

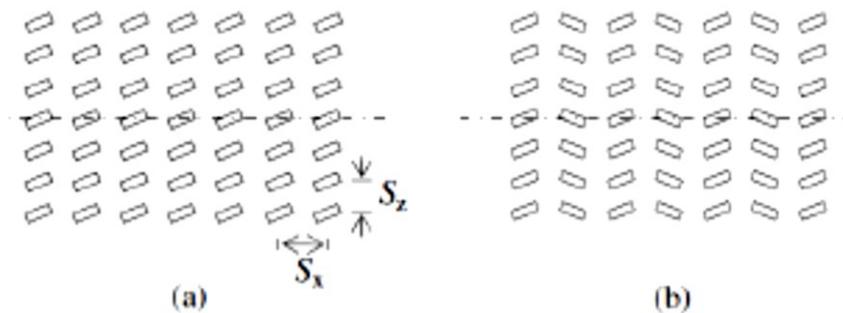


Gambar 1.3 Mapping rasio termal untuk optimasi plate, pin, dan cross-cut fin (Kim & Kim, 2009)

Efek dari arah sirip pelat persegi panjang pendek, Gambar 1.4, terhadap laju perpindahan panas dan aliran di dalam saluran untuk aliran udara turbulen telah dipelajari oleh (Didarul et al., 2007). Karakteristik yang dipertimbangkan dalam penelitian ini adalah arah sirip co-angular dan zig-zag, Gambar 1.5. Mereka mengamati bahwa peningkatan optimum koefisien perpindahan panas lokal ( $h_x$ ) adalah pada sudut  $20^\circ$ . Selain itu, koefisien perpindahan panas rata-rata ( $h_{ave}$ ) adalah yang terbesar untuk model sirip zig-zag dan empat kali lebih besar daripada model tanpa sirip. Namun, faktor gesekan dari model zigzag lebih besar dari pada pola co-angular. Sirip-sirip ini digunakan untuk mendinginkan daerah trailing edge dan bagian internal bilah turbin.



Gambar 1.4 Instalasi pengujian fin persegi panjang (Didarul et al., 2007)



Gambar 1.5 Fin persegi panjang: (a) co-angular pattern, (b) zigzag pattern (Didarul et al., 2007)

Pengaruh tinggi saluran dan lebar saluran mikro diselidiki oleh (Naphon & Khonseur, 2009) dengan aliran udara laminar. Mereka menemukan bahwa suhu heat sink menurun dan bilangan Nusselt meningkat seiring dengan bertambahnya tinggi saluran dan berkurangnya lebar saluran. Selain itu, bentuk dan ukuran ketidakrataan kasar pada permukaan saluran mikro akan mempengaruhi penurunan tekanan.

Cairan dapat digunakan untuk mendinginkan paket sistem elektronik untuk dua ukuran chip yaitu 12x12mm dan 10x10mm menggunakan sirip pelat mikro-persegi panjang dengan air deionisasi sebagai pendingin, seperti dalam penelitian (Zhang et al., 2005). Secara umum, data eksperimen menunjukkan bahwa penurunan tekanan meningkat sementara suhu chip dan tahanan termal menurun dengan meningkatnya laju aliran untuk kedua ukuran chip. Namun, untuk chip 10x10mm, tahanan termal keseluruhan lebih tinggi dibandingkan chip 12x12mm.

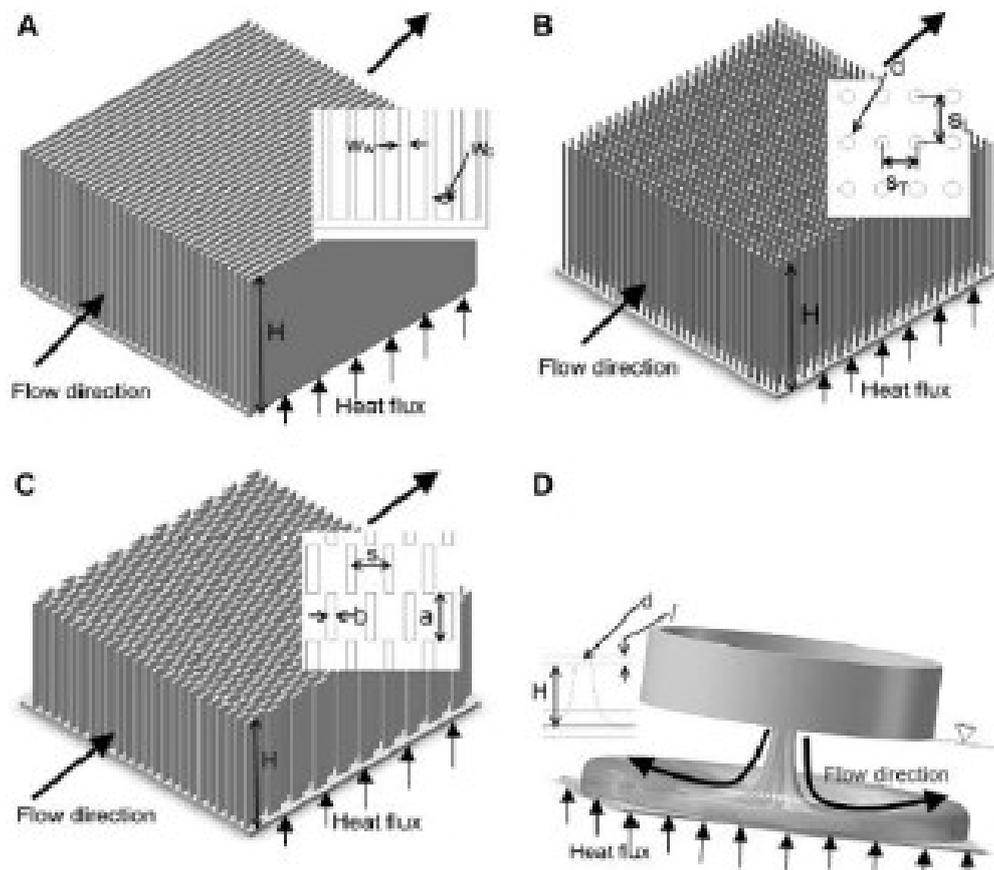
Unit pendingin yang digunakan dalam pendinginan perangkat elektronik, mikrochip, dan sistem lainnya mempertimbangkan desain optimal untuk geometri susunan sirip. Perpindahan panas dan aliran fluida turbulen telah ditunjukkan secara numerik menggunakan heat sink sirip pelat padat. Persamaan Navier-Stokes dan persamaan energi dengan model turbulensi k- $\epsilon$  dipilih oleh sebagian besar peneliti melalui penggunaan metode finite volume. Data numerik dan eksperimen konsisten bahwa sirip strip telah mencapai tahanan termal terkecil.

Desain optimal HS sirip pelat datar paralel dipelajari oleh (Arularasan & Velraj, 2008) dengan aliran udara turbulen. Temuan menunjukkan bahwa desain heat sink sirip pelat yang

optimal berdasarkan suhu dasar, tahanan termal, dan penurunan tekanan ditemukan pada parameter spesifik tinggi sirip, ketebalan sirip, dan tinggi dasar.

Metode Taguchi digunakan untuk memprediksi desain pendinginan optimal HS sirip pelat paralel yang digunakan pada CPU desktop oleh Ko-Ta (2005). Diindikasikan bahwa dua parameter desain mempunyai pengaruh penting terhadap kinerja pendinginan heat sink yaitu: kecepatan udara dan celah serpihan sirip. Nilai terendah suhu dasar mengalami penurunan sebesar 8oC dan penurunan suhu hampir 15%.

Pengaruh rasio penyumbatan sirip yang berbeda ( $D/W$ = ketebalan sirip/jarak sirip) dan bilangan Reynolds terhadap aliran turbulen dan karakteristik perpindahan panas heat sink sirip pelat dipelajari oleh (Velayati & Yaghoubi, 2005). Mereka menemukan bahwa  $D/W$  dan Reynolds sangat mempengaruhi aliran pemisahan, pemasangan kembali pada permukaan pelat, dan resirkulasi ke hilir pelat. Dengan demikian,  $Nu$  meningkat dan faktor gesekan menurun ketika kedua parameter ini,  $D/W$  dan  $Re$ , ditingkatkan. Selain itu, efisiensi sirip meningkat ketika  $D/W$  dan  $Re$  dikurangi.



Gambar 1.6 Model-model heat sink: (A) micro-plate channel (B) circular pin (C) offset strip fin (D) jet impingement cooling (Ndao et al., 2009)

Desain optimal heat sink sirip yang berbeda secara teoritis diselidiki oleh (Ndao et al., 2009) dengan menggunakan air dan cairan dielektrik HFE-7000. Model heat sink adalah saluran pelat mikro, pin melingkar in-line dan staggered HS, strip fin HS, jet impinging tunggal dan ganda, ditunjukkan pada Gambar 1.6. Unit pendingin ini diterapkan pada perangkat elektronik dan chip. Optimalisasi ini dilakukan dalam dua langkah: minimalisasi simultan dari

resistansi termal total (berdasarkan total luas permukaan yang dibasahi) dan konsumsi daya pemompaan untuk masing-masing unit pendingin ini. Data menunjukkan bahwa sirip strip HS memiliki tahanan termal paling rendah di antara perangkat pendingin, diikuti oleh pin melingkar staggered dan in-line HS. Selain itu, pelat mikro HS menawarkan tahanan termal terendah dengan daya pemompaan yang relatif sangat rendah.

### 1.3.2 Solid Pinned Heat Sink (SPHS)

Meskipun banyak laporan pengoptimalan telah menyelidiki heat sink sirip pelat, umumnya tidak dapat menghilangkan hambatan aliran udara melalui saluran heat sink dengan lancar, karena susunan pelat paralel, menyebabkan pengembangan lapisan batas dan membatasi laju perpindahan panas yang dapat dicapai. Pin Heat Sink (PHS), seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1.2, dapat menjadi alternatif yang efektif untuk HS sirip pelat karena memiliki keuntungan dalam menghambat perkembangan lapisan batas termal pada permukaan halus yang membatasi laju perpindahan panas pada permukaan sirip pelat (Zhou & Catton, 2011). Heat sink pin memainkan peranan penting sebagai penghasil turbulensi yang meningkatkan laju perpindahan panas dengan mengganggu lapisan batas dengan penurunan tekanan yang lebih besar dibandingkan dengan heat sink dengan sirip pelat (Jonsson & Moshfegh, 2001).

Perbedaan utama antara sirip pelat dan heat sink pin adalah penurunan tekanan dan laju perpindahan panas HS pin lebih tinggi dibandingkan HS sirip pelat. Selain itu, tahanan termal dan suhu rata-rata HS pin lebih rendah dibandingkan dengan HS sirip pelat. Dalam penelitian selanjutnya, oleh Jonsson & Moshfegh (2001) dan (Y. T. Yang & Peng, 2009), berbagai penampang pin, seperti persegi, lingkaran, heksagonal, berlian dan elips, diselidiki dengan pendingin udara dan air.

Beberapa parameter perlu dipertimbangkan pada perpindahan panas dan aliran turbulen melalui pin heat sink. Parameter tersebut adalah: bentuk penampang sirip pin (bisa berbentuk lingkaran, persegi, bulat panjang, berlian, heksagonal); dalam susunan sejajar dan staggered; tinggi, lebar, dan jumlah sirip; bahan pin; jarak dan arah antar pin. Serta fluida pendingin yang digunakan bisa berupa: udara, air, dan nanofluida (pendingin dengan partikel berukuran nano).

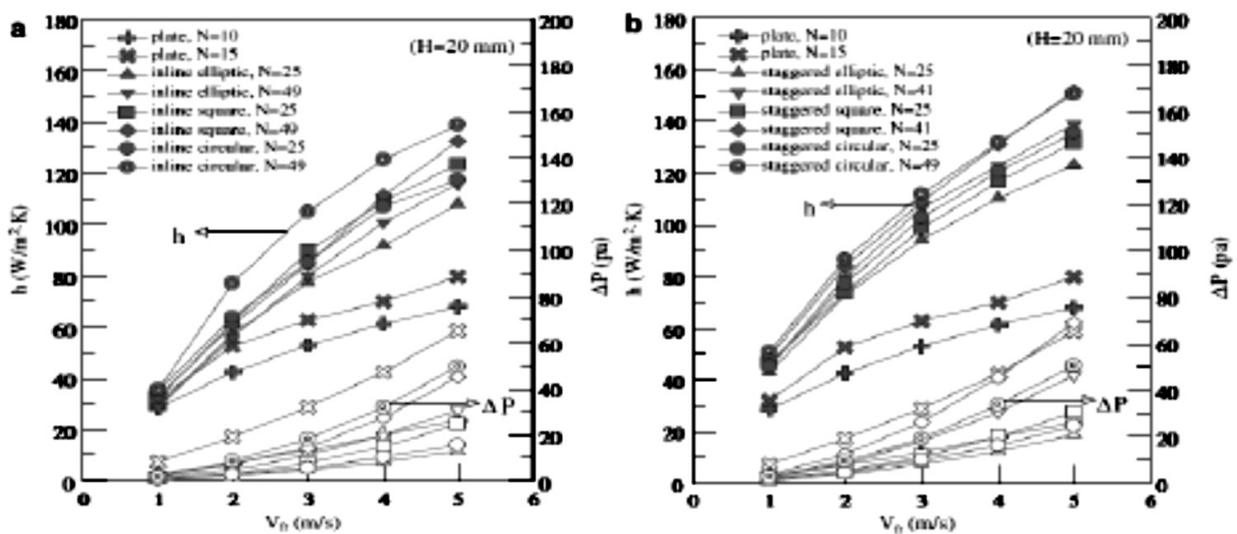
K. S. Yang et al., (2007) dan Sahin et al., (2005) telah mempelajari penggunaan pendinginan udara. Hasil penting menggambarkan bahwa bentuk pin melingkar dan elips memiliki peningkatan laju perpindahan panas yang lebih tinggi dan tahanan termal yang lebih rendah. Selain itu, kepadatan pin, yang berarti meningkatnya jumlah sirip pin, menyebabkan peningkatan laju perpindahan panas sementara penurunan tekanan melalui heat sink meningkat. Umumnya, pin array staggered menghasilkan laju perpindahan panas dan penurunan tekanan yang lebih tinggi dibandingkan dengan in-line array.

Tanda (2001) mempelajari pin berbentuk berlian, yang berguna untuk aplikasi teknik seperti perangkat elektronik, penukar panas kompak, dan pendinginan bilah turbin gas, sementara Jeng & Tzeng (2007) meneliti PHS persegi. Kedua penelitian menunjukkan bahwa angka Nusselt dan penurunan tekanan PHS dalam susunan staggered adalah yang terbesar. Selanjutnya, Jeng & Tzeng (2007) membandingkan pin persegi dengan pin melingkar dan menjelaskan bahwa penurunan tekanan dan jumlah Nusselt dari pin persegi dan pin melingkar untuk susunan in-line dan staggered bergantung pada nilai jarak pin dan bilangan Reynolds.

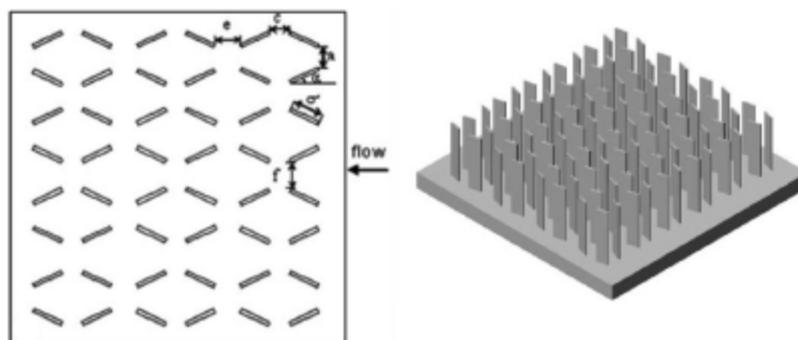
Secara umum, susunan pin persegi yang staggered memiliki penurunan tekanan yang lebih besar dibandingkan pin melingkar dan persegi dengan susunan susunan sejajar.

Jonsson & Moshfegh (2001) menyelidiki konfigurasi sirip yang berbeda: sirip pelat, sirip strip, pin persegi, dan pin melingkar, dalam susunan sejajar dan staggered, yang semuanya mempengaruhi bilangan Nusselt dan penurunan tekanan. Diketahui bahwa bilangan Nusselt dan penurunan tekanan bergantung pada tinggi dan ketebalan (diameter) pin dan jarak antar pin, serta tinggi dan lebar terowongan angin. Selain itu, penurunan tekanan terendah terjadi pada sirip pelat karena panjang siripnya. Selain itu, PHS sirkular mempunyai penurunan tekanan yang lebih rendah dibandingkan dengan PHS persegi.

Pengaruh bentuk dan kepadatan PHS dengan pengaturan in-line dan staggered terhadap perpindahan panas dan penurunan tekanan diteliti oleh Yang et al. (2007). Pin dengan penampang berbentuk sirip persegi panjang berbentuk lingkaran, elips, persegi, dan pelat datar. Data eksperimen menunjukkan bahwa koefisien perpindahan panas rata-rata tertinggi terjadi pada susunan PHS melingkar yang staggered, Gambar 1.7. Namun, untuk susunan staggered, penurunan tekanan terendah ada pada pin elips, dan pin ini memiliki kinerja yang sedikit lebih tinggi dibandingkan pin melingkar. Secara umum, koefisien perpindahan panas rata-rata dan penurunan tekanan meningkat seiring dengan meningkatnya kepadatan pin.



Gambar 1.7 Koefisien perpindahan panas dan penurunan tekanan dengan kecepatan inlet untuk plate fin dan pin fin untuk (a) in-line array dan (b) staggered array (Yang et al., 2007)



Gambar 1.8 Arah fin heat sink: (a) spanwise (b) streamwise (Sahin et al., 2005)

Sahin dkk. (2005) menyelidiki pengaruh parameter geometri sirip HS terhadap bilangan Nusselt dan faktor gesekan, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1.8. Heat sink jenis ini digunakan untuk peralatan pendingin elektronik. Desain optimal untuk irisan sirip diperoleh pada lebar sirip 15mm; sudut serang 15°; tinggi sirip 100mm; Jarak antar sirip 20mm; Pemisahan aliran antar sirip 15mm; Pemisahan aliran antar irisan 20mm; Jarak bentang antar irisan 20mm; dan kecepatan fluida 4m/s.

Penggunaan sirip pin heksagonal untuk mendinginkan CPU komputer dan komponen elektronik dilaporkan oleh Yakut (Yakut et al., 2006). Menggunakan desain optimasi Taguchi untuk menjelaskan pengaruh tinggi, lebar sirip heksagonal, dan jarak antara sirip pada tahanan termal dan penurunan tekanan dan pada bilangan Nusselt dan faktor gesekan. Secara umum, dapat diamati bahwa tinggi pin adalah parameter yang paling efektif terhadap Nu dan tahanan termal sedangkan lebar pin merupakan parameter paling efektif terhadap  $\Delta P$  dan faktor gesekan.

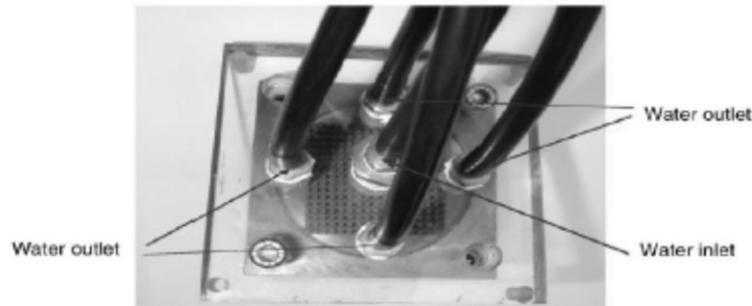
Cairan seperti air dan Nanofluida juga dapat dimanfaatkan untuk mendinginkan paket sistem elektronik. Laju perpindahan panas meningkat dan tahanan termal menurun setelah pendingin nanofluida TiO<sub>2</sub> digunakan, dibandingkan dengan pendinginan air untuk unit pendingin yang sama dan pada kondisi batas yang sama seperti fluks panas yang diterapkan, konsentrasi nanofluida, laju aliran massa masuk dan suhu yang sama (Naphon & Nakharintr, 2013). Dalam literatur ini, metode jetcooling dapat digunakan untuk mendinginkan CPU komputer. Laju perpindahan panas CPU meningkat seiring dengan peningkatan laju aliran massa dan penurunan diameter nosel dan lebar saluran.

Naphon dkk (2013) telah meneliti yang berkaitan dengan heat sink mini-pin yang menggunakan air laminar dan aliran nanofluida sebagai pendingin untuk mendinginkan CPU. Menggunakan teknik aliran jet (metode aliran paralel) dan menggunakan metode aliran silang tradisional. Secara umum, ditemukan bahwa nanofluida mencapai peningkatan yang signifikan dalam laju perpindahan panas dan bilangan Nusselt sementara penurunan tekanan lebih tinggi dibandingkan dengan pendinginan udara dan air.

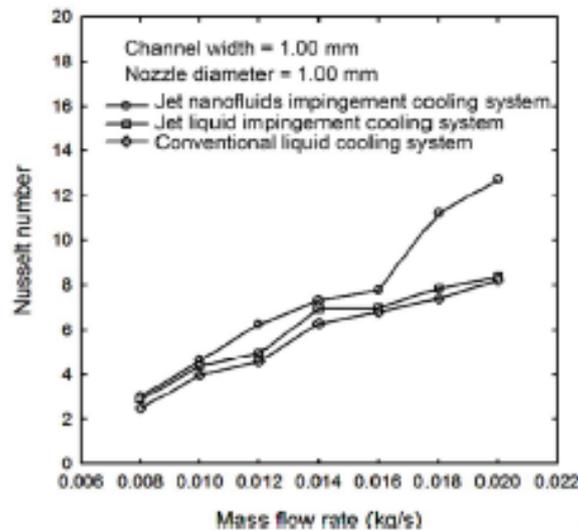
Naphon & Wongwises (2010) menyelidiki perpindahan panas aliran jet dengan memanfaatkan heat sink pin persegi panjang mini, yang terbuat dari tembaga, untuk mendinginkan CPU. Penelitian ini menggunakan air deionisasi sebagai pendingin dan PC diperiksa tanpa beban dan dengan kondisi pengoperasian beban penuh. Mereka menunjukkan bahwa suhu CPU berkurang ketika lebar saluran dan diameter nosel berkurang. Selain itu, penurunan suhu CPU terbesar dan peningkatan konsumsi energi terjadi ketika CPU bekerja dalam kondisi beban penuh. Naphon & Wongwises (2011) melaporkan efek jet nanofluid pada pendinginan CPU dengan memanfaatkan mini-channel HS, Gambar 1.9. Partikel TiO<sub>2</sub> digunakan sebagai pendingin nanofluida. Penggunaan jet nanofluid menurunkan suhu rata-rata CPU masing-masing hampir 3% dan 6,25% dibandingkan dengan air jet dan sistem pendingin konvensional. Hasilnya, bilangan Nusselt untuk nanofluida jet lebih tinggi dibandingkan dua teknik lainnya, air jet dan sistem pendingin air konvensional, Gambar 1.10. Nanofluida dapat menangkap dan mentransfer lebih banyak panas karena konduktivitas termal dan kapasitas termalnya lebih tinggi.

Naphon & Nakharintr (2013) mempelajari pengaruh ketinggian saluran terhadap laju perpindahan panas heat sink sirip persegi panjang mini dengan nanofluida (TiO<sub>2</sub>) dengan aliran laminar. Dalam studi ini, laju perpindahan panas dan bilangan Nusselt meningkat seiring

dengan bertambahnya tinggi saluran. Membandingkan hasil dengan air menunjukkan bahwa laju perpindahan panas dan bilangan Nusselt nanofluida lebih tinggi dibandingkan air. Selain itu, tahanan termal heat sink dengan nanofluid lebih rendah dibandingkan air. Namun, penurunan tekanan nanofluida dan air kira-kira sama dalam penelitian ini.



Gambar 1.9 Jet impingement heat sink untuk pendingin CPU (Naphon & Wongwises, 2010)

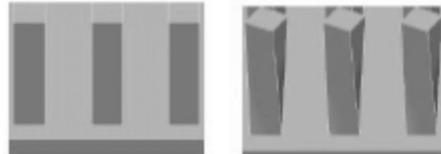


Gambar 1.10 Variasi Nusselt number dengan mass flow rate untuk metode pendinginan yang berbeda (Naphon & Wongwises, 2011)

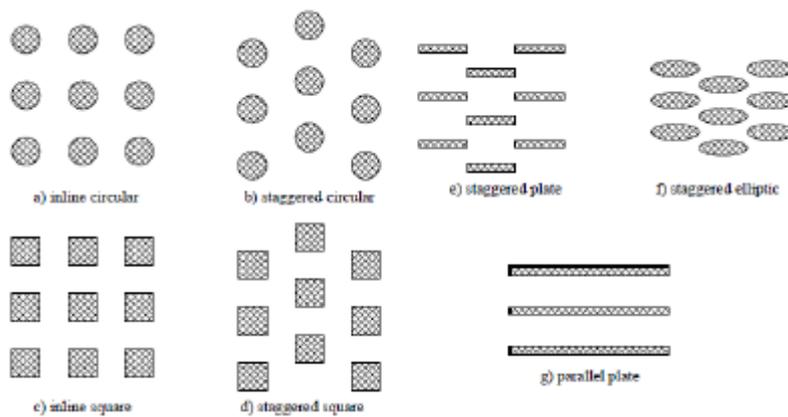
Kesimpulan utama menunjukkan bahwa heat sink dengan pin melingkar memiliki bilangan Nusselt yang lebih besar dan faktor gesekan yang lebih rendah dibandingkan kebanyakan jenis heat sink sirip lainnya seperti sirip pelat, sirip pelat strip, pin elips, dan pin persegi dalam susunan sejajar dan staggered di bawah aliran udara laminar. Namun, pin elips dan sirkular memiliki penurunan tekanan terendah sehingga memerlukan nilai daya pemompaan yang lebih rendah pada kondisi aliran laminar.

Ramesha & Madhusudan (2012) menyelidiki pengaruh profil heat sink pin pada perpindahan panas konveksi paksa laminar. Sirip pin ini, yang berguna untuk aplikasi pendinginan elektronik, berbentuk persegi dengan berbagai sudut serangan arah aliran udara, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1.11. Hasilnya menunjukkan bahwa pin twisted meningkatkan laju perpindahan panas heatsink terutama pada sudut puntir 30°, 45°, dan 60° dengan membandingkan kinerja heatsink sirip pin lurus pada putaran 0°. Selain itu, penurunan tekanan pada pin bengkok pada 30° dan 45° meningkat dan hampir serupa dengan pin lurus.

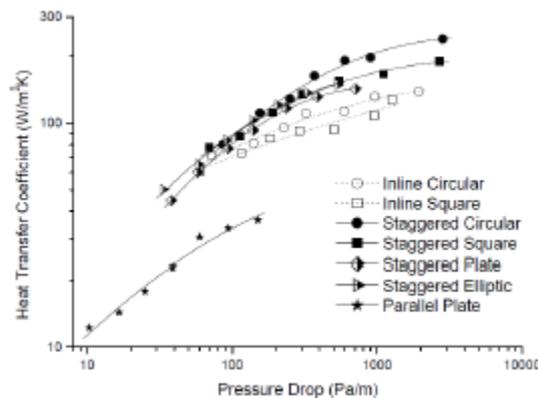
Pengaruh penampang sirip pada perpindahan panas konveksi paksa laminar dan penurunan tekanan telah diteliti oleh (Soodphakdee Denpong, 2001). Bentuk penampang ini adalah sirip pelat, pin melingkar, elips, dan persegi dalam susunan sejajar dan staggered, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1.12, dan sirip ini dapat diterapkan pada chip Integrated Circuit. Temuan tersebut menjelaskan bahwa sirip elips memiliki koefisien perpindahan panas tertinggi pada penurunan tekanan dan nilai daya pemompaan yang lebih rendah. Pada sirip pin melingkar memiliki nilai koefisien perpindahan panas tertinggi, namun tekanan drop dan daya pompa yang lebih besar, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1.13.



Gambar 1.11 Pin heat sink lurus dan twisted (Ramesha & Madhusudan, 2012)



Gambar 1.12 Tipe fin heat sink (Soodphakdee et al., 2001)



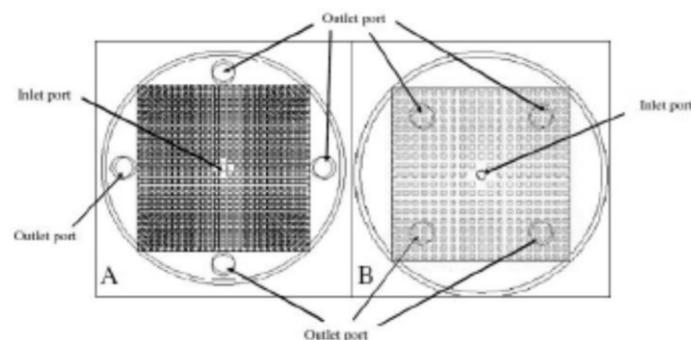
Gambar 1.13 Koefisien perpindahan panas terhadap penurunan tekanan dengan variasi geometri fin (Soodphakdee et al., 2001)

Mohan & Govindarajan (2011) melaporkan perpindahan panas konveksi paksa dan distribusi suhu yang optimal melalui dua jenis heat sink: sirip pelat dan pin, yang memadai untuk CPU. Mereka menemukan bahwa suhu CPU pada unit pendingin menurun ketika ketebalan pelat dasar dan ketebalan sirip meningkat. Jika tembaga dipilih sebagai bahan pelat

dasar daripada aluminium, tahanan termal unit pendingin akan berkurang seperti yang diharapkan, sedangkan unit pendingin akan lebih mahal dan lebih berat dibandingkan jika menggunakan aluminium. Oleh karena itu, penelitian ini menunjukkan kompromi praktis yang harus dicapai antara tahanan termal yang rendah ketika menggunakan tembaga sebagai bahan pelat dasar tapi lebih mahal dan lebih berat, dan tahanan termal yang lebih tinggi untuk aluminium tapi lebih murah dan ringan.

Tabel 1.1 Perbandingan antara plate fin heat sink dan pinned heat sink

Plate fin heat sinks (PFHSs)	Pinned heat sinks (PHSs)
<b>The most widely used in industrial applications</b>	
<b>Air, water and Nanofluids are used to cool different engineering devices</b>	
Simple structure and ease of manufacture	Relatively complex structure and manufacture
Parallel plate fins only	Different type of pin configurations: circular, square, elliptic, strip in in-line and staggered arrays
The intrinsic limitation that the air flow through parallel heat sink channels that is smooth	Act as turbulence promoters lead to break up a boundary layer
The development of a boundary layer easily	Hindering the development of a boundary layer
Limiting the achievable heat transfer rate	Enhancement heat transfer rates
Lower pressure drop and fan power	Greater pressure drop and fan power
Higher the base average temperature	Lower the base average temperature
Higher thermal resistance to some extent	Lower thermal resistance to some extent



Gambar 1.14 Skematik diagram penampang melintang yang berbeda untuk model A and model B (Naphon et al., 2009)

Naphon dkk. (2009 dan 2011) melaporkan dua percobaan menggunakan perpindahan panas paksa dan aliran fluida turbulen untuk PHS persegi mini. Karya pertama mempelajari variabel lebar saluran, yang digunakan untuk CPU, dan pendingin air deionisasi digunakan untuk menjelaskan struktur aliran dan perilaku fluida kerja. Temuan tersebut menjelaskan bahwa pola aliran, distribusi tekanan dan suhu tidak seragam pada unit pendingin mini. Hal ini

karena semua hasil ini bergantung pada kecepatan cairan, yang tidak seragam melalui heat sink. Selain itu, arah dan distribusi kecepatan di daerah masuk mini-heat sink bergantung pada pola aliran cairan di daerah saluran masuk (Naphon et al., 2009). Karya kedua mempelajari pengaruh posisi port outlet pada perpindahan panas aliran jet dan aliran fluida dari dua model, A dan B, yang memiliki empat posisi port outlet berbeda (Naphon et al., 2011), Gambar 1.14. Hasil numerik menunjukkan bahwa kecepatan aliran dan distribusi temperatur fluida pendingin melalui desain kedua (B) secara seragam lebih baik dibandingkan model pertama (A). Ini berarti laju perpindahan panas dan kinerja keseluruhan model kedua (B) lebih tinggi dibandingkan model pertama (A). Dengan demikian, keseragaman distribusi suhu mempunyai pengaruh penting terhadap kinerja termal unit pendingin mini. Berdasarkan tinjauan literatur sebelumnya, kelebihan dan kekurangan utama heatsink sirip pelat dan heatsink pinned ditunjukkan pada Tabel 1.1

### **1.3.3 Plate-Pin Fin Heat Sink (PPFHS) atau Compact Heat Sink (CHS)**

Plate-Pin Fin Heat Sink adalah sejenis heat sink kompak (CHS), seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1.15, terdiri dari beberapa pin di antara sirip pelat dalam susunan sejajar dan staggered. Semakin banyak pin yang ada di antara sirip pelat, pertumbuhan lapisan batas melalui unit pendingin terhambat karena pin bertindak sebagai penghalang. Keuntungan dari heat sink kompak adalah pengurangan suhu CPU dan tahanan termal serta peningkatan bilangan Nusselt, dibandingkan dengan sirip pelat dan pin HS. Namun, pin ini akan menghambat aliran udara, yang menyebabkan penurunan tekanan, dan daya kipas untuk unit pendingin kompak sangat besar dibandingkan dengan sirip pelat dan pin biasa.

Yu et al. (2005) melakukan penyelidikan numerik dan eksperimental terhadap aliran udara termal melalui plate-circular pin fin heat sinks (PCPFHS), yang terdiri dari beberapa sirip pin melingkar di antara sirip pelat. Hasilnya menunjukkan bahwa tahanan termal PCPFHS hampir 30% lebih kecil dibandingkan dengan heat sink sirip pelat (PFHS). Namun, penurunan tekanan PCPFHS jauh lebih tinggi dibandingkan dengan PFHS. Faktor keuntungan kinerja PCPFHS sekitar 20% lebih tinggi dibandingkan PFHS.

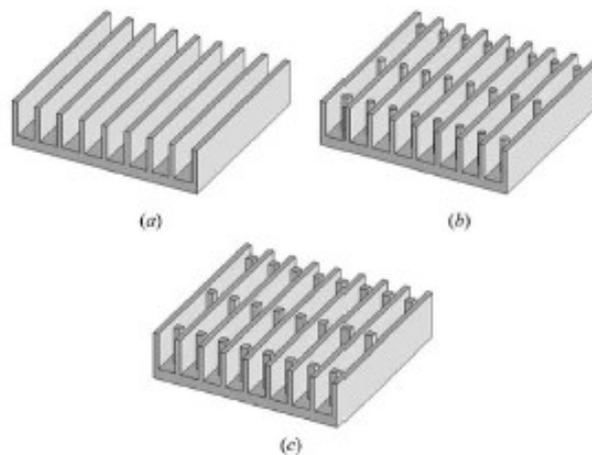
Y. T. Yang & Peng (2009) menghasilkan dua makalah yang berkaitan dengan heat sink kompak. Karakteristik termal dan penurunan tekanan plate-circular pin fin heat sinks (PCPFHS) dalam susunan sejajar dan staggered dipertimbangkan dengan desain pin dengan tinggi campuran, seperti yang ditunjukkan pada Tabel 1.2. Hasilnya menunjukkan bahwa peningkatan angka Nusselt pada PCPFHS lebih dari 30% lebih unggul dibandingkan dengan heat sink sirip pelat (PFHS). Namun, penurunan tekanan PCPFHS hampir 110% lebih tinggi dibandingkan PFHS. Untuk desain array in-line, faktor keuntungannya lebih tinggi dibandingkan model array staggered. Faktor keuntungan Tipe-3 paling tinggi sedangkan Nu terbesar ada pada Tipe-4 (Yang & Peng, 2009a). Laporan kedua Yang & Peng (2009b) membahas pengaruh bentuk dan susunan pin pada karakteristik termal dan hidrolis heat sink kompak yang menggunakan sirip pin melingkar dan persegi di antara sirip pelat. Unit pendingin kompak ini disebut unit plate-circular pin fin heat sinks (PCPFHS) dan unit plate-square pin fin heat sinks (PSPFHS), seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1.15. Temuan menunjukkan bahwa faktor keuntungan PCPFHS mengungguli PSPFHS sekitar 7%. Selain itu,

tahanan termal dan penurunan tekanan PCPFHS masing-masing sekitar 10% dan 90% lebih kecil dibandingkan PSPFHS.

Tabel 1.2 Contoh praktis ukuran heat sink (Yang and Peng, 2009)

Type	The height of pin fins (mm)		
	Pin-1	Pin-2	Pin-3
Type-1	5	5	5
Type-2	5	5	10
Type-3	5	10	10
Type-4	10	10	10

$L = 51 \text{ mm}$ ,  $H = 10 \text{ mm}$ ,  $N = 9$ ,  $t = 1.5 \text{ mm}$ , and  $D = 2 \text{ mm}$ .



Gambar 1.15 Compact heat sink: (a) plate-fin heat sink, (b) plate-circular pin heat sink, dan (c) plate-square heat sink (Yang and Peng, 2009)

Kumar & Bartaria, (2013) menilai karakteristik termal dan penurunan tekanan plate-elliptic pin fin heat sink (PEPFHS), yang berarti beberapa pin elips terdistribusi di antara sirip pelat dalam susunan sejajar dengan tiga radius kecil pin elips yang berbeda. Hasilnya menunjukkan bahwa tahanan termal dan bilangan Nusselt PEPFHS meningkat seiring dengan meningkatnya radius kecil pin elips. Selain itu, angka Nusselt PEPFHS lebih tinggi dibandingkan dengan pin pelat (PFHS) sedangkan penurunan tekanan PFHS lebih rendah dibandingkan PEPFHS.

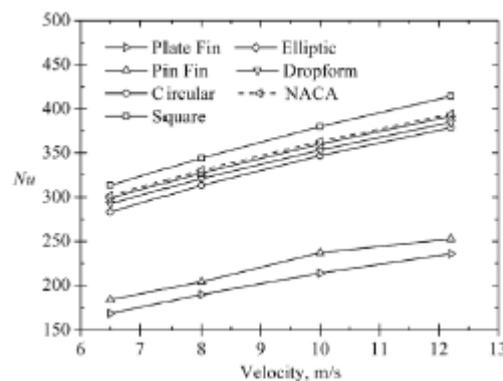
Zhou & Catton (2011) meneliti penggunaan model plat pin fin heat sinks yang lebih berbeda dengan berbagai tipe penampang sirip pin, persegi, lingkaran, elips, profil NACA 0050, dan bentuk drop menurut laporan untuk meningkatkan karakteristik termal dan hidrolis heat sink jenis ini. Data numerik yang diperoleh dari model turbulen  $k-\omega$  seperti yang disediakan dalam program ANSYS CFX-12.1, menggambarkan bahwa PPFHS meningkatkan bilangan Nusselt hingga 85% sementara penurunan tekanan maksimum tercapai sebesar 525% dibandingkan dengan sirip pelat heat sink (PFHS), seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1.16 dan 1.17.

Yuan et al. (2012) menyelidiki karakteristik hidrolis termal dari plate-circular pin fin heat sink (PCPFHS) dalam susunan in-line dan staggered untuk menemukan penerapan potensialnya dalam CPU. Dimensi heat sink dan kondisi batas serupa dengan penelitian

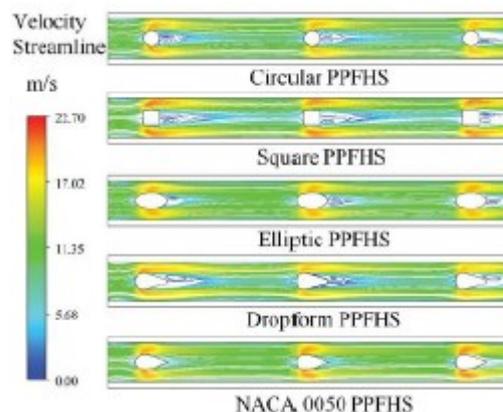
sebelumnya (Yang & Peng, 2009) dengan pin campuran; desain diameter PPFHS ditunjukkan pada Tabel 1.3. Model PCPFHS ini diuji untuk pendinginan CPU desktop dengan daya pemanas kurang dari 60W dan suhu maksimum 85°C. Penurunan tekanan pada PPFHS meningkat sedangkan tahanan termal dan faktor keuntungan akan menurun secara signifikan seiring dengan peningkatan diameter pin dan kecepatan udara. Namun, efek jarak pin dan susunan pin HS kompak ini kurang menonjol.

Tabel 1.3 Kombinasi diameter pin untuk empat tipe PPFHS (Yuan et al., 2012)

Type	Diameter of pin fins (mm)		
	Pin-1	Pin-2	Pin-3
Type-1	1	1	1
Type-2	1	1	2
Type-3	1	2	2
Type-4	2	2	2



Gambar 1.16 Nusselt number untuk compact heat sink dengan variasi kecepatan udara (Zhou & Catton, 2011)

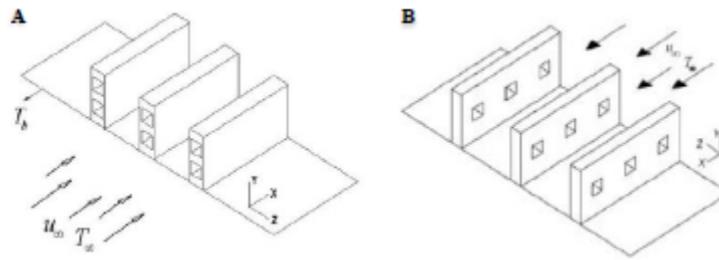


Gambar 1.17 Pola aliran pada  $U_c=10\text{m/s}$ , dalam bidang  $z=8\text{ mm}$  (Zhou & Catton, 2011)

### 1.3.4 Perforated Fin Heat Sink (PFHS)

Sirip Perforated atau berlubang dapat meningkatkan karakteristik termal dan aliran heat sink serta menghilangkan pusaran dan lapisan batas di belakang sirip pelat padat dan heat sink pin. Selain itu, perangkat dengan sirip berlubang ini akan lebih ringan bobotnya dan materialnya (M. R. Shaeri & Yaghoubi, 2009). Perforasi dapat terjadi sepanjang sirip pelat

sebagai saluran kecil (perforasi frontal) Gambar 1.18A, atau pada sisi sirip pelat sebagai perforasi lateral, Gambar 1.18B. Mereka mampu meningkatkan aliran udara termal pada heat sink ini dibandingkan dengan heat sink sirip padat yang setara.



Gambar 1.18 (A) Frontal dan (B) lateral perforated flat plate heat sink (Yaghoubi et al., 2009; Shaeri & Yaghoubi, 2009)

### Fin Heat Sink dengan Perforated Lateral

Bilangan Nusselt dan faktor gesekan sirip pelat berlubang lebih besar dibandingkan sirip padat. Dhanawade et al. (2016) telah menghasilkan tiga penelitian tentang PFHS perforasi lateral. Yang pertama menyelidiki efek lingkaran lateral sirip pelat berlubang pada perpindahan panas konveksi paksa (K. H. Dhanawade & Dhanawade, 2010), dan menemukan bahwa pada tingkat fluks panas rendah hingga  $14000\text{W/m}^2$ , angka Nusselt untuk diameter perforasi 12mm lebih besar dibandingkan dengan diameter perforasi 10mm. Namun pada tingkat fluks panas yang tinggi hingga  $20000\text{W/m}^2$ , bilangan Nusselt terbesar adalah untuk diameter perforasi 10mm.

Ganorkar & Kriplani (2012) menghasilkan penelitian lain yang menjelaskan pengaruh sirip pelat berlubang melingkar lateral terhadap laju perpindahan panas. HS jenis ini digunakan untuk mendinginkan elektronik dan mesin IC seperti trafo gardu induk, catu daya komputer, dan sirip pada radiator mobil. Pengaruh bentuk sirip pelat berlubang lateral terhadap perpindahan panas konveksi paksa dan faktor gesekan ( $f$ ) diselidiki dalam laporan lain oleh Dhanawade dkk. (2014). Data menunjukkan bahwa  $Nu$  dan  $f$  pada sirip berlubang lebih tinggi dibandingkan sirip padat dan meningkat seiring bertambahnya diameter lubang. Efektivitas sirip berlubang persegi, hampir sama dengan sirip berlubang bulat, sedangkan jika dilihat dari faktor gesekannya, sirip berlubang bulat mempunyai nilai yang paling rendah. Dhanawade dkk. (2014) telah mengembangkan penelitian mereka sebelumnya dengan menggunakan metode eksperimental Taguchi untuk desain optimal kinerja termal PFHS berlubang lateral melingkar. Mereka menemukan bahwa parameter yang paling penting adalah  $Re$ , porositas perforasi, dan ketebalan sirip. Tingkat efektivitas tertinggi untuk sirip berlubang hampir 19%, tercatat pada  $Re=87000$ , porositas 0,22, dan ketebalan sirip 5mm. Temuan ini menunjukkan kesesuaian dengan hasil (Ganorkar & Kriplani, 2012).

Berdasarkan studi numerik, beberapa faktor seperti faktor gesekan rata-rata, bilangan Nusselt berdasarkan total luas permukaan basah ( $Nu_T$ ), dan berat sirip berkurang seiring dengan meningkatnya jumlah perforasi. Namun, persentase peningkatan perpindahan panas atau efektivitas sirip menurun secara bertahap dengan jumlah perforasi hingga delapan lubang

dan kemudian peningkatan ini meningkat seiring dengan peningkatan perforasi hingga 50 lubang, menurut penelitian Yaghoubi dkk. (2009) dan (M. R. Shaeri & Yaghoubi, 2009). Mereka menyelidiki karakteristik termal dan aliran udara dari PFHS berlubang persegi lateral pada variabel porositas dalam kondisi aliran udara laminar dan turbulen. Pada kondisi aliran laminar, efektivitas sirip berlubang hampir sama nilainya dengan sirip padat, meskipun nilai perforasinya meningkat, sedangkan untuk aliran turbulen, laju perpindahan panas meningkat seiring bertambahnya jumlah perforasi.

### **Plate Fins dengan Perforation Longitudinal (Frontal)**

Karakteristik termal dan hidraulik HS sirip pelat berlubang masih diteliti secara numerik dengan aliran udara laminar dan turbulen; belum diteliti secara eksperimental. Standar  $k-\epsilon$  atau model RNG digunakan dalam literatur berikut untuk menyelesaikan persamaan. Demikian pula dengan sirip pelat perforasi lateral, gaya hambat total (tarikan gesekan dan tekanan), bilangan Nusselt berdasarkan total luas permukaan basah ( $Nu_T$ ) dan berat sirip berkurang seiring dengan bertambahnya jumlah perforasi memanjang sepanjang sirip pelat. Efektivitas sirip ditingkatkan melalui perforasi ini, yang meringankan zona resirkulasi yang berada di belakang sirip pelat untuk aliran udara laminar dan turbulen. Misalnya, Shaeri & rekan (2009 dan 2012) telah mempresentasikan karya terkait PFHS berlubang dengan adanya aliran udara laminar dan turbulen.

Pengaruh jumlah perforasi dengan variabel porositas terhadap laju perpindahan panas dan aliran udara laminar telah diselidiki oleh Shaeri & Yaghoubi (2009). Data numerik menjelaskan bahwa rata-rata koefisien gesekan, penurunan tekanan, rata-rata bilangan Nusselt ( $Nu_T$ ) dan berat sirip mengalami penurunan, namun efektivitas sirip perforasi meningkat seiring dengan bertambahnya jumlah perforasi. Sirip pelat berlubang mengurangi bentuk dan ukuran zona resirkulasi (wave) di belakang sirip dibandingkan dengan sirip padat. Pengaruh ukuran dan jumlah perforasi pelat datar dengan porositas yang sama terhadap kinerja termal dan aliran udara laminar telah dipelajari oleh (Mohammad Reza Shaeri & Jen, 2012). Hasilnya menggambarkan bahwa hambatan total, gesekan dan tekanan hampir konstan untuk semua jenis sirip berlubang dan padat karena aliran udara memiliki kecepatan rendah di dalam lubang tersebut. Sebaliknya, panjang termal entrance (jarak lapisan batas termal di dalam perforasi) lebih kecil dengan jumlah perforasi yang lebih banyak dibandingkan dengan jumlah perforasi yang lebih kecil, yang berarti laju perpindahan panas sirip dengan jumlah perforasi yang lebih sedikit (dengan ukuran perforasi yang besar) meningkat sekitar 80% dibandingkan dengan sirip padat.

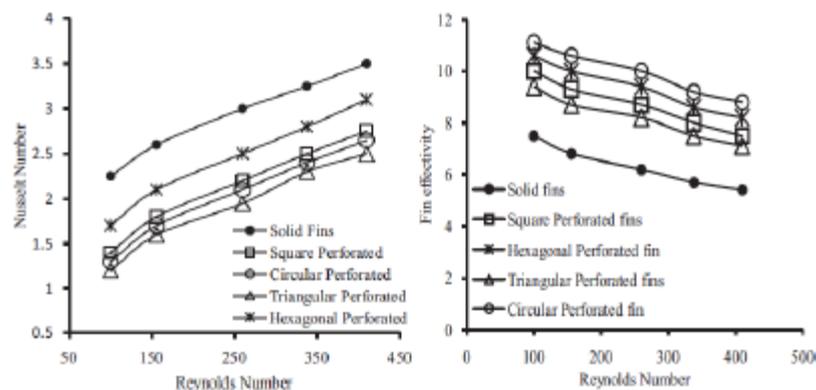
Shaeri & Yaghoubi (2009) telah meneliti pengaruh perforasi dengan variabel porositas pada sirip pelat berlubang terhadap laju perpindahan panas dan aliran udara turbulen. Hasilnya menunjukkan bahwa meningkatnya jumlah perforasi mempengaruhi: ukuran gelombang yang terbentuk di belakang sirip; panjang zona resirkulasi di sekitar permukaan lateral sirip; hambatan total; koefisien gesekan; dan berat sirip berkurang. Efektivitas sirip dari sirip berlubang dengan tiga lubang hampir 65% lebih tinggi dibandingkan dengan sirip padat. Di sisi lain, Shaeri & Jen (2012) melaporkan pengaruh ukuran dan jumlah perforasi untuk porositas yang sama terhadap kinerja termal dan tingkat aliran fluida turbulen. Hasil penelitian membuktikan bahwa gaya hambat gesek sirip berlubang lebih tinggi namun gaya hambat

tekanan dan gaya hambat total sirip berlubang lebih kecil dibandingkan sirip padat. Selain itu, efektivitas sirip meningkat seiring dengan meningkatnya jumlah perforasi; dengan kata lain, laju perpindahan panas meningkat seiring dengan penurunan ukuran perforasi pada porositas konstan.

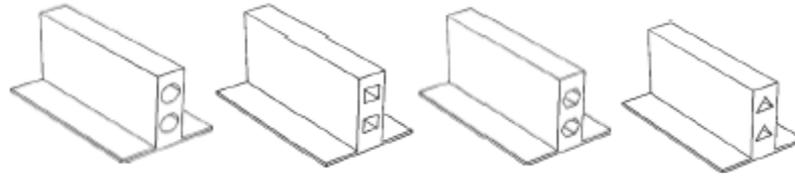
### Pengaruh Bentuk Perforasi yang Berbeda

Efek dari perforasi melingkar dan persegi di sepanjang sirip pelat terhadap kinerja aliran udara termal dan turbulen telah dipertimbangkan oleh (Ismail, 2013). Hasilnya menunjukkan bahwa laju perpindahan panas sirip berlubang hampir sama untuk sirip berlubang lingkaran dan persegi, sedangkan penurunan tekanan lebih rendah untuk sirip berlubang melingkar. Selain itu, seiring bertambahnya jumlah perforasi dari dua menjadi tiga, efektivitas sirip hampir sama namun penurunan tekanan menurun. Ismail et al. (2014) telah mengembangkan penelitian ini dengan mempertimbangkan lebih banyak bentuk perforasi dalam penyelidikan efek bentuk perforasi pada kinerja termal dan hidrolis dalam aliran udara laminar dan turbulen. Bentuk perforasi berbentuk lingkaran, persegi, segitiga, dan heksagonal mempunyai luas permukaan yang sama, seperti terlihat pada Gambar 1.20. Umumnya, hasilnya sama untuk aliran udara laminar dan turbulen. Perforasi heksagonal dan melingkar memiliki peningkatan kinerja perpindahan panas yang lebih tinggi dan koefisien drag tekanan yang lebih rendah dibandingkan perforasi bentuk yang lain, Gambar 1.19.

Ismail dkk. (2014) juga meneliti efek bentuk sirip berlubang lateral dengan jumlah dan bentuk perforasi lateral, melingkar, persegi, segitiga, dan heksagonal, pada aliran udara turbulen terhadap perpindahan panas. Aliran turbulen  $k-\omega$  yang dimodifikasi berbasis RANS telah dipertimbangkan. Hasilnya menunjukkan bahwa bentuk perforasi memiliki peran penting dalam meningkatkan pendinginan dan kinerja hidrolis. Namun, sirip berlubang heksagonal memiliki efektivitas yang terbesar dan peningkatan kinerja perpindahan panas. Seperti yang ditunjukkan sebelumnya, sirip padat memiliki bilangan Nusselt,  $Nu_T$ , dan maksimum koefisien gesekan terbesar dan ini menurun seiring bertambahnya jumlah perforasi.



Gambar 1.19 Nusselt number dan efisiensi fin dengan variasi tipe fin (Ismail, 2013)

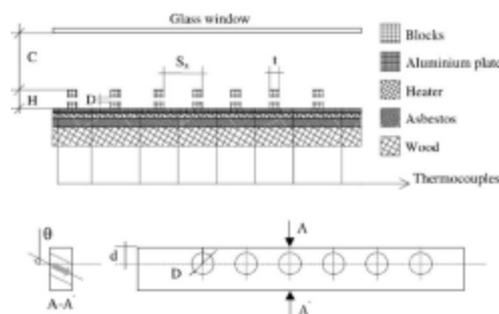


Gambar 1.20 Berbagai jenis heat sink berlubang: circular, square, hexagonal, dan triangular (Ismail et al., 2013)

### Rib dan Balok Berlubang sebagai Sirip

Perpindahan panas konveksi paksa turbulen dan gesekan pada baffle tunggal yang memiliki perforasi pada posisi berbeda, ukuran berbeda, dan dengan orientasi miring di dalam saluran persegi panjang telah diselidiki oleh Dutta (1998). Hasilnya menunjukkan bahwa angka Nusselt lokal dan rata-rata meningkat ketika sudut orientasi baffle dan ukuran baffle meningkat, dan dengan penurunan jumlah perforasi. Dilihat dari posisi baffle, bila terletak di awal sumber panas maka bilangan Nusseltnya lebih tinggi dibandingkan dengan baffle yang diletakkan jauh dari sumber panas. Selain itu, rasio faktor gesekan menurun seiring dengan berkurangnya sudut baffle dan kepadatan perforasi meningkat.

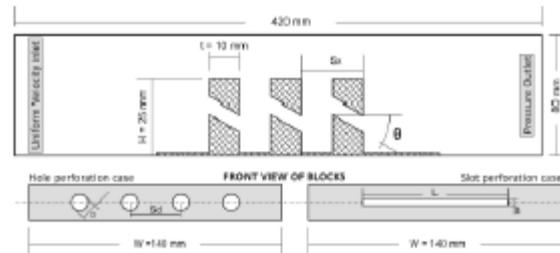
Sara et al. (2001) telah menghasilkan dua karya yang berkaitan dengan balok padat dan berlubang, yang digunakan dalam banyak aplikasi praktis. Pekerjaan ini difokuskan pada efisiensi kinerja termal dari jenis blok berlubang dengan aliran udara turbulen, Gambar 1.21. Hasilnya menunjukkan bahwa efisiensi kinerja dan bilangan Nusselt balok berlubang lebih besar dibandingkan balok padat dan meningkat hampir 30%-60% seiring dengan meningkatnya sudut kemiringan perforasi, rasio area terbuka perforasi, dan diameter perforasi. Selain itu, faktor gesekan dan penurunan tekanan pada balok berlubang lebih rendah dibandingkan balok padat. Oleh karena itu, kinerja energi yang diperoleh dari blok berlubang dibandingkan dengan blok padat mencapai hampir 77% karena peningkatan bilangan Nusselt dan berkurangnya penurunan tekanan dari blok berlubang.



Gambar 1.21 Instalasi pengujian block berlubang (Sara et al., 2001)

Khoshnevis et al. (2009) mempelajari efek rib berlubang melingkar dengan berbagai sudut serangan terhadap arah aliran pada aliran udara termal dari heat sink di dalam kanal persegi panjang. Namun, efek dari dua jenis perforasi, rib dengan lubang circular dan lubang slot ditunjukkan pada Gambar 1.22, dilaporkan dalam penelitian lain oleh (A. Khoshnevis et al., 2009). Angka Nusselt meningkat seiring dengan meningkatnya sudut kemiringan perforasi,

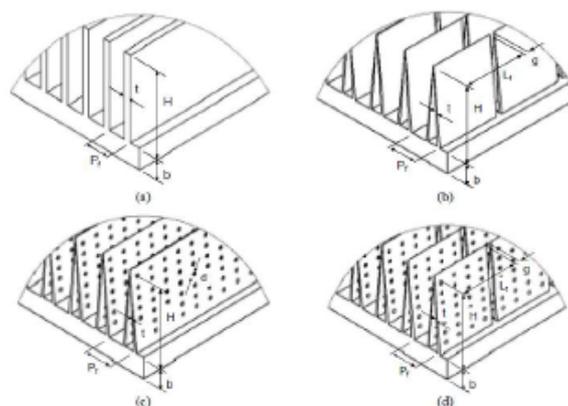
diameter perforasi, dan rasio area terbuka perforasi. Selain itu, penurunan tekanan berkurang dengan bertambahnya diameter perforasi dan rasio area terbuka, namun tidak dipengaruhi oleh sudut kemiringan perforasi. Secara umum, bilangan Nusselt dan penurunan tekanan pada rib berlubang sedikit meningkat dibandingkan rib ber-slot dengan rasio area terbuka yang sama.



Gambar 1.22 Sudut perforasi dan celah pada blok persegi panjang terhadap arah aliran (Khoshnevis et al., 2009)

### Perforated Folded Fin Heat Sinks (PFFHS)

Tahanan termal dari beberapa heat sink sirip lipat segitiga diselidiki oleh Jia et al. (2007). Jenis siripnya adalah: sirip pelat ekstrusi (model a), sirip celah lipat (model b), sirip lipat berlubang (model c), dan sirip celah lipat berlubang (model d), seperti ditunjukkan pada Gambar 1.23, dan diuji kondisi batas yang sama seperti fluks panas yang diterapkan, kecepatan udara masuk, dan suhu udara masuk. Hasil percobaan menunjukkan bahwa tahanan termal dari desain sirip lipat segitiga baru (model b, c, dan d) lebih unggul dibandingkan sirip pelat tradisional (model a). Yang paling efektif untuk aplikasi pada perangkat elektronik berdaya tinggi adalah model heat sink sirip lipat celah (model b) dan/atau sirip lipat celah berlubang (model d). Tahanan termal dari sirip terlipat celah (model b) dan celah terlipat berlubang sirip (model d) masing-masing hampir 18% dan 20% lebih kecil dibandingkan heat sink sirip pelat konvensional (model) dengan daya kipas sama. Selain itu, kinerja pendinginan heat sink ini sangat bergantung pada peningkatan tinggi sirip, jumlah celah untuk sirip terlipat celah berlubang, penurunan jarak sirip, dan bilangan Reynolds.



Gambar 1.23 Berbagai desain heat sink sirip terlipat: a) Extruded plate fin, (b) Slit folded fin, (c) Perforated folded fin, (d) Perforated slit (Jia et al., 2007)

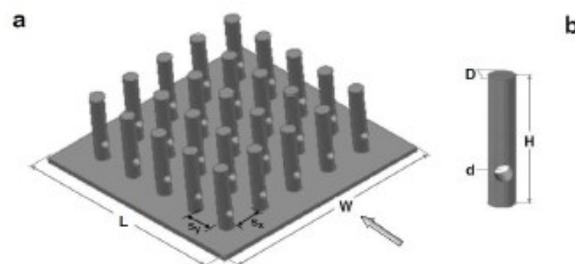
## Perforated Pinned Heat Sinks (PPHS)

Relatif sedikit penelitian yang mempertimbangkan pengaruh perforasi terhadap perpindahan panas dan penurunan tekanan pada heat sink pin (PPHS), yang ditunjukkan pada Gambar 1.24 yang diteliti secara eksperimental. PHS berlubang ini dapat diklasifikasikan menjadi dua jenis, perforasi tunggal dan ganda.

- **Single Perforated Pinned HS**

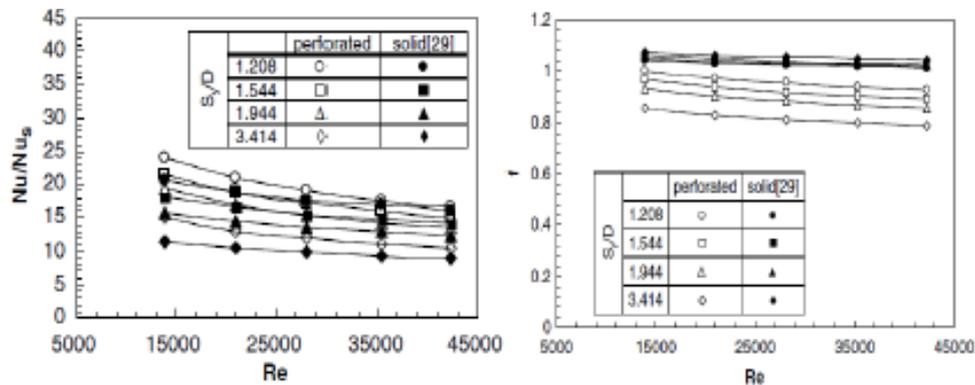
PHS dengan hanya satu perforasi disebut PHS berlubang tunggal. Efek dari heat sink berpenampang persegi dan lingkaran dengan pin berlubang dalam susunan in-line telah diteliti oleh Sahin & Demir (2008a dan 2008b), sementara (Dhumne & Farkade, 2013) mempertimbangkan efek dari susunan staggered pin heat sink berlubang berpenampang lingkaran. Berbagai parameter dengan bilangan Reynolds, seperti aliran udara turbulen, rasio jarak bebas ( $C/H$ ) dan rasio jarak antar sirip (jarak aliran) dalam arah aliran, dipelajari dalam tiga laporan ini untuk menyelidiki bilangan Nusselt dan penurunan tekanan dari PHS berlubang dimana  $C$  adalah jarak dari ujung pin ke permukaan atas terowongan angin, dan  $H$  adalah tinggi pin. Selain itu, perforasi ini hanya berupa perforasi melingkar tunggal yang terletak di dekat bagian bawah sirip. Studi-studi ini secara konsisten menemukan bahwa perforasi tunggal menyebabkan peningkatan bilangan Nusselt dan pengurangan penurunan tekanan dibandingkan dengan sistem pin padat yang setara, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1.25.

Sahin & Demir (2008a) telah menemukan bahwa peningkatan efisiensi PHS berlubang berpenampang persegi bervariasi antara 1,1 dan 1,9, sedangkan peningkatan efisiensi PHS berlubang dengan penampang melingkar adalah yang tertinggi, bervariasi dari 1,4 menjadi 2,6 tergantung pada rasio jarak antar sirip dan rasio jarak bebas (Sahin & Demir, 2008b). Selain itu, angka Nusselt yang diproyeksikan,  $Nu_p$ , ditingkatkan dan faktor gesekan meningkat ketika rasio jarak bebas ( $C/H$ ) dan jarak streamwise dikurangi. Dapat disimpulkan bahwa hasil utama dari desain ini adalah aliran jet yang terlokalisasi melalui perforasi meningkatkan perpindahan panas lokal dengan mengurangi zona resirkulasi yang terbentuk di belakang pin padat, dan meningkatkan pencampuran geser untuk meningkatkan aliran udara termal dan mengurangi penurunan tekanan melalui PHS berlubang. Untuk memilih desain yang optimal, digunakan desain metode eksperimental Taguchi dalam penelitian ini dengan memanfaatkan paket perangkat lunak ANOVA-TM untuk mengevaluasi pengaruh setiap parameter terhadap kriteria optimasi. Desain optimal terjadi pada tinggi pin dan pitch adalah 50mm dan 3,417, masing-masing pada  $Re=42000$  (Sahin & Demir, 2008).



Gambar 1.24: (a) Tampilan perspektif penukar panas dan konfigurasi pin berlubang tunggal (b) Tampilan bagian unit pemanas dan rakitan model yang diuji (Sahin & Demir, 2008b)

Seperti yang ditunjukkan dalam tiga laporan sebelumnya, unit PHS berlubang dapat digunakan untuk aplikasi pertukaran panas yang besar dengan dimensi unit pendingin adalah  $250 \times 250 \text{ mm}$ , dan rasio aspek tinggi terhadap diameter,  $H/d$ , lebih besar dari empat. Namun, sulit untuk menerapkan ukuran PHS berlubang ini untuk sistem elektronik pendingin karena keterbatasan ukuran sistem ini. Oleh karena itu, desain heatsink berlubang mini diperlukan untuk meningkatkan laju perpindahan panas dan pada saat yang sama mengurangi konsumsi daya kipas untuk menggerakkan udara melalui PHS, dan hal ini menghasilkan manfaat yang diinginkan yaitu mengurangi suhu unit pendingin CPU dalam hal ukuran unit pendingin tetap.



Gambar 1.25 Variasi bilangan nusselt dan faktor gesekan untuk single perforated pin fins (Sahin & Demir, 2008b)

## Bab 2. Finned Surface

### 2.1 Gambaran umum Finned Surface

Heat exchanger tubular dan tipe pelat merupakan heat exchanger yang mengutamakan permukaan dasar, kecuali penukar shell-and-tube dengan pipa bersirip rendah. Efektivitasnya biasanya 60% atau lebih rendah, dan kerapatan luas permukaan perpindahan panas biasanya kurang dari  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  ( $213 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$ ). Dalam beberapa aplikasi, efektivitas penukar yang jauh lebih tinggi (hingga sekitar 98%) sangat penting, dengan volume dan massa yang dibatasi sehingga diperlukan permukaan yang jauh lebih kompak.

Selain itu, dalam penukar panas dengan gas atau cairan, koefisien perpindahan panasnya cukup rendah pada satu atau kedua sisi fluida. Hal ini mengakibatkan kebutuhan luas permukaan perpindahan panas yang besar. Salah satu metode paling umum untuk meningkatkan luas permukaan dan kekompakannya adalah dengan menambahkan permukaan extended (sirip) dan menggunakan sirip dengan kepadatan sirip (fin frekuensi, sirip/m) setinggi mungkin pada satu atau kedua sisi fluida, tergantung pada persyaratan desain.

Penambahan sirip dapat meningkatkan luas permukaan sebesar 5 hingga 12 kali lipat luas permukaan primer secara umum, tergantung pada desainnya. Penukar yang dihasilkan adalah disebut sebagai extended surface. Area aliran ditingkatkan dengan penggunaan bahan yang tipis dan ukuran inti yang sesuai. Koefisien perpindahan panas extended surface mungkin lebih tinggi atau lebih rendah dibandingkan pada permukaan yang tidak bersirip. Misalnya saja sirip interrupted (strip, louver, dll.) memberikan peningkatan luas dan peningkatan koefisien perpindahan panas, sedangkan sirip bagian dalam pipa menambah luas permukaan sisi pipa namun dapat mengakibatkan sedikit penurunan koefisien perpindahan panas, tergantung pada jarak sirip.

Umumnya, meningkatkan kepadatan sirip mengurangi koefisien perpindahan panas yang terkait dengan sirip. Pengganggu aliran (seperti pada sirip strip offset, sirip louvered, dll.) dapat meningkatkan koefisien perpindahan panas dua hingga empat kali lipat dari permukaan sirip polos (belum dipotong). Geometri plate-fin dan tube-fin adalah dua jenis panas permukaan yang diperluas yang paling umum.

### 2.2 Jenis dan kegunaan Finned Surface

#### 2.2.1 Plate-Fin Heat Exchangers

Konstruksi sirip pelat umumnya digunakan dalam aplikasi heat exchanger perubahan gas-ke-gas atau gas-ke-fasa dimana koefisien transfer panasnya rendah atau diperlukan efektivitas penukar yang sangat tinggi. Menawarkan kepadatan luas permukaan yang tinggi sampai sekitar  $6000 \text{ m}^2/\text{m}^3$  dan cukup fleksibel. Ketinggian lintasan pada setiap sisi fluida dapat dengan mudah divariasikan dan sirip yang berbeda dapat digunakan di antara pelat untuk aplikasi yang berbeda. Di setiap sisi fluida, ketebalan sirip dan jumlah sirip dapat divariasikan secara mandiri. Jika sirip bergelombang (seperti sirip segitiga polos, kisi-kisi, berlubang, atau bergelombang) digunakan, sirip dapat dibuat mampat atau diregangkan untuk memvariasikan tinggi sirip, sehingga memberikan fleksibilitas tambahan. Sirip setiap sisi fluida dapat dengan mudah diatur sedemikian rupa sehingga pengaturan aliran secara keseluruhan dua fluida dapat menghasilkan aliran silang, aliran balik, atau aliran paralel. Bahkan pembuatan penukar sirip

pelat multistream relatif mudah dengan desain header inlet dan outlet yang tepat untuk setiap fluida.

Penukar sirip pelat umumnya dirancang untuk aplikasi tekanan rendah, dengan pengoperasian tekanan dibatasi sekitar 1000 kPa gauge (150 psig). Namun, sirip pelat kriogenik penukar dirancang untuk tekanan operasi 8300 kPa (1200 psig). Dengan teknologi manufaktur modern, penukar dapat dirancang untuk tekanan yang sangat tinggi. Misalnya, pendingin gas untuk sistem AC otomotif dengan CO<sub>2</sub> sebagai pendinginnya, tekanan operasi 12,5 hingga 15,0MPa (1800 hingga 2200 psig). Pengoperasian maksimal suhu dibatasi oleh jenis ikatan sirip ke pelat dan bahan yang digunakan. Penukar sirip pelat telah dirancang dari suhu operasi kriogenik rendah -200oC hingga sekitar 800oC. Fouling umumnya tidak menjadi masalah yang parah dengan gas seperti halnya dengan cairan. Penukar sirip pelat umumnya tidak dirancang untuk aplikasi yang melibatkan pengotoran berat karena tidak ada metode yang mudah untuk membersihkannya kecuali dapat digunakan pembersih kimia. Jika penukar terbuat dari modul kecil (ditumpuk sesuai arah tinggi, lebar, dan panjang), dan jika dapat dibersihkan dengan deterjen, pancaran udara bertekanan tinggi, atau dengan memanggangnya dalam oven (seperti dalam industri kertas exchanger), dapat dirancang untuk aplikasi yang mempunyai banyak fouling. Cairan kontaminasi (pencampuran) umumnya tidak menjadi masalah pada penukar sirip pelat karena memang tidak ada kebocoran cairan dari satu sisi fluida penukar ke sisi lainnya.

Pemilihan permukaan sirip tergantung pada suhu pengoperasian, dengan referensi pengikatan sirip ke pelat atau pipa dan pilihan bahan. Untuk suhu rendah, sambungan mekanis, atau penyolderan atau pematiran mungkin memadai. Sirip bisa terbuat dari tembaga, kuningan, atau aluminium, sehingga menjaga efisiensi sirip tetap tinggi. Untuk suhu tinggi, hanya teknik mematri dan pengelasan khusus yang dapat digunakan. Baja tahan karat dan paduan mahal lainnya dapat digunakan untuk membuat sirip tetapi dengan kemungkinan efisiensi sirip yang lebih rendah, karena konduktivitas termalnya yang relatif lebih rendah kecuali jika dilakukan pemilihan tinggi sirip yang lebih optimal. Akibatnya, permukaan berperforma tinggi mungkin cocok dipilih untuk mengimbangi potensi penurunan efisiensi sirip kecuali jika tinggi sirip sesuai terpilih. Pematerian memerlukan tambahan modal dan biaya pemeliharaan tungku pematiran, biaya mematri, dan keahlian proses (R. K. Shah & Sekulic, 2003).

Biaya merupakan faktor yang sangat penting dalam pemilihan jenis konstruksi exchanger. Permukaan sirip pelat secara umum lebih murah dibandingkan permukaan pipa bersirip per unit luas permukaan perpindahan panas. Di sebagian besar aplikasi, kadang pelanggan tidak memilih yang berkinerja tinggi permukaan, melainkan yang paling murah, jika dapat memenuhi kriteria kinerja dalam batasan yang ditentukan. Misalnya, jika permukaan sirip polos dapat melakukan pekerjaan aplikasi tertentu, permukaan sirip louver atau strip offset berperforma lebih tinggi tidak digunakan karena biaya pembuatannya lebih mahal.

Sirip Permukaan Polos. Permukaan ini berupa sirip lurus yang tidak terputus (tidak dipotong) di arah aliran fluida. Meskipun jalur berbentuk segitiga dan persegi panjang lebih umum, bentuk kompleks apa pun yang diinginkan dapat dibentuk, bergantung pada cara bahan sirip dilipat. Meskipun sirip segitiga (bergelombang) lebih murah, dapat diproduksi dengan kecepatan lebih cepat, dan memiliki fleksibilitas tambahan karena dapat disesuaikan tinggi sirip, secara umum strukturnya tidak sekuat sirip persegi panjang untuk ukuran lintasan dan

ketebalan sirip yang sama. Sirip segitiga bisa dibuat masuk kepadatan sirip sangat rendah hingga sangat tinggi [40 hingga 2400 sirip/m].

Sirip polos digunakan dalam aplikasi dimana penurunan tekanan yang diijinkan rendah dan permukaan terputus yang ditambah tidak dapat memenuhi persyaratan  $dP$  desain yang diizinkan untuk area frontal tetap yang diinginkan. Selain itu, sirip polos lebih disukai untuk bilangan Reynolds yang sangat rendah. Hal ini dikarenakan dengan sirip terputus, pada saat aliran mendekati fully developed pada  $Re$  yang begitu rendah, keuntungan dari nilai  $h$  yang tinggi dari sirip yang terputus adalah berkurang sementara biaya tetap tinggi, karena adanya interupsi. Sirip polos juga lebih disukai untuk aplikasi bilangan Reynolds tinggi di mana  $dP$  untuk sirip terputus menjadi terlalu tinggi.

### **Sirip Permukaan Bergelombang**

Permukaan ini juga memiliki permukaan yang tidak dipotong searah aliran, dan memiliki bentuk penampang yang serupa dengan permukaan polos (lihat Gambar 1.29c). Namun, siripnya bergelombang mengikuti arah aliran, sedangkan sirip polos lurus mengikuti arus. Bentuk gelombang pada arah aliran memberikan interupsi yang efektif pada aliran dan menginduksi aliran yang sangat kompleks. Augmentasi ini disebabkan oleh pusaran Gortler, yang terbentuk ketika fluida melewati permukaan gelombang cekung. Hal ini berlawanan dengan arah yang pusaran vortex, yang menghasilkan pola seperti pembuka botol. Koefisien perpindahan panas untuk sirip bergelombang lebih tinggi dibandingkan sirip biasa yang setara. Namun, koefisien perpindahan panas untuk sirip bergelombang lebih rendah dibandingkan untuk sirip terputus seperti offset atau louver (kisi-kisi) sirip. Karena tidak ada potongan di permukaan, sirip bergelombang digunakan dalam aplikasi dimana sirip yang patah mungkin berpotensi menimbulkan masalah pengotoran atau penyumbatan terhadap partikulat, membekukan kelembapan, menjembatani kisi-kisi akibat kondensasi, dan sebagainya.

### **Sirip Strip Offset.**

Merupakan salah satu geometri sirip yang disempurnakan yang paling banyak digunakan pada penukar panas sirip pelat. Siripnya berbentuk persegi panjang dan dipotong menjadi potongan-potongan kecil. Setiap strip alternatif digeser (offset) sekitar 50% nada sirip dalam arah melintang. Selain jarak sirip dan tinggi sirip, variabel utama adalah ketebalan sirip dan panjang strip pada arah aliran. Koefisien transfer panas untuk sirip strip offset adalah 1,5 hingga 4 kali lebih tinggi dibandingkan geometri sirip biasa. Faktor gesekan yang terkait juga tinggi. Perbandingan  $j/f$  untuk sirip offset strip dibanding  $j/f$  untuk sirip polos adalah sekitar 80%. Jika dirancang dengan benar, penukar panas sirip strip offset akan memerlukan luas permukaan perpindahan panas yang jauh lebih rendah daripada luas permukaan perpindahan panas sirip polos di  $dP$  yang sama. Peningkatan perpindahan panas untuk sirip strip offset disebabkan terutama dengan pembangunan kembali lapisan batas laminar untuk  $Re$  10.000. Namun, di  $Re$  yang lebih tinggi, ia bertindak sebagai permukaan kasar (nilai konstan  $f$  dengan penurunan  $j$  untuk meningkatkan  $Re$ ).

Sirip strip offset digunakan dalam kisaran  $Re$  500 hingga 10.000, dimana peningkatan di atas sirip polos jauh lebih tinggi. Untuk perpindahan panas dan persyaratan tekanan jatuh tertentu, sirip strip offset memerlukan area depan yang agak lebih tinggi daripada sirip polos,

tetapi panjang aliran lebih pendek dan volume keseluruhan lebih rendah. Sirip strip offset digunakan secara luas oleh industri dirgantara, kriogenik, dan banyak industri lainnya yang diperlukan kinerja perpindahan panas lebih tinggi.

### **Sirip Louver**

Kisi-kisi dibentuk dengan memotong logam dan memutar, menekuk, atau mendorong keluar elemen yang dipotong dari bidang logam dasar. Louver dapat dibuat dalam berbagai bentuk dan susunan. Ukuran sirip louver umumnya lebih tipis dari sirip strip offset. Louver pitch (juga disebut sebagai lebar louver), sudut kisi-kisi, jarak sirip dan tinggi sirip adalah parameter geometris yang penting untuk perpindahan panas permukaan dan karakteristik gesekan aliran. Pada tingkat absolut, faktor  $j$  lebih tinggi untuk sirip louver dibandingkan sirip strip offset di bilangan Reynolds yang sama, tetapi faktor  $f$ -nya lebih tinggi daripada geometri sirip strip offset. Karena sirip louver berbentuk segitiga (atau bergelombang), umumnya tidak sekuat sirip strip offset. Sirip terakhir memiliki area datar yang relatif besar untuk memberikan kekuatan patri. Sirip louver mungkin memiliki potensi pengotoran yang sedikit lebih tinggi dibandingkan sirip strip offset. Sirip Louver dapat digunakan untuk produksi massal teknologi berkecepatan tinggi, dan sebagai hasilnya, lebih murah dibandingkan sirip strip offset dan sirip interupsi lainnya bila diproduksi dalam jumlah yang sangat besar. Jarak sirip yang diinginkan dapat dicapai dengan memadatkan atau meregangkan sirip. Oleh karena itu memungkinkan beberapa fleksibilitas dalam jarak sirip tanpa perubahan alat dan cetakan. Fleksibilitas ini tidak dimungkinkan dengan sirip strip offset.

Berbagai macam kinerja dapat dicapai dengan memvariasikan sudut kisi-kisi, lebar, dan bentuk. Kisaran bilangan Reynolds operasi adalah 100 hingga 5000, tergantung pada jenisnya geometri louver digunakan. Sirip multilouver modern memiliki koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi dibandingkan dengan sirip strip offset, namun dengan rasio  $j/f$  yang lebih rendah. Namun, itu kinerja penukar sirip multilouver yang dirancang dengan baik dapat mendekati kinerja offset penukar strip, mungkin dengan peningkatan kekompakan permukaan dan pengurangan biaya produksi. Sirip multilouver

### **Sirip berlubang**

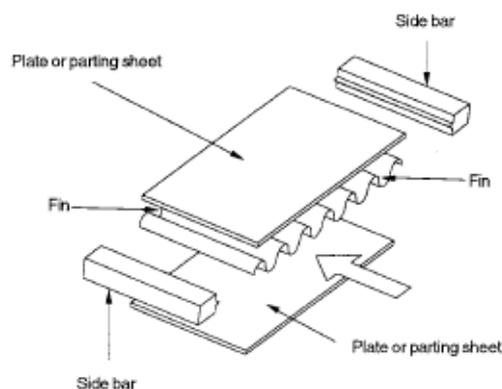
Sirip berlubang memiliki lubang berbentuk bulat atau persegi panjang dengan ukuran, bentuk, dan jarak memanjang dan melintang sebagai variabel perforasi utama. Sirip berlubang memiliki saluran berbentuk segitiga atau persegi panjang. Saat digunakan sebagai permukaan sirip pelat, umumnya dibrazing. Lubang-lubang tersebut mengganggu aliran dan meningkatkan  $h$ , namun luas permukaan juga berkurang. Sirip berlubang kini hanya digunakan dalam sejumlah aplikasi terbatas. Mereka digunakan sebagai turbulator dalam pendingin oli untuk mencampur oli kental, atau sebagai sirip dengan  $DP$  tinggi untuk memperbaiki distribusi aliran. Sirip berlubang pernah digunakan dalam penguapan cairan kriogenik pada penukar pemisahan udara, namun sirip strip offset kini telah menggantikannya.

## Sirip Pin

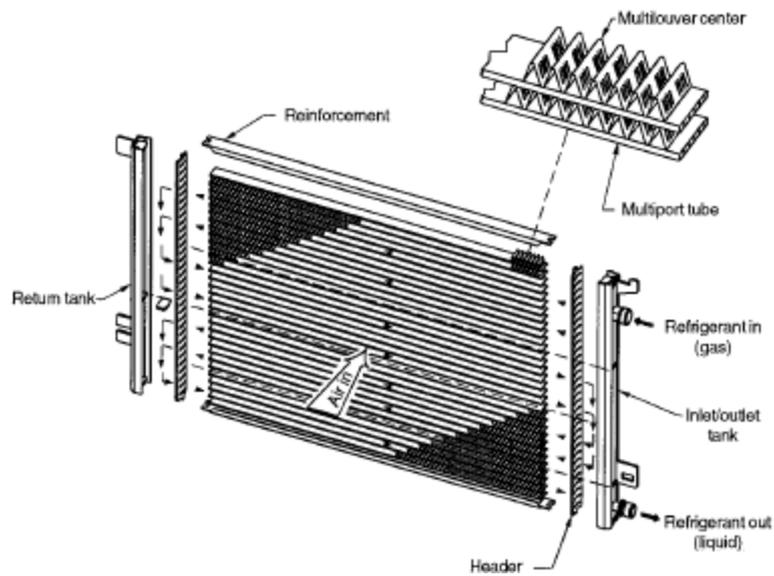
Dapat diproduksi dengan kecepatan sangat tinggi secara terus menerus dengan diameter kawat yang tepat. Setelah kawat dibentuk menjadi lintasan persegi panjang (misalnya sirip polos persegi panjang), bagian kawat horizontal atas dan bawah diratakan untuk mematri atau menyolder dengan pelat. Pin bisa berbentuk lingkaran atau elips. Penukar sirip pin kinerjanya jauh lebih rendah, karena kerugian parasit yang terkait dengan putaran pin pada khususnya dan susunan inline pin (yang dihasilkan dari manufaktur kecepatan tinggi). Kekompakan permukaan dicapai dengan geometri sirip pin jauh lebih rendah dibandingkan permukaan strip offset atau sirip louver. Karena pusaran terlepas di belakang pin bundar, getaran yang disebabkan oleh kebisingan dan aliran mungkin menjadi masalah. Terakhir, harga kawat bundar umumnya lebih mahal daripada harga lembaran datar, sehingga menurunkan keuntungan biaya material. Potensi penerapan sirip pin sangat besar pada bilangan Reynolds rendah ( $Re < 500$ ), sehingga penurunan tekanan tidak menjadi perhatian utama. Sirip pin digunakan dalam perangkat pendingin elektronik dengan aliran konvektif bebas.

Penukar sirip bergelombang (sebagian besar umumnya memiliki penampang segitiga dan persegi panjang) atau spacer yang diapit antara pelat sejajar (disebut pelat atau lembaran partisi), seperti ditunjukkan pada Gambar 2.1. Kadang-kadang sirip digabungkan dalam pipa datar dengan sudut membulat, sehingga menghilangkan kebutuhan akan palang samping. Jika cair atau cairan berubah fasa mengalir di sisi lain, lembaran partisi biasanya diganti dengan pipa datar dengan atau tanpa sisipan atau jaring (Gambar. 2.2).

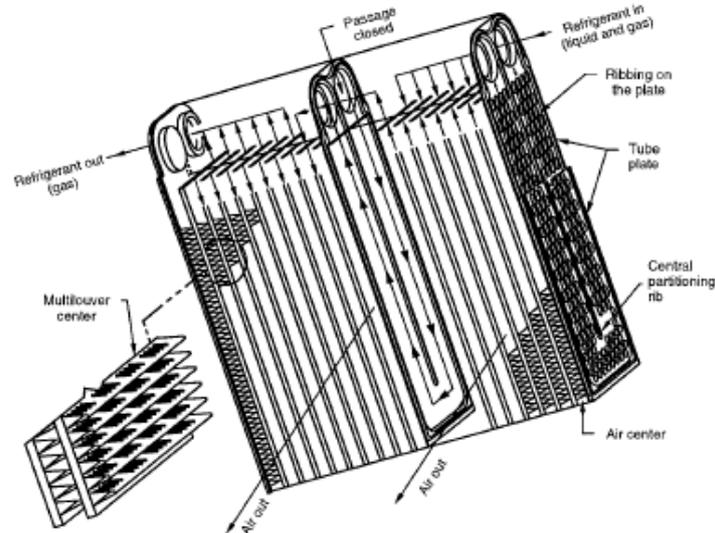
Konstruksi sirip pelat lainnya termasuk drawn-cup (Gambar 2.3) dan konfigurasi tube-and-center. Pelat atau pipa datar memisahkan keduanya aliran fluida, dan sirip membentuk saluran aliran individual. Jalur cairan alternatif adalah dihubungkan secara paralel dengan header yang sesuai untuk membentuk dua atau lebih sisi fluida penukar. Sirip dicetak atau digulung dan dilekatkan pada pelat dengan cara dipatri, penyolderan, pengikatan perekat, pengelasan, pemasangan mekanis, atau ekstrusi. Sirip dapat digunakan di kedua sisi dalam penukar panas gas-ke-gas. Dalam aplikasi gas-ke-cair, sirip umumnya hanya digunakan pada sisi gas; jika digunakan pada sisi cair, mereka digunakan terutama untuk kekuatan struktural dan tujuan pencampuran aliran. Sirip juga terkadang digunakan untuk penahanan tekanan dan kekakuan. Di Eropa, penukar sirip pelat juga disebut sebagai penukar panas matriks.



Gambar 2.1 Komponen dasar plate-fin heat exchanger (Shah and Webb, 1983).

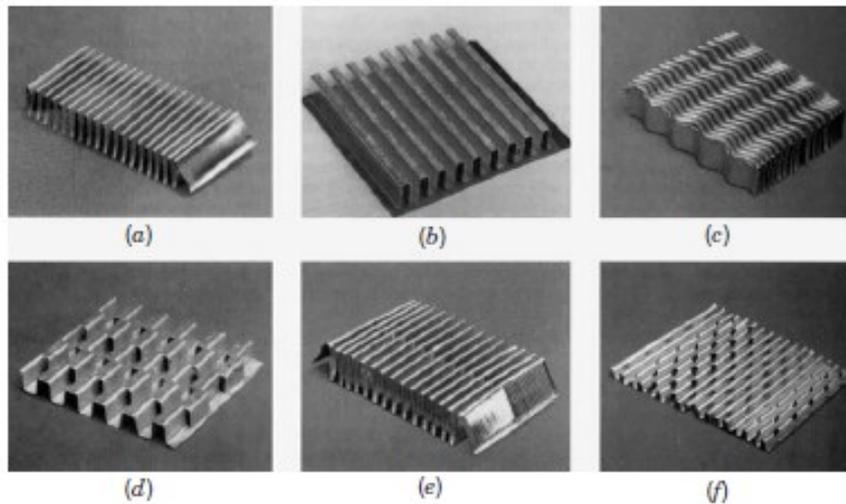


Gambar 2.2 Kondensator pipa flat bersirip multilouver. (Courtesy of Delphi Harrison Thermal Systems, Lockport, NY.)



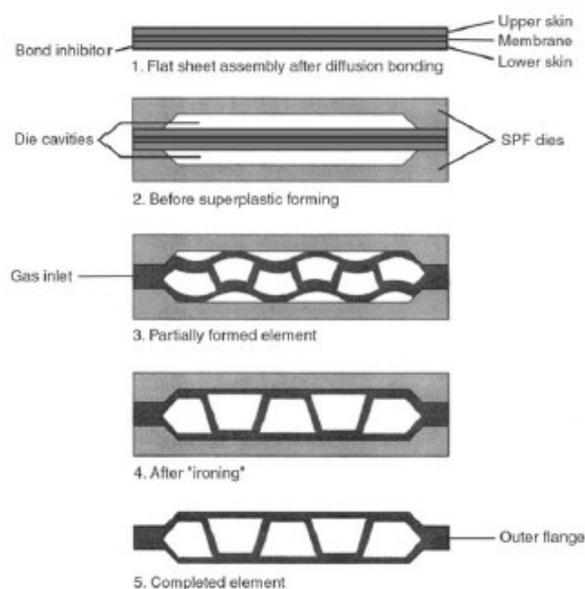
Gambar 2.3 Evaporator pelat berusuk dengan sirip multilouver. (Courtesy of Delphi Harrison Thermal Systems, Lockport, NY.)

Sirip pelat dikategorikan menjadi (1) sirip polos (un-cut) dan sirip lurus, (2) sirip polos namun bergelombang (bergelombang pada aliran fluida utama arah), dan (3) sirip terputus, seperti strip offset, kisi-kisi, berlubang, dan pin. Contoh sirip yang umum digunakan ditunjukkan pada Gambar 2.4. Sirip strip juga disebut sebagai sirip offset, sirip offset tombak, sirip bergerigi, dan sirip tersegmentasi. Banyak variasi sirip terputus yang digunakan dalam industri sejak digunakan bahan konstruksi lebih efisien daripada sirip biasa dan oleh karena itu digunakan bila memenuhi batasan desain.



Gambar 2.4 Geometri sirip bergelombang untuk plate-fin heat exchangers: (a) plain triangular fin; (b) plain rectangular fin; (c) wavy fin; (d) offset strip fin; (e) multilouver fin; (f) perforated fin. (Courtesy of Delphi Harrison Thermal Systems, Lockport, NY.)

Penukar sirip pelat umumnya dirancang untuk tekanan operasi sedang [kurang dari sekitar 700 kPa (100 psig)], meskipun penukar sirip pelat juga tersedia secara komersial untuk tekanan operasi hingga sekitar 8300 kPa (1200 psig). Baru-baru ini, kondensor untuk sistem pendingin udara otomotif (lihat Gambar 2.2) menggunakan karbon dioksida sebagai fluida kerja telah dikembangkan untuk tekanan operasi 14 MPa (2100 psia). Penukar sirip pelat titanium yang baru dikembangkan (diproduksi oleh deformasi superelastis dan ikatan difusi, ditunjukkan pada Gambar 2.5) dapat mencapai 35 MPa (5000 psig) dan tekanan yang lebih tinggi. Batasan suhu untuk penukar sirip pelat tergantung pada metode pengikatan dan bahan yang digunakan. Penukar dapat dibuat dari logam untuk suhu hingga sekitar 840°C (1550°F) dan terbuat dari bahan keramik untuk suhu sampai sekitar 1150°C (2100°F) dengan suhu puncak 1370°C (2500°F).



Gambar 2.5 Proses pembuatan ikatan difusi yang mengalami deformasi super elastis pada platefin exchanger (Reay, 1999).

Untuk aplikasi ventilasi (pemanasan awal atau pendinginan awal udara masuk ruangan), penukar sirip pelat dibuat menggunakan perlakuan metode kertas Jepang (higroskopis) dan memiliki batas suhu pengoperasian 50°C (122°F). Dengan demikian, pelat dan sirip terbuat dari berbagai bahan, logam, keramik, dan kertas. Sirip pelat penukar panas telah dibangun dengan kepadatan luas permukaan hingga 5900m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>. Pemilihan luas permukaan sirip pada setiap sisi fluida sesuai kebutuhan desain dengan memvariasikan tinggi sirip dan kepadatan sirip. Meskipun kepadatan siripnya umumnya 120 hingga 700 fins/m, terdapat aplikasi yang menggunakan 2100 fins/m. Ketebalan sirip umum berkisar antara 0,05 dan 0,25 mm (0,002 hingga 0,01 inci). Ketinggian sirip dapat berkisar dari 2 hingga 25mm (0,08 hingga 1,0 inci). Penukar sirip pelat dengan 600 sirip/m menyediakan sekitar 1300m<sup>2</sup> luas permukaan perpindahan panas per kubik meter volume yang ditempati oleh sirip. Sirip pelat kriogenik penukar memiliki sekitar 10% volume penukar shell-and-tube yang setara (Reay, 1999).

Penukar sirip pelat telah diproduksi sejak tahun 1910an di industri otomotif (pipa tembaga dengan sirip-kuningan), sejak tahun 1940-an di industri dirgantara (menggunakan aluminium), dan aplikasi di bidang gas sejak tahun 1950an menggunakan aluminium karena karakteristik mekaniknya lebih baik aluminium pada suhu rendah. Saat ini digunakan secara luas di pembangkit listrik (turbin gas, uap, nuklir, sel bahan bakar, dll), pembangkit listrik tenaga penggerak (mobil, truk, pesawat terbang, dll.), sistem dengan siklus termodinamika (pompa panas, pendinginan, dll.), dan dalam bidang elektronik, kriogenik, pencairan gas, AC, dan sistem pemulihan limbah panas.

### **2.2.2 Penukar Panas Pipa bersirip**

Penukar ini diklasifikasikan sebagai penukar pipa bersirip konvensional dan khusus. Dalam penukar pipa bersirip konvensional, perpindahan panas antara dua fluida terjadi secara konduksi melalui dinding pipa. Namun, dalam penukar heat pipe (jenis penukar pipa bersirip khusus), pipa dengan kedua ujungnya tertutup bertindak sebagai dinding pemisah, dan perpindahan panas antara kedua fluida terjadi melalui "dinding pemisah" ini (heat pipe) melalui konduksi, penguapan, dan kondensasi cairan heat pipe.

Pada penukar gas-ke-cair, koefisien perpindahan panas pada sisi cair umumnya satu tingkat besarnya lebih tinggi dibandingkan pada sisi gas. Oleh karena itu sirip digunakan di sisi gas untuk memperbesar luas permukaan agar konduktansi termal seimbang. Hal ini mirip dengan kasus aliran fluida yang mengembun atau menguap di satu sisi dan gas di sisi lain. Selain itu, jika tekanan untuk fluida cukup tinggi, maka fluida umumnya ekonomis bila menggunakan pipa.

Pada penukar pipa bersirip, pipa bulat dan persegi panjang adalah yang paling umum, namun pipa elips juga digunakan. Sirip umumnya digunakan di bagian luar, tetapi bisa juga digunakan di bagian dalam pipa dalam beberapa aplikasi. Sirip melekat pada pipa dengan ikatan mekanis, ikatan tegangan, ikatan perekat, penyolderan, pematrian, pengelasan, atau ekstrusi.

Ketika permukaan yang diperluas diperlukan hanya pada satu sisi fluida (seperti dalam penukar gas-ke-cair) atau ketika tekanan operasi diperlukan terdapat pada satu sisi fluida, penukar pipa bersirip dapat dipilih. Juga saat biaya minimum sangat penting, penukar pipa bersirip lebih dipilih dibandingkan penukar sirip pelat karena siripnya tidak dibrazing tetapi

disambung secara mekanis ke pipa melalui pemuaian mekanis. Pipa datar atau elips, bukan pipa bundar, digunakan untuk meningkatkan perpindahan panas di dalam pipa dan pengurangan penurunan tekanan di luar pipa. Namun tekanan pengoperasiannya terbatas dibandingkan dengan pipa bulat. Penukar pipa bersirip biasanya memiliki perpindahan panas yang lebih rendah dibandingkan unit sirip pelat, dengan kepadatan luas permukaan perpindahan panas maksimum sekitar  $3300 \text{ m}^2/\text{m}^3$ .

Penukar pipa bersirip dapat dirancang untuk berbagai tekanan operasi fluida hingga sekitar 3000 kPa gauge (450 psig) atau lebih dengan cairan lainnya berada pada tekanan rendah hingga sekitar 100 kPa (15 psig). Suhu pengoperasian tertinggi kembali terjadi dibatasi oleh jenis ikatan dan bahan yang digunakan. Penukar pipa bersirip adalah dirancang untuk mencakup rentang suhu pengoperasian dari suhu rendah kriogenik hingga sekitar  $870^\circ\text{C}$  ( $1600^\circ\text{F}$ ). Kotoran yang wajar dapat ditoleransi pada sisi pipa jika dalam pipa dapat dibersihkan. Pengotoran pada umumnya tidak menjadi masalah pada sisi gas (sisi sirip). Kontaminasi cairan (pencampuran) kedua cairan tersebut umumnya tidak menjadi masalah karena ada pada dasarnya tidak ada kebocoran cairan di antara keduanya. Karena pipa umumnya lebih mahal dibandingkan permukaan yang diperluas, penukar pipa bersirip pada umumnya lebih mahal.

Konstruksi pipa bersirip umumnya digunakan pada cair-ke-gas atau aplikasi penukar panas perubahan fasa dengan cairan, cairan kondensasi, atau cairan evaporasi pada sisi pipa. Sirip umumnya digunakan di bagian luar pipa (di sisi gas). Tergantung pada aplikasinya, sirip atau turbulator juga dapat digunakan di dalam pipa. Pipa bundar digunakan untuk tekanan lebih tinggi dan juga ketika diperkirakan terjadi fouling besar. Drag hambatan berhubungan dengan aliran normal ke pipa bulat. Sebaliknya, pipa datar menghasilkan penurunan tekanan lebih rendah untuk aliran normal ke pipa, karena hambatan bentuk yang lebih rendah, dan menghindari daerah wake berkinerja rendah di belakang pipa. Koefisien perpindahan panasnya juga sama lebih tinggi untuk aliran di dalam pipa datar dibandingkan pipa melingkar, khususnya pada Re rendah. Penggunaan pipa datar terbatas pada aplikasi tekanan rendah, seperti radiator otomotif, kecuali pipa diekstrusi dengan rusuk di dalamnya (lihat pipa multiport pada Gambar 2.2, juga disebut sebagai microchannels) atau dengan sirip integral di luar.

Tergantung pada jenis siripnya, penukar pipa bersirip dikategorikan sebagai berikut: (1) Penukar pipa bersirip individual, seperti yang ditunjukkan pada Gambar. 2.6a dan 2.7, memiliki sirip normal pada masing-masing pipa. (2) Penukar pipa bersirip memiliki sirip datar (kontinu), seperti ditunjukkan pada Gambar. 2.6b dan 2.8. Siripnya bisa polos, bergelombang, atau terputus, dan susunan pipa dapat memiliki pipa berbentuk lingkaran, oval, persegi panjang, atau bentuk lainnya. (3) Sirip memanjang pada masing-masing pipa, seperti ditunjukkan pada Gambar 2.9. Untuk menghindari kebingungan dengan penukar sirip pelat, maka bisa disebut sebagai penukar pipa bersirip yang memiliki sirip datar (polos, bergelombang, atau terputus). Penukar pipa bersirip dari kategori yang disebutkan di atas, (1) dan (2), disebut sebagai coil dalam industri AC dan pendingin, dengan aliran udara di luar dan zat pendingin di dalam pipa. Pipa bersirip individual adalah mungkin lebih kokoh dan praktis pada penukar pipa bersirip besar. Penukar dengan sirip datar biasanya lebih murah berdasarkan satuan luas permukaan perpindahan panas karena sifatnya fitur konstruksi sederhana dan produksi massal. Sirip memanjang umumnya digunakan dalam aplikasi kondensasi dan untuk cairan kental dalam penukar panas pipa ganda.

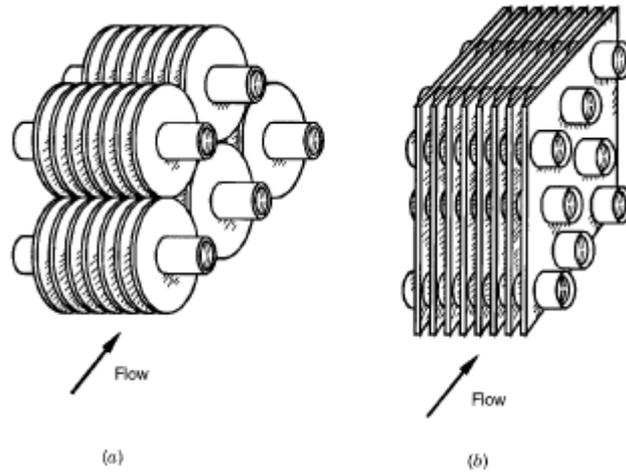
Penukar shell-and-tube terkadang menggunakan pipa bersirip rendah untuk meningkatkan permukaan area pada sisi cangkang ketika koefisien perpindahan panas sisi

cangkang rendah dibandingkan dengan koefisien sisi pipa, seperti pada cairan, gas, atau zat pendingin yang sangat kental. Pipa bersirip rendah umumnya berbentuk heliks atau sirip annular pada masing-masing pipa, dengan diameter luar sirip sedikit lebih kecil dari lubang penyekat. Sirip memanjang pada pipa individu juga digunakan dalam penukar shell-and-tube. Sirip di bagian dalam pipa terdiri dari dua jenis: sirip integral seperti pada pipa bersirip bagian dalam, dan sirip terpasang. Pipa bersirip bagian dalam ditunjukkan pada Gambar 1.35. Penukar pipa bersirip dapat menahan tekanan sangat tinggi di sisi pipa. Suhu tertinggi dibatasi oleh jenis ikatan, bahan yang digunakan, dan ketebalan bahan. Penukar pipa bersirip biasanya kurang kompak dibandingkan unit sirip pelat. Penukar pipa bersirip dengan kepadatan area sekitar  $3300\text{m}^2/\text{m}^3$  tersedia secara komersial. Pada sisi sirip, luas permukaan yang diinginkan dapat dicapai melalui kepadatan dan geometri sirip yang tepat. Kepadatan sirip tipikal untuk sirip datar bervariasi dari 250 hingga 800 sirip/m (6 hingga 20 sirip/inci), ketebalan sirip bervariasi dari 0,08 hingga 0,25 mm (0,003 hingga 0,010 inci), dan panjang sirip bervariasi dari 25 hingga 250 mm (1 hingga 10 in.). Penukar pipa bersirip yang memiliki sirip datar dengan 400 sirip/m (10 sirip/inci) memiliki kepadatan luas permukaan sekitar  $720\text{m}^2/\text{m}^3$ .

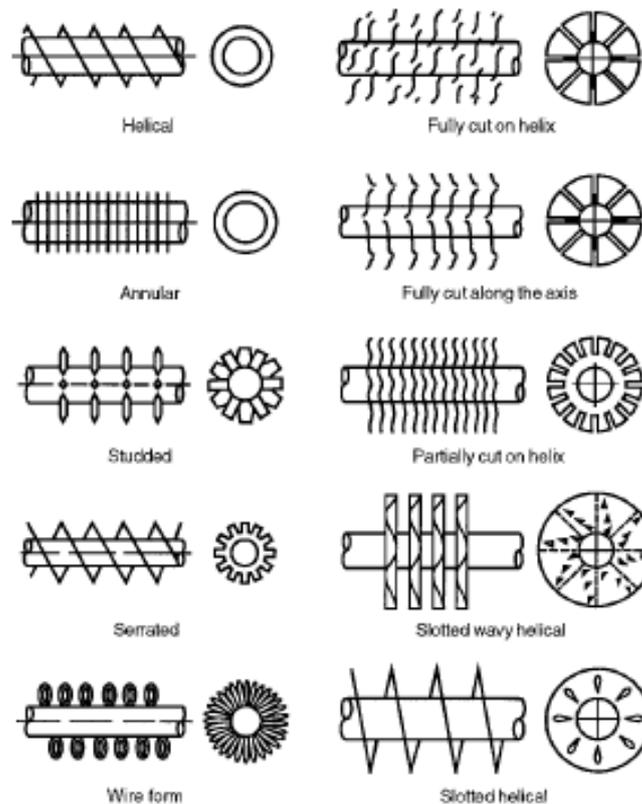
### **Sirip Datar pada Jaringan Pipa**

Jenis geometri pipa bersirip (ditunjukkan pada Gambar 2.6b) adalah yang paling banyak digunakan pada AC dan pendingin yang bertekanan tinggi perlu ditampung pada sisi pendingin. Seperti yang telah disebutkan sebelumnya, jenis pipa bersirip geometrinya tidak sekompak (dalam hal kepadatan luas permukaan) seperti geometri sirip pelat, namun penggunaannya semakin meluas karena biayanya yang lebih rendah. Hal ini karena ikatan antara sirip dan pipa dibuat dengan cara melebarkan secara mekanis atau hidrolis pipa sehingga menempel pada sirip. Lebih efisien dibandingkan menyolder, mematri, atau mengelas sirip ke pipa. Karena adanya ikatan mekanis, penerapannya dibatasi pada kasus-kasus tersebut dimana perbedaan ekspansi termal antara pipa dan bahan sirip kecil, dan sebaiknya, pemuaian pipa lebih besar daripada pemuaian sirip. Jika tidak, itu ikatan yang longgar mungkin memiliki tahanan termal yang signifikan.

Tersedia berbagai jenis sirip datar (lihat beberapa contoh pada Gambar 2.8). Yang paling umum adalah sirip polos, bergelombang, dan terputus-putus. Sirip datar polos digunakan dalam aplikasi dimana penurunan tekanan sangat penting (cukup rendah), meskipun jumlah luas permukaan yang diperlukan lebih besar pada pipa luar untuk perpindahan panas yang ditentukan dibandingkan dengan sirip bergelombang atau terputus. Sirip datar polos memiliki penurunan tekanan paling rendah dibandingkan sirip lainnya dengan kepadatan sirip yang sama. Sirip bergelombang lebih unggul kinerjanya dibanding sirip polos. Sirip bergelombang paling sering digunakan untuk AC kondensor dan penukar panas komersial lainnya. Berbagai geometri louver adalah mungkin pada sirip datar yang terputus. Sirip terputus yang dirancang dengan baik akan lebih baik lagi kinerja dibandingkan sirip bergelombang; namun, bahan tersebut mungkin kurang kokoh, lebih mahal untuk diproduksi, dan mungkin memiliki kecenderungan membentuk sumbatan.



Gambar 2.6 (a) Individual finned tube; (b) flat fin pada jaringan tube.

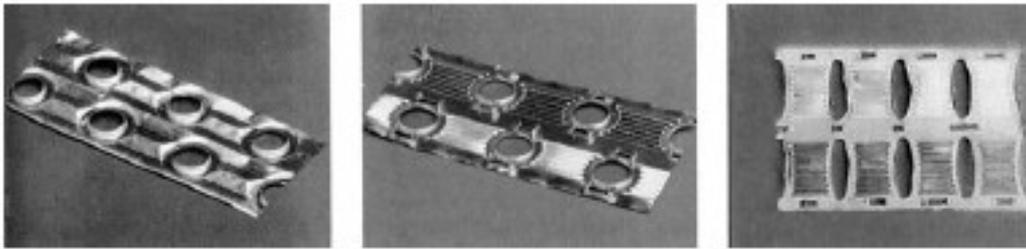


Gambar 2.7 Individual finned tube (Shah, 1981).

### Pipa bersirip Individual

Geometri pipa bersirip ini (ditunjukkan pada Gambar 2.6a) secara umum jauh lebih kasar daripada geometri sirip kontinu namun memiliki kekompakan lebih rendah. Sirip melingkar polos adalah yang paling sederhana dan umum. Diproduksi dengan cara membungkuskan bahan sirip di sekeliling pipa dengan tegangan, membentuk sirip heliks kontinu atau dengan memasang cakram melingkar pada pipa. Untuk meningkatkan koefisien perpindahan panas pada sirip, berbagai teknik peningkatan telah digunakan (Gambar 2.7). Sirip tersegmentasi atau sirip punggung adalah bagian dari sirip strip yang digunakan pada penukar sirip pelat. Sirip

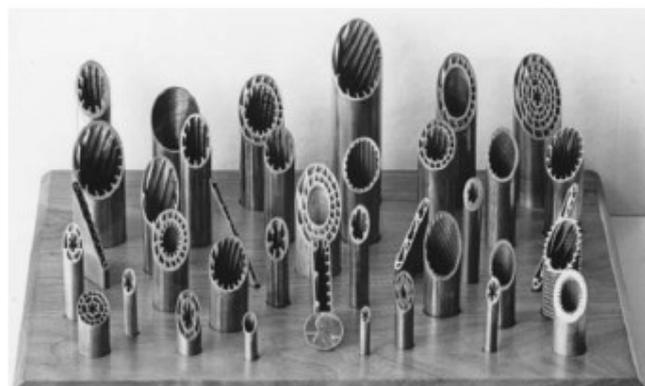
yang tersegmentasi umumnya kasar, terbuat dari logam yang berat, dan biasanya kurang kompak dibandingkan sirip punggung. Sirip stud mirip dengan sirip bersegmen, tetapi dilas individual ke pipa. Sirip slotted memiliki celah pada arah radial, dimana bahan yang dibelah secara radial dililitkan pada sebuah pipa, celahnya terbuka, membentuk celah-celah yang lebarnya meningkat ke arah radial. Geometri sirip ini memberikan peningkatan tegangan pada sirip polos. Namun, sirip yang tersegmentasi atau sirip punggung akan menghasilkan kinerja yang lebih baik. Sirip lingkaran kawat dibentuk dengan melilitkan heliks kawat pipih secara spiral di sekelilingnya pipa. Loop kawat diikatkan pada pipa dengan pengencangan tension di dalam heliks atau dengan pematerian. Sedangkan pipa dengan sirip di sisi internal ditunjukkan pada Gambar 2.10.



Gambar 2.8 Flat fin pada jaringan pipa round, flat, atau oval: (a) wavy fin; (b) multilouver fin; fin dengan pipa bundar staggered; (c) multilouver fin dengan pipa elips inline. (Courtesy of Delphi Harrison Thermal Systems, Lockport, NY.)



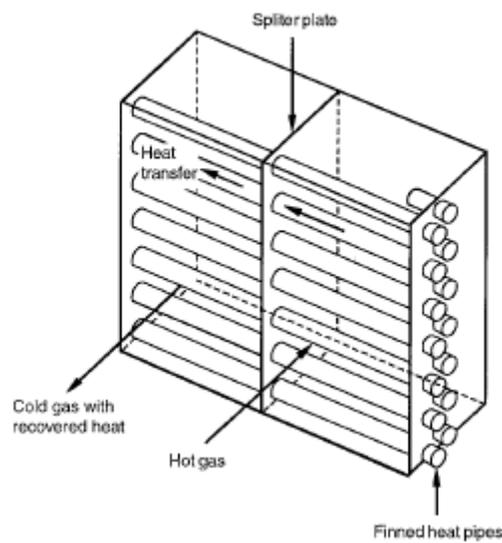
Gambar 2.9 Longitudinal fins pada pipa individu: (a) continuous plain; (b) cut dan twisted; (c) perforated; (d) internal dan external longitudinal fins. (Courtesy of Brown Fintube Company, Houston, TX.)



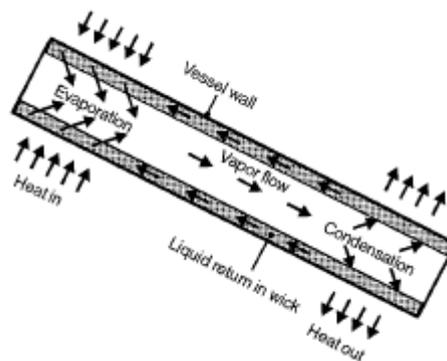
Gambar 2.10 Pipa dengan fin internal. (Courtesy of Forged-Fin Division, Noranda Metal Industries, Inc., Newtown, CT.)

Penukar pipa bersirip digunakan ketika satu aliran fluida berada pada tekanan yang lebih tinggi dan atau memiliki koefisien perpindahan panas yang jauh lebih tinggi dibandingkan aliran fluida lainnya. Akibatnya, penukar ini digunakan secara luas sebagai kondensor dan evaporator pada AC dan aplikasi pendinginan, sebagai kondensor pada pembangkit listrik, sebagai minyak pendingin di pembangkit listrik tenaga, dan sebagai penukar berpendingin udara dalam industri proses dan tenaga listrik.

Penukar berpendingin udara adalah penukar pipa bersirip di mana cairan proses panas (biasanya cairan kondensasi) mengalir di dalam pipa, dan udara atmosfer bersirkulasi di luar dengan aliran udara paksa atau induksi pada permukaan yang diperluas. Jika digunakan dalam pendingin menara dengan air sebagai cairan proses, disebut juga sebagai menara pendingin kering. Karakteristik penukar jenis ini adalah kumpulan pipa dangkal (panjang aliran udara pendek) dan area muka yang besar, karena keterbatasan desain pada daya kipas.



Gambar 2.11 Heat pipe heat exchanger (Reay, 1979).



Gambar 2.12 Heat pipe dengan bagian siklusnya.

### Penukar Panas Heat Pipe

Penukar jenis ini mirip dengan penukar pipa bersirip dengan pipa bersirip tersendiri atau sirip datar (kontinyu). Namun, pipa tersebut adalah heat pipe, gas panas dan dingin mengalir terus menerus di bagian penukar yang terpisah, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.11. Panas

dipindahkan dari gas panas ke bagian penguapan heat pipe secara konveksi, energi panas kemudian dibawa oleh uap ke bagian kondensasi dari heat pipe, tempat dimana mentransfer panas ke gas dingin secara konveksi.

Seperti ditunjukkan pada Gambar 2.12, heat pipe adalah pipa atau bejana tertutup yang sebagian diisi dengan cairan perpindahan panas (fluida kerja yang cukup untuk membasahi seluruh sumbu), dan disegel secara permanen di kedua ujungnya. Permukaan bagian dalam heat pipe biasanya dilapisi dengan sumbu kapiler (lapisan berpori, layar, atau dinding beralur internal). Sumbunya itu memaksa kondensat untuk kembali ke evaporator oleh aksi kekuatan kapiler. Dalam heat pipe yang dirancang dengan baik, sumbu dijenuhkan dengan fase cair dari fluida kerja, sedangkan sisa pipa berisi uap fase. Ketika panas dialirkan ke evaporator oleh sumber luar, fluida kerja masuk sumbu pada bagian tersebut menguap, tekanan meningkat, dan uap mengalir ke kondensator melalui bagian tengah pipa. Uapnya mengembun di bagian kondensator pada pipa, melepaskan energi perubahan fasa ke heat sink ke fluida dingin yang mengalir di luar heat pipe (Gambar 2.12). Panas diterapkan di evaporator mengeringkan permukaan sumbu melalui penguapan, tetapi saat cairan menguap, antarmuka cairan-uap menyusut ke permukaan sumbu, menyebabkan tekanan kapiler menjadi meningkat. Tekanan ini bertanggung jawab untuk mengangkat cairan kembali bagian evaporator, sehingga menyelesaikan satu siklus. Jadi, heat pipe dirancang dengan benar dapat mengangkat energi perubahan fasa secara terus menerus dari evaporator ke kondensator tanpa mengeringkan sumbu. Cairan juga dapat dipompa kembali bagian evaporator oleh gaya kapiler atau oleh gaya gravitasi jika heat pipe miring dan bagian kondensasi berada di atas bagian evaporator. Jika gaya gravitasi sudah cukup, sumbu mungkin tidak diperlukan. Selama ada perbedaan suhu antara gas panas dan dingin dalam penukar panas heat pipe, penguapan loop tertutup– siklus kondensasi akan terus menerus, dan heat pipe akan terus berfungsi.

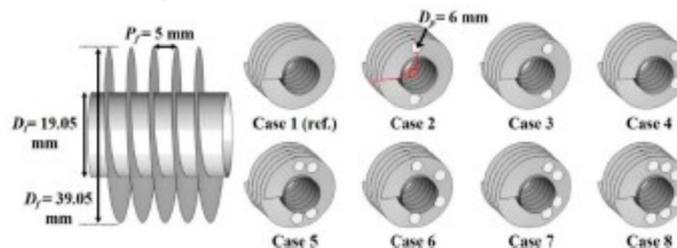
Umumnya terdapat perbedaan suhu yang kecil antara evaporator dan kondensator bagian [sekitar 58°C atau lebih], dan karenanya tahanan termal keseluruhan dari heat pipe berukuran kecil. Meskipun air adalah fluida heat pipe yang umum, fluida lainnya juga digunakan, tergantung pada kisaran suhu pengoperasian. Heat Pipe Heat Exchanger (HPHE), ditunjukkan pada Gambar 2.11 untuk aplikasi gas-ke-gas, terdiri dari sejumlah heat pipe bersirip (mirip dengan koil kondensator berpendingin udara) dipasang dalam bingkai dan digunakan dalam rakitan saluran. Sirip pada heat pipe meningkatkan luas permukaan untuk mengkompensasi koefisien perpindahan panas yang rendah dengan aliran gas. Siripnya bisa dililitkan secara spiral pada setiap pipa, atau sejumlah pipa dapat diperluas dengan sirip polos datar. Kepadatan sirip dapat bervariasi dari sisi ke sisi, atau pipa dapat bervariasi tidak mengandung sirip sama sekali (aplikasi cair). Bundel pipa mungkin horizontal atau vertikal dengan bagian evaporator berada di bawah bagian kondensator. Barisan pipa biasanya staggered dengan jumlah baris pipa biasanya antara 4 dan 10. Dalam gas-ke-gas HPHE, bagian evaporator dari heat pipe membentang di saluran yang membawa gas buang panas, dan bagian kondensator terletak di saluran tempat udara dipanaskan terlebih dahulu. HPHE memiliki pelat pemisah yang digunakan terutama untuk mencegah pencampuran antar dua aliran gas, yang secara efektif menyegelnya satu sama lain. Karena pelat pemisah tipis, heat pipe di HPHE tidak memiliki bagian adiabatik, seperti kebanyakan heat pipe memiliki ukuran unit bervariasi menurut aliran udara. Unit kecil memiliki ukuran 0,6m (panjang) kali 0,3m (tinggi), dan unit terbesar mungkin

memiliki ukuran permukaan hingga 5 m x 3 m. Dalam kasus penukar panas gas-to liquid, bagian gasnya tetap sama, tetapi karena lebih tinggi koefisien perpindahan panas eksternal pada sisi cair, tidak perlu difinishing secara eksternal atau bahkan bisa lebih pendek panjangnya. Kinerja heat pipe dipengaruhi oleh sudut orientasi, karena gravitasi memainkan peran penting dalam membantu atau menahan aliran kapiler kondensat. Karena sensitivitas ini, memiringkan penukar dapat mengontrol daya pemompaan dan perpindahan panasnya.

## 2.3 Perkembangan teknologi Finned Surface

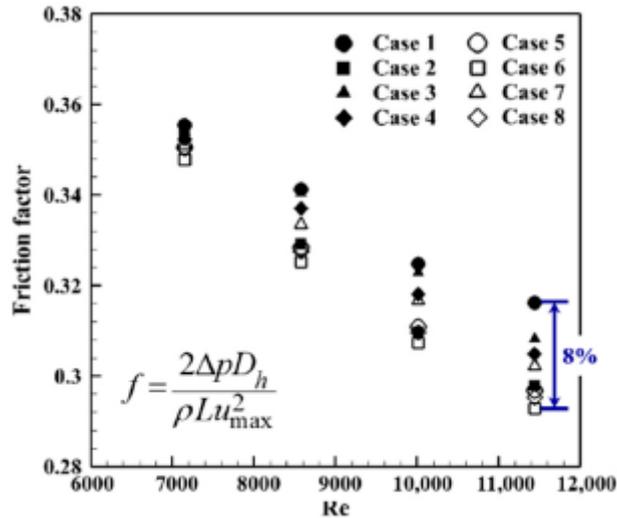
### 2.3.1 Pengaruh sirip berlubang terhadap karakteristik aliran dan kinerja termal dalam finned-tube heat exchanger spiral (H. J. Lee et al., 2019)

Bidang kecepatan, Colburn faktor  $j$ , dan faktor gesekan dianalisis untuk mengevaluasi karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan. Dibuat model tiga dimensi dan sistem grid penukar panas pipa bersirip spiral. Susunan pipa staggered dengan enam kolom digunakan untuk menganalisis pengaruh posisi lubang (perforasi) pada sirip. Jarak pada arah melintang dan memanjang masing-masing pipa masing-masing berukuran 65 mm dan 55 mm. Domain komputasi diperluas untuk menghilangkan efek arus balik yaitu pada batas outlet. Panjang total domain komputasi adalah 605 mm, dan lebarnya 30 mm. Digunakan sekitar 11,4 juta elemen jaring tetrahedral. Lima lapisan prisma dibangun di dinding sirip untuk mendapatkan detail analisis gerakan aliran dan karakteristik perpindahan panas di dekat permukaan sirip. Gambar 2 menggambarkan delapan konfigurasi sirip yang jumlah dan lokasi lubangnya berbeda. Diameter pipa dan sirip ditetapkan masing-masing sebesar 19,05 mm dan 39,05 mm, jarak sirip 5 mm, dan ukuran lubang adalah 6 mm. Kasus 1, sirip spiral tanpa perforasi, diambil sebagai kasus referensi. Dibuat tiga lokasi perforasi, di  $90^\circ$ ,  $120^\circ$ , dan  $150^\circ$  dari tepi depan pipa. Kasus 5, 6, dan 7 masing-masing memiliki empat perforasi per jarak sirip, dan Kasus 8 memiliki enam lubang per jarak sirip (Gambar 2.13).



Gambar 2.13 Konfigurasi sirip dengan lokasi perforasi berbeda. Case 1: Spiral fin (case acuan). Lokasi perforasi pada sirip dari tepi depan tabung: Case 2 at  $90^\circ$ , Case 3 at  $120^\circ$ , Case 4 at  $150^\circ$ , Case 5 at  $90^\circ$  and  $120^\circ$ , Case 6 at  $90^\circ$  and  $150^\circ$ , Case 7 at  $120^\circ$  and  $150^\circ$ , and Case 8 at  $90^\circ$ ,  $120^\circ$ , and  $150^\circ$ .

Karena aliran melalui perforasi, lapisan batas pada permukaan sirip terputus. Hal ini mengakibatkan peningkatan gangguan aliran di dekat sirip, dan kinerja perpindahan panas meningkat dibandingkan dengan kasus referensi. Penurunan tekanan, yang merupakan salah satu kelemahan dari sirip spiral pipa dibandingkan dengan pelat atau sirip melingkar, berkurang dengan perforasi pada sirip. Secara keseluruhan, kasus-kasus tersebut dengan sirip berlubang menunjukkan kinerja faktor area yang lebih besar dengan mempertimbangkan hubungan antara perpindahan panas dan penurunan tekanan.



Gambar 2.14 Friction factor concerning the Reynolds number

Aliran melalui perforasi pada sirip mempengaruhi medan aliran lapisan batas dekat permukaan sirip. Energi kinetik turbulen meningkat secara lokal di dekat lokasi lubang menunjukkan semakin kuatnya aliran pencampuran. Dari Gambar 2.14 terlihat bahwa faktor j Colburn meningkat sebesar 11,7% untuk Kasus 8 dibandingkan dengan kasus referensi. Penurunan tekanan untuk kasus perforasi berkurang karena peningkatan aliran daerah wake di belakang pipa. Penurunan tekanan serupa diamati untuk kasus 2, 5, 6, dan 8, dengan selisih kurang dari 2%. Kasus 6 menunjukkan faktor gesekan terkecil dengan maksimum perbedaan 8% dibandingkan dengan kasus referensi. Area Goodness faktor menunjukkan hubungan antara perpindahan panas dan penurunan tekanan. Kasus 8, dengan luas permukaan terkecil, menunjukkan nilai faktor goodness yang tertinggi. Pada umumnya penukar panas pipa bersirip spiral mempunyai penurunan tekanan yang lebih besar dan kinerja perpindahan panas yang lebih tinggi dibandingkan dengan penukar panas pipa bersirip pelat datar. Penurunan tekanan dapat dikurangi dengan perforasi pada sirip spiral sementara mempertahankan laju perpindahan panas total.

### 2.3.2 Finned-Plate Double Pass Solar Air Heater with Different Arrangement (Fahmi et al., 2020)

Penelitian ini menyelidiki sistem kolektor surya dengan sirip segitiga memanjang dipasang pada permukaan penyerap pada konfigurasi berbeda. Empat model kolektor diproduksi dengan pelat penyerap yang berbeda dari bahan aluminium. Percobaan dilakukan pada sesi musim dingin dalam iklim Irak—kota Ramadi dengan garis bujur (43,27) dan garis lintang (33,43). Percobaan menggunakan tiga nilai aliran massa (0,027 hingga 0,037) kg/s. Hasil penelitian menunjukkan bahwa perbedaan suhu meningkat secara bertahap hingga tengah hari dan mulai berkurang secara bertahap hingga menjadi nol saat matahari terbenam. Perbedaan suhu maksimum telah diperoleh pada tipe keempat yaitu (20,6°C), dan efisiensi maksimum (99,9%), serta efisiensi eksergetik (43,08%). Perbandingan telah dibuat dengan penelitian sebelumnya pada efisiensi termal dan eksergetik. Perbandingan tersebut menunjukkan kompatibilitas yang baik antar hasil, persentase kesalahan tidak melebihi 3%.

Hasil membuktikan bahwa keberadaan sirip adalah teknik yang baik untuk meningkatkan kinerja termal kolektor surya double pass dengan penurunan tekanan yang rendah.

Empat model diproduksi untuk Double Pass Solar Air Collector (DPSAC) dengan dimensi sama dan pelat penyerap berbeda, kayu lapis dengan ketebalan (2 cm) digunakan untuk pembuatan alas dan sisi kolektor. Kayu lapis dianggap sebagai insulasi untuk mencegah kebocoran panas ke sekeliling, sedangkan bagian atas sebagian kolektor ditutup dengan plastik transparan (Perspex) hingga diperbolehkan radiasi matahari untuk melewatinya dan untuk mencegah kebocoran panas keluar dari kolektor. Pelat penyerap ditempatkan pada jarak (12,5 cm) dari dasar kolektor dan timah untuk membagi bagian dalam kolektor ke saluran atas dan bawah dan membuat daerah kosong dengan panjang (15 cm) memaksa udara berubah arahnya dari saluran atas ke saluran bawah dan keluar dari kolektor. Empat model dirancang dan diproduksi tergantung pada bentuk pelat penyerap. Model pertama berbentuk pelat datar tanpa sirip memanjang dan model ini akan dijadikan acuan. Model kedua adalah pelat datar berisi enam sirip memanjang dengan panjang (55 cm). Siripnya berbentuk segitiga bentuk dengan diameter hidrolis (5 cm). Pada model ketiga, berbentuk segitiga memanjang sirip ditempatkan secara simetris pada pelat serapan datar dengan sudut kemiringan ( $45^\circ$ ) dengan panjang yang berbeda-beda tetapi jumlah panjang siripnya sama panjang sirip pada model kedua dan diameter hidrolis yang sama. Model terakhir memiliki enam sirip segitiga memanjang ditempatkan di atas pelat penyerap dan enam di bawah pelat penyerap tegak lurus dengan aliran udara. Modelnya ditunjukkan pada Gambar 2.15. Sedangkan Tabel 2.1 menyajikan klasifikasi setiap model yang digunakan dalam percobaan. Hasil efisiensi percobaan ditunjukkan pada Gambar 2.16.

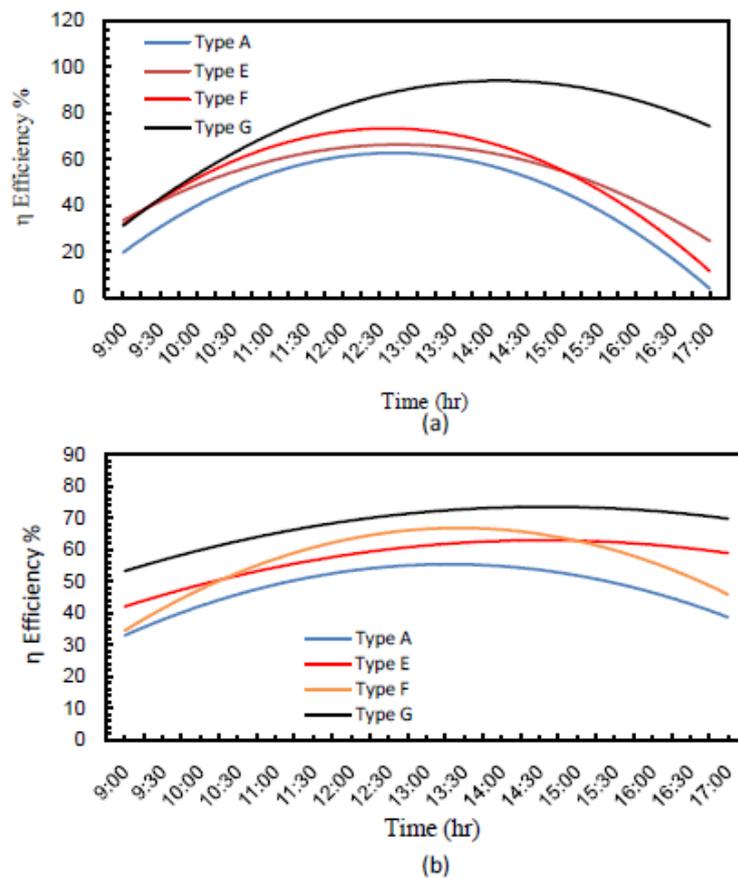
Tabel 2.1 Klasifikasi setiap model yang digunakan dalam percobaan.

1	Type A	Flat Plate
2	Type E	With fins placed perpendicular on airflow
3	Type F	With fins placed inclined at an angle $45^\circ$
4	Type G	With double fins placed perpendicular on airflow



Gambar 2.15 The experimental set-up.

Peningkatan luas pelat penyerap menyebabkan peningkatan perpindahan panas dengan menambahkan sirip pada plat penyerap. Permukaan yang memanjang ini (sirip segitiga) menyebabkan intensitas turbulensi yang lebih tinggi, yang menyebabkan pencampuran yang baik antara udara dingin dan panas. Kolektor itu memiliki sirip pada permukaan atas dan bawah kolektor menghasilkan efisiensi termal yang lebih tinggi. Efisiensi eksergi yang lebih tinggi diperoleh kolektor tipe G yaitu (43,08%). Juga perbedaan suhu maksimum yang diperoleh adalah (20,6°C) di kolektor tipe G. Penelitian menyimpulkan bahwa ada kemungkinan penerapan kolektor ini untuk memberikan perbedaan suhu yang sesuai untuk tujuan pemanasan.



Gambar 2.16 Perbandingan efisiensi termal antara berbagai jenis DPSAC, (a) at 21/2/2020, (b) at 7/3/2020.

## Bab 3. Tahanan thermal

### 3.1 Gambaran umum tahanan thermal

Tahanan termal konduksi panas melalui dinding datar dapat dihitung dengan persamaan:

$$Q_{cond,wall} = \frac{T_1 - T_2}{R_{wall}} \text{ (W)}$$

$$R_{wall} = \frac{L}{kA} \text{ (}^\circ\text{C/W)}$$

$R_{wall}$  adalah tahanan termal dinding terhadap konduksi panas. Resistensi termal media tergantung pada geometri dan sifat termal material. Persamaan hambatan di atas untuk aliran panas dapat dianalogikan dengan hubungan untuk arus listrik I, dinyatakan sebagai

$$l = \frac{V_1 - V_2}{R_e}$$

dimana  $R_e$  adalah resistansi listrik dan  $V_1 - V_2$  adalah perbedaan tegangan di seluruh resisten. Dengan demikian, kecepatan transfer panas melalui lapisan sesuai dengan arus listrik, resistansi termal sesuai dengan resistensi listrik, dan perbedaan suhu sesuai dengan perbedaan tegangan listrik.

Jika transfer panas konveksi dari permukaan padat dengan area  $A_s$  dan suhu  $T_s$  menuju fluida bebas dengan suhu  $T_\infty$ , dengan koefisien transfer panas konveksi  $h$ . Berdasarkan Hukum Newton tentang pendinginan untuk transfer panas konveksi  $Q_{conv} = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty)$ , maka dapat disusun persamaan resistansi panas konveksi menjadi

$$Q_{conv} = \frac{T_s - T_\infty}{R_{conv}} \text{ (W)}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{hA_s} \text{ (}^\circ\text{C/W)}$$

$R_{conv}$  adalah tahanan termal permukaan terhadap konveksi panas. Ketika koefisien transmisi panas konveksi sangat besar ( $h \rightarrow \infty$ ), resistensi konveksi menjadi nol dan  $T_s = T_\infty$ . Artinya, permukaan tidak menawarkan tahanan terhadap konveksi, dan dengan demikian tidak memperlambat proses transfer panas. Situasi ini didekati dalam praktek pada permukaan saat mendidih dan kondensasi terjadi. Juga perhatikan bahwa permukaan tidak harus menjadi permukaan datar. Persamaan resistensi konveksi berlaku untuk permukaan bentuk apapun, asalkan asumsi  $h = \text{konstan}$  dan seragam.

Ketika dinding dikelilingi oleh gas, efek radiasi, yang telah kita abaikan sejauh ini, dapat signifikan dan mungkin perlu dipertimbangkan. Kecepatan transfer panas radiasi antara permukaan emisi dan sekitarnya dapat dinyatakan sebagai

$$Q_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{surr}^4) = h_{rad} A_s (T_s - T_{surr}) = \frac{T_s - T_{surr}}{R_{rad}} \text{ (W)}$$

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} A_s} \text{ (K/W)}$$

$R_{rad}$  adalah tahanan panas permukaan terhadap radiasi, dan

$$h_{rad} = \frac{Q_{rad}}{A_s(T_s - T_{surr})} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^2 + T_{surr}^2)(T_s + T_{surr}) \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{K})$$

$h_{rad}$  adalah koefisien transfer panas radiasi,  $T_{surr}$  adalah suhu lingkungan sekitar. Definisi koefisien transfer panas radiasi memungkinkan kita untuk mengekspresikan radiasi dengan seperti halnya konveksi dengan perbedaan suhu permukaan dan lingkungan. Tetapi  $h_{rad}$  sangat tergantung pada suhu sementara  $h_{conv}$  biasanya tidak.

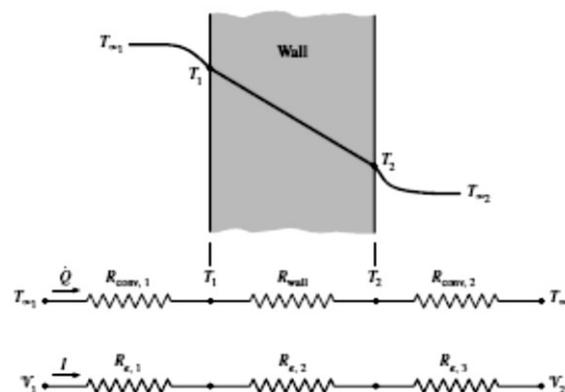
Sebuah permukaan yang terkena udara di sekitarnya melibatkan konveksi dan radiasi secara bersamaan, dan total transfer panas di permukaan ditentukan dengan menambahkan komponen radiasi dan konveksi. Resistensi konveksi dan radiasi paralel satu sama lain. Ketika  $T_{surr} = T_{\infty}$ , efek radiasi dapat diperhitungkan dengan mengganti  $h$  sesuai hubungan resistensi konveksi dengan

$$h_{combined} = (h_{conv} + h_{rad}) \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{K})$$

di mana  $h_{combined}$  adalah koefisien transfer panas gabungan.

### 3.2 Jaringan Resistensi Termal

Jika aliran panas satu dimensi yang stedi melalui dinding datar ketebalan  $L$ , luas  $A$ , dan konduktivitas panas  $k$  yang terkena konveksi di kedua sisi pada suhu  $T_{\infty 1}$  dan  $T_{\infty 2}$  dengan koefisien transfer panas  $h_1$  dan  $h_2$ , seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.1. Dengan asumsi  $T_{\infty 2} < T_{\infty 1}$ , variasi suhu akan seperti yang ditunjukkan pada gambar. Perhatikan bahwa suhu bervariasi secara linear di dinding, dan asymptotically mendekati suhu  $T_{\infty 1}$  dan  $T_{\infty 2}$  dalam fluida saat bergerak menjauhi dinding.



Gambar 3.1 Resistansi termal (Cengel, 2004)

Dalam kondisi yang stedi didapatkan persamaan,

Laju konveksi masuk dinding = laju konduksi di dalam dinding = laju konveksi keluar dinding

$$\dot{Q} = h_1 A (T_{\infty 1} - T_1) = k A \frac{T_1 - T_2}{L} = h_2 A (T_2 - T_{\infty 2})$$

$$Q = \frac{T_{\infty 1} - T_1}{1/h_1 A} = \frac{T_1 - T_2}{L/kA} = \frac{T_2 - T_{\infty 2}}{1/h_2 A}$$

$$= \frac{T_{\infty 1} - T_1}{R_{conv 1}} = \frac{T_1 - T_2}{R_{wall}} = \frac{T_2 - T_{\infty 2}}{R_{conv 2}}$$

$$R = R_{conv 1} + R_{wall} + R_{conv 2} = \frac{1}{h_1 A} = \frac{L}{kA} = \frac{1}{h_2 A} \text{ (}^\circ\text{C/W)}$$

Dengan area transfer panas  $A$  adalah konstan untuk dinding datar, dan laju transfer panas melalui dinding yang memisahkan dua media sama dengan perbedaan suhu dibagi oleh resistensi termal total antara media. Resistensi termal total adalah serangkaian yang setara dengan penjumlahan resistensi individual, sama seperti resistor listrik yang terhubung secara seri. Dengan demikian, analogi listrik masih berlaku.

Dari persamaan terlihat bahwa rasio penurunan suhu terhadap resistensi termal di seluruh lapisan adalah konstan, sehingga penurunan temperatur di setiap lapisan proporsional dengan resistansi termik lapisan. Semakin besar resistensi, semakin besar penurunan suhu. Sehingga persamaan  $Q = \Delta T / R$  dapat disusun ulang sebagai

$$\Delta T = Q \cdot R \text{ (}^\circ\text{C)}$$

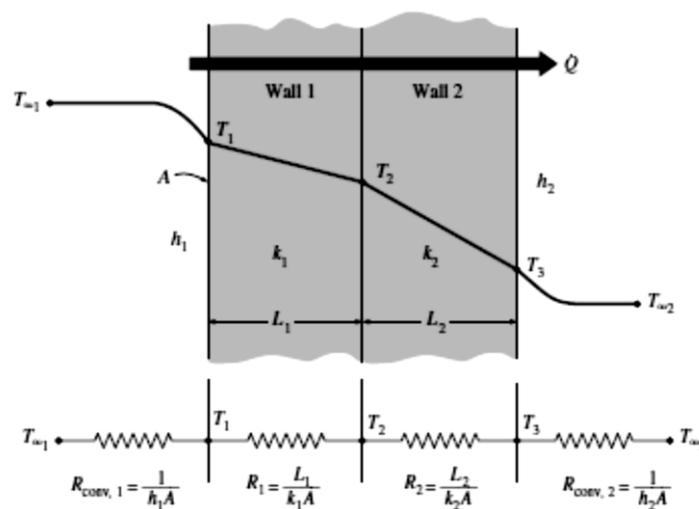
yang menunjukkan bahwa penurunan suhu di seluruh lapisan sama dengan kecepatan transfer panas kali resistensi panas di sepanjang lapisan itu. Hal ini juga berlaku untuk penurunan tegangan di atas resistensi listrik ketika arus listrik konstan.

Lebih mudah untuk mengekspresikan transfer panas melalui media dengan cara yang analog dengan hukum pendinginan Newton sebagai

$$Q = UA \cdot \Delta T \text{ (W)}$$

di mana  $U$  adalah koefisien transfer panas keseluruhan. Oleh karena itu, untuk satu satuan luasan, besar koefisien transfer panas total berbanding terbalik dengan besar resistensi panas total.

$$UA = \frac{1}{R_{total}}$$



Gambar 3.2 Resistansi termal pada dinding dua lapis (Cengel, 2004).

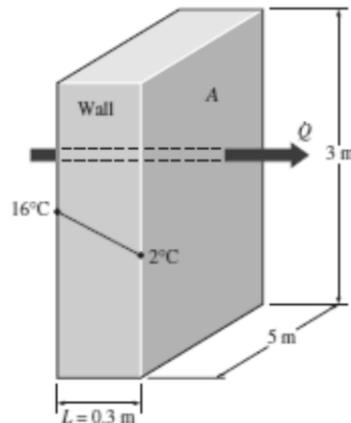
Gambar 3.2 menunjukkan resistensi termal melalui dinding dua lapis. Seperti halnya pada dinding satu lapis, tidak perlu mengetahui suhu permukaan dinding untuk mengevaluasi kecepatan transfer panas yang stedi melaluinya. Yang perlu diketahui adalah koefisien transfer panas konveksi dan suhu fluida di kedua sisi dinding. Suhu permukaan dinding dapat

ditentukan menggunakan konsep resistensi termal. Jika nilai Q sudah ditemukan, suhu permukaan  $T_1$  dapat ditentukan dari

$$Q = \frac{T_{\infty 1} - T_1}{R_{conv 1}} = \frac{T_{\infty 1} - T_1}{1/h_1 A}$$

### Contoh Soal: Kehilangan panas melalui dinding

Jika tinggi dinding 3 m, lebar 5 m, dan tebal 0,3 m, konduktivitas termalnya  $k = 0,9 \text{ W/m}\cdot\text{°C}$ . Suhu permukaan dalam dan luar dinding sebesar  $16 \text{ °C}$  dan  $2 \text{ °C}$ , seperti ditunjukkan pada Gambar 3.3. Tentukan laju hilangnya panas melalui dinding dan hambatan konduksi dinding.



Gambar 3.3 Contoh resistansi panas menembus dinding

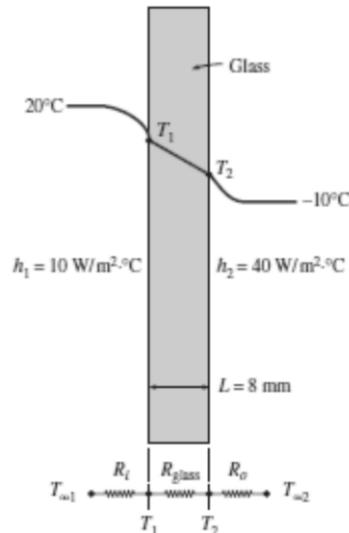
### Jawaban

$$Q = kA \frac{T_1 - T_2}{L} = (0,9 \cdot 15) \frac{(16 - 2)}{0,3} = 630 \text{ W}$$

$$R_{wall} = \frac{L}{kA} = \frac{0,3}{(0,9 \cdot 15)} = 0,02222 \text{ °C/W}$$

### Contoh soal: Kehilangan panas melalui jendela single-panel

Jika jendela kaca tinggi 0,8 m dan lebar 1,5 m dengan ketebalan 8 mm (Gambar 3.4) dan konduktivitas termal  $k = 0,78 \text{ W/m}\cdot\text{°C}$ . Tentukan tingkat transfer panas yang stedi melalui jendela kaca ini dan suhu permukaan dalamnya selama satu hari di mana ruangan dipertahankan pada  $20 \text{ °C}$  sementara suhu di luar ruangan adalah  $10 \text{ °C}$ . Koefisien transfer panas pada permukaan bagian dalam dan luar jendela menjadi  $h_1 = 10 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$  dan  $h_2 = 40 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$ , yang mencakup efek radiasi.



Gambar 3.4 Jendela single panel (Cengel, 2004)

### Jawaban

$$R_i = R_{conv\ 1} = \frac{1}{h_1 A} = \frac{1}{(10 \cdot 1,2)} = 0,08333\ ^\circ C/W$$

$$R_{glass} = R_{cond} = \frac{L}{kA} = \frac{0,008}{(0,78 \cdot 1,2)} = 0,00855\ ^\circ C/W$$

$$R_o = R_{conv\ 2} = \frac{1}{h_2 A} = \frac{1}{(40 \cdot 1,2)} = 0,02083\ ^\circ C/W$$

$$R_{total} = R_{conv\ 1} + R_{glass} + R_{conv\ 2} = 0,08333 + 0,00855 + 0,02083 = 0,1127\ ^\circ C/W$$

$$Q = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{wall}} = \frac{(20 - (-10))}{0,1127} = 266\ W$$

$$Q = \frac{T_{\infty 1} - T_1}{R_{conv\ 1}}$$

$$T_1 = T_{\infty 1} - Q \cdot R_{conv\ 1} = 20 - (266 \cdot 0,08333) = -2,2\ ^\circ C$$

### 5.3 Resistensi Kontak Termal

Dalam analisis konduksi panas melalui padatan, diasumsikan “kontak sempurna” antar permukaan dua lapisan padat, dan dengan demikian tidak ada penurunan suhu di antarmukanya. Ini akan terjadi ketika permukaan benar-benar halus dan menghasilkan kontak yang sempurna di setiap titik. Namun, pada kenyataannya, bahkan permukaan datar yang tampak halus pada mata ternyata cukup kasar ketika diperiksa di bawah mikroskop dengan banyak puncak dan lembah.

Ketika dua permukaan seperti itu ditekan satu sama lain, puncak akan membentuk kontak material yang baik tetapi lembah akan membentuk kekosongan yang dipenuhi dengan udara. Akibatnya, sebuah antarmuka akan berisi banyak celah udara dengan ukuran yang berbeda yang bertindak sebagai isolasi karena konduktivitas panas yang rendah dari udara.

Dengan demikian, antarmuka menghasilkan tahanan tambahan terhadap transfer panas, dan tahanan per unit area antarmuka ini disebut resistensi kontak termal,  $R_c$ .

Nilai  $R_c$  ditentukan secara eksperimental menggunakan instalasi pengujian konduktivitas panas bahan. Jika transfer panas melalui dua batang logam dengan area persegi  $A$  yang ditekan satu sama lain. Transfer panas melalui antarmuka dua batang ini adalah jumlah transfer panas melalui titik kontak padatan dan celah-celah di area non-kontak dan dapat dinyatakan sebagai,

$$Q = Q_{contact} + Q_{gap}$$

$$Q = h_c A \Delta T_{interface}$$

dimana  $A$  adalah area antarmuka kedua batang dan  $T_{interface}$  adalah perbedaan suhu efektif di antarmukanya. Nilai  $h_c$  sesuai dengan koefisien transfer panas konveksi, disebut konduktivitas kontak panas dan dinyatakan sebagai

$$h_c = \frac{Q/A}{\Delta T_{interface}} \text{ (W/m}^2\text{.}^\circ\text{C)}$$

Jika terkait dengan resistensi kontak termal menjadi

$$R_c = \frac{1}{h_c} = \frac{\Delta T_{interface}}{Q/A} \text{ (m}^2\text{.}^\circ\text{C / W)}$$

Sehingga resistensi kontak panas adalah berbanding terbalik dengan konduktivitas kontak panas.  $R_c$  mewakili resistensi kontak termal per unit area. Resistensi termal untuk seluruh antarmuka diperoleh dengan membagi  $R_c$  dengan luas area antarmukanya  $A$ .

Resistensi kontak panas dapat ditentukan dengan mengukur penurunan suhu di antarmuka dan membagikannya dengan laju panas di bawah kondisi yang stedi. Nilai tahanan kontak termal tergantung pada kekasaran permukaan dan sifat material serta suhu dan tekanan pada antarmuka dan jenis cairan yang terjebak di antarmukanya. Situasi menjadi lebih rumit ketika plat diperkuat oleh bolt, sekrup, atau rivet yang tekanan antarmukanya tidak seragam.

Resistensi kontak termal dalam hal ini juga tergantung pada ketebalan plat, radius bolt, dan ukuran zona kontak. Resistensi kontak termal menurun dengan penurunan kekasaran permukaan dan peningkatan tekanan antarmuka. Kebanyakan nilai yang ditentukan secara eksperimental dari resistensi kontak panas yaitu antara 0.000005 dan 0.0005  $\text{m}^2\text{.}^\circ\text{C / W}$  dengan variasi konduktivitas kontak panas yang sesuai adalah 2000 hingga 200.000  $\text{W/m}^2\text{ /}^\circ\text{C}$ ).

Ketika kita menganalisis transfer panas di media yang terdiri dari dua atau lebih lapisan, hal pertama yang perlu kita ketahui adalah apakah resistensi kontak panas signifikan atau tidak. Kita dapat menjawab pertanyaan ini dengan membandingkan jumlah resistansi termal lapisan dengan nilai-nilai standar resistensi kontak termal. Misalnya, resistensi termal dari lapisan tebal 1 cm dari bahan isolasi per unit permukaan adalah

$$R_{c \text{ interface}} = \frac{L}{k} = \frac{0,01}{0,04} = 0,25 \text{ m}^2\text{.}^\circ\text{C / W}$$

sedangkan untuk lapisan tembaga tebal 1 cm sebesar

$$R_{c \text{ copper}} = \frac{L}{k} = \frac{0,01}{386} = 0,000026 \text{ m}^2\text{.}^\circ\text{C / W}$$

Membandingkan nilai-nilai di atas dengan nilai standar resistensi kontak panas, kita menyimpulkan bahwa resistansi kontak termal signifikan dan bahkan dapat mendominasi transfer panas untuk konduktor panas yang baik seperti logam, tetapi lebih rendah dibanding konduktor panas yang buruk seperti insulasi.

Resistensi kontak termal dapat dikurangi dengan menerapkan cairan konduktif termal yang disebut pasta termal seperti pasta silikon pada permukaan sebelum diberi tekanan satu sama lain. Hal ini biasanya dilakukan ketika menghubungkan komponen elektronik seperti transistor daya ke heat sink. Resistensi kontak termal juga dapat dikurangi dengan mengganti udara di antarmuka dengan gas konduktif yang lebih baik seperti helium atau hydrogen.

Cara lain untuk meminimalkan tahanan kontak adalah dengan memasukkan foil logam lunak seperti timah, perak, tembaga, nikel, atau aluminium di antara kedua permukaan. Studi eksperimental menunjukkan bahwa resistensi kontak termal dapat dikurangi hingga 7% oleh foil logam di antarmuka. Untuk efisiensi maksimal, foil harus sangat tipis.

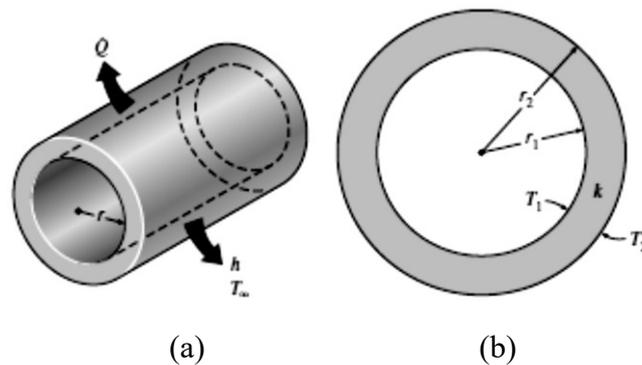
## Bab 4. Hambatan Thermal pada silinder dan bola

### 4.1 Hambatan Thermal pada Silinder dan bola

Jika konduksi panas yang stedi melalui pipa air panas. Panas terus-menerus hilang ke luar melalui dinding pipa, dan dianggap bahwa transfer panas melalui pipa berada di arah normal ke permukaan pipa dan tidak ada transfer panas yang signifikan terjadi di pipa ke arah lain (Gambar 4.1a). Dinding pipa, yang ketebalannya agak tipis, memisahkan dua cairan pada suhu yang berbeda, dan dengan demikian gradient suhu dalam arah radial akan relatif besar dibanding ke arah yang lain. Selanjutnya, jika suhu cairan di dalam dan di luar pipa tetap konstan, maka transfer panas melalui pipa adalah stedi. Dengan demikian transfer panas melalui pipa dapat dimodelkan sebagai stedi dan satu dimensi.

Suhu pipa dalam hal ini akan tergantung pada satu arah saja (arah radial  $r$ ) dan dapat dinyatakan sebagai  $T = T(r)$ . Dalam operasi yang stedi, tidak ada perubahan suhu pipa dengan waktu pada titik apapun. Oleh karena itu, tingkat transfer panas ke pipa harus sama dengan kecepatan transfer panas keluar dari pipa. Dengan kata lain, transfer panas melalui pipa harus konstan,  $Q_{cond, cyl} = \text{konstan}$ . Jika lapisan/dinding silinder panjang (seperti pipa bulat) radius internal  $r_1$ , radius eksternal  $r_2$ , panjang  $L$ , dan konduktivitas panas rata-rata  $k$  (Gambar 4.1b). Kedua permukaan lapisan silinder dipertahankan pada suhu konstan  $T_1$  dan  $T_2$ . Tidak ada produksi panas di dinding dan konduktivitas termal konstan. Kemudian hukum Fourier dari konduksi panas untuk transfer panas melalui lapisan silinder dapat dinyatakan sebagai

$$Q_{cond\ cyl} = -kA \frac{dT}{dr} \text{ (W)}$$



Gambar 4.1 Panas melalui dinding silinder (Cengel, 2004)

di mana  $A = 2\pi rL$  adalah area transfer panas di lokasi  $r$ . Luas  $A$  tergantung pada  $r$ , dan dengan demikian bervariasi dalam arah transfer panas. Memisahkan variabel dalam persamaan di atas dan mengintegrasikan dari  $r = r_1$ , di mana  $T(r_1) = T_1$ , ke  $r = r_2$ , di mana  $T(r_2) = T_2$ , dan  $R_{cyl}$  adalah tahanan termal lapisan silinder terhadap konduksi panas, atau hanya tahanan konduksi lapis silinder. Sehingga,

$$\int_{r=r_1}^{r_2} \frac{Q_{cond\ cyl}}{A} dr = - \int_{T=T_1}^{T_2} k dT$$

$$Q_{cond\ cyl} = 2\pi Lk \frac{T_1 - T_2}{\ln(r_2/r_1)} \text{ (W)}$$

$$Q_{cond\ cyl} = \frac{T_1 - T_2}{R_{cyl}} \quad (W)$$

$$R_{cyl} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} = \frac{\ln(\frac{OuterRadius}{InnerRadius})}{2\pi \times (Length) \times (Thermal\ conductivity)}$$

Kita dapat mengulangi analisis di atas untuk lapisan bola dengan mengambil  $A = 4\pi r^2$  dan melakukan integrasi.  $R_{sph}$  adalah resistensi termal lapisan bola terhadap konduksi panas. Hasilnya dapat dinyatakan sebagai,

$$Q_{cond\ sph} = \frac{T_1 - T_2}{R_{sph}}$$

$$R_{sph} = \frac{r_2 - r_1}{4\pi r_1 r_2 k} = \frac{Outer\ radius - Inner\ radius}{4\pi (Outer\ radius)(Inner\ radius)(Thermal\ conductivity)}$$

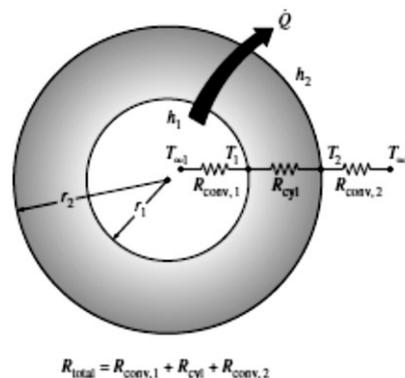
#### 4.2 Jaringan Resistensi Thermal pada silinder dan bola

Jika aliran panas satu dimensi yang konstan melalui lapisan silinder atau bola yang terkena konveksi di kedua sisi ke cairan pada suhu  $T_{\infty 1}$  dan  $T_{\infty 2}$  dengan koefisien transfer panas  $h_1$  dan  $h_2$ , seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.2. Jaringan resistensi termal dalam hal ini terdiri dari satu konduksi dan dua resistansi konveksi dalam hubungan seri, sama seperti yang untuk dinding datar, dan kecepatan transfer panas di bawah kondisi yang stedi dapat dinyatakan sebagai

$$Q = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}}$$

$$\begin{aligned} R_{total} &= R_{conv,1} + R_{cyl} + R_{conv,2} \\ &= \frac{1}{(2\pi r_1 L)h_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} + \frac{1}{(2\pi r_2 L)h_2} \end{aligned}$$

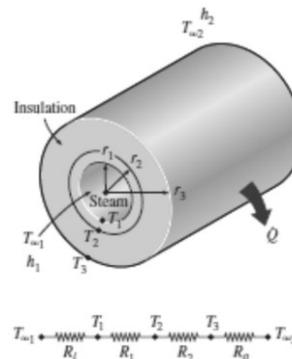
$$\begin{aligned} R_{total} &= R_{conv,1} + R_{sph} + R_{conv,2} \\ &= \frac{1}{(4\pi R_1^2)h_1} + \frac{r_2 - r_1}{4\pi r_1 r_2 k} + \frac{1}{(4\pi R_2^2)h_2} \end{aligned}$$



Gambar 4.2 Jaringan resistensi termal pada silinder

### Contoh Soal: Kehilangan panas melalui pipa uap terisolasi

Uap pada  $T_1 = 320^\circ\text{C}$  mengalir dalam pipa besi cor ( $k = 80 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ ) dengan diameter internal dan eksternal masing-masing  $D_1 = 5 \text{ cm}$  dan  $D_2 = 5,5 \text{ cm}$ . Pipa ini ditutupi dengan isolasi serat kaca tebal  $3 \text{ cm}$  dengan  $k = 0.05 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ . Panas hilang ke lingkungan sekitar pada  $T_2 = 5^\circ\text{C}$  oleh konveksi alami dan radiasi, dengan koefisien transfer panas gabungan  $h_2 = 18 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ . Dengan koefisien transfer panas di dalam pipa  $h_1 = 60 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ . Tentukan tingkat hilangnya panas dari uap per unit panjang pipa. Juga tentukan penurunan suhu di permukaan pipa dan isolasi.



Gambar 4.3 Contoh jaringan hambatan panas pada pipa

### Jawaban

$$A_1 = 2\pi r_1 L = 2\pi(0,025)(1) = 0,157 \text{ m}^2$$

$$A_3 = 2\pi r_3 L = 2\pi(0,0575)(1) = 0,361 \text{ m}^2$$

$$R_l = R_{conv,1} = \frac{1}{h_1 A} = \frac{1}{(6 \cdot 0,157)} = 0,106^\circ\text{C/W}$$

$$R_1 = R_{pipe} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_1 L} = \frac{\ln(2,75/2,5)}{2\pi(80 \cdot 1)} = 0,0002^\circ\text{C/W}$$

$$R_2 = R_{insulation} = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_2 L} = \frac{\ln(5,75/2,75)}{2\pi(0,05 \cdot 1)} = 2,35^\circ\text{C/W}$$

$$R_o = R_{conv,2} = \frac{1}{h_2 A_3} = \frac{1}{18 \cdot 0,361} = 0,154^\circ\text{C/W}$$

$$R_{total} = R_l + R_1 + R_2 + R_o = 0,106 + 0,0002 + 2,35 + 0,154 = 2,61^\circ\text{C/W}$$

$$Q = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}} = \frac{(320 - 5)^\circ\text{C}}{2,61} = 121 \text{ W}$$

$$\Delta T_{pipe} = QR_{pipe} = (121 \cdot 0,0002) = 0,02^\circ\text{C}$$

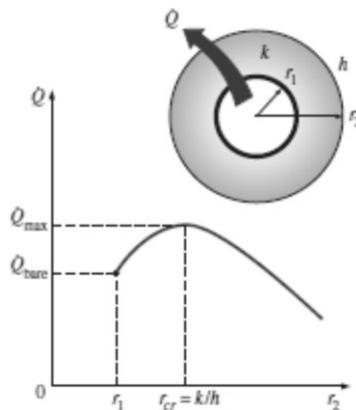
$$\Delta T_{insulation} = QR_{insulation} = (121 \cdot 2,35) = 284^\circ\text{C}$$

### 4.3 Radius kritis isolasi

Kita tahu bahwa menambahkan lebih banyak isolasi ke dinding atau plafon akan mengurangi transfer panas. Semakin tebal isolasi, semakin rendah tingkat transfer panas. Hal ini diharapkan karena area transfer panas  $A$  konstan, dan menambahkan isolasi akan meningkatkan hambatan panas dinding tanpa meningkatkan resistensi konveksi. Namun, menambahkan isolasi ke pipa silinder atau bola adalah hal yang berbeda. Isolasi tambahan meningkatkan tahanan konduktif lapisan isolasi tetapi mengurangi tahanan konveksi permukaan karena peningkatan area permukaan luar untuk konveksi. Transfer panas dari pipa dapat meningkat atau menurun, tergantung pada efek mana yang mendominasi.

Jika pipa silinder radius luar  $r_1$  dengan suhu permukaan luar  $T_1$  dipertahankan konstan. Pipa diisolasi dengan bahan yang konduktivitas termalnya  $k$  dan radius luarnya  $r_2$ . Panas hilang dari pipa ke media sekitar pada suhu  $T$ , dengan koefisien transfer panas konveksi  $h$ . Kecepatan transfer panas dari pipa terisolasi ke udara sekitarnya dapat dinyatakan sebagai (Gambar 4.4),

$$Q = \frac{T_1 - T_\infty}{R_{ins} + R_{conv}} = \frac{T_1 - T_\infty}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} + \frac{1}{h(2\pi r_2 L)}}$$



Gambar 4.4 Radius kritis terhadap laju panas (Cengel, 2004)

Variasi  $Q$  dengan radius luar isolasi  $r_2$  ditunjukkan pada Gambar 4.4. Nilai  $r_2$  di mana  $Q$  mencapai maksimum ditentukan dari persyaratan bahwa  $dQ/dr_2 = 0$  (zero slope). Dengan diferensiasi dan penyelesaian untuk  $r_2$  menghasilkan radius kritis isolasi untuk pipa silinder menjadi  $r_{cr}$ ,

$$r_{cr,cylinder} = \frac{k}{h} \quad (\text{m})$$

Radius kritis isolasi tergantung pada konduktivitas termal isolasi  $k$  dan koefisien transfer panas konveksi eksternal  $h$ . Kecepatan transfer panas dari silinder meningkat dengan penambahan isolasi untuk  $r_2 < r_{cr}$ , mencapai maksimum ketika  $r_2 = r_{cr}$ , dan mulai menurun untuk  $r_2 > r_{cr}$ . Dengan demikian, mengisolasi pipa sebenarnya dapat meningkatkan kecepatan transfer panas dari pipa tetapi menurun ketika  $r_2 < r_{cr}$ . Nilai radius kritis  $r_{cr}$  akan terbesar ketika  $k$  besar dan  $h$  kecil. Nilai terendah  $h$  yang dihadapi dalam praktek adalah sekitar  $5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  untuk kasus konveksi alami gas, dan bahwa konduktivitas termal bahan isolasi umum adalah sekitar  $0,05 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ , nilai terbesar dari radius kritis yang mungkin kita temui adalah,

$$r_{cr,max} = \frac{k_{max,insulation}}{h_{min}} \sim \frac{0.05W/m \cdot ^\circ C}{5W/m^2 \cdot ^\circ C} = 0,01m = 1cm$$

Nilai ini akan lebih kecil jika efek radiasi dipertimbangkan. Radius kritis akan jauh lebih kecil dalam konveksi paksa, sering kurang dari 1 mm, karena nilai h yang jauh lebih besar yang terkait dengan konveksi paksa. Oleh karena itu, kita dapat mengisolasi air panas atau pipa uap dengan bebas tanpa khawatir tentang kemungkinan meningkatkan transfer panas dengan mengisolasi pipa melebihi radius kritis.

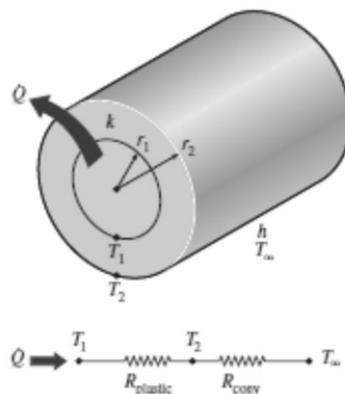
Radius kabel listrik mungkin lebih kecil dari radius kritis. Oleh karena itu, isolasi listrik plastik sebenarnya dapat meningkatkan transfer panas dari kabel listrik dan dengan demikian menjaga suhu operasi mereka yang stedi pada tingkat yang lebih rendah dan karenanya lebih aman.

Metode di atas dapat diulangi untuk sebuah bola, di mana k adalah konduktivitas termal isolasi dan h adalah koefisien transfer panas konveksi pada permukaan luar. Dapat ditunjukkan dengan cara yang sama bahwa radius kritis isolasi untuk bola adalah,

$$r_{cr,sph} = \frac{2k}{h} \quad (m)$$

### Contoh Soal: Kehilangan panas dari kabel listrik terisolasi

Sebuah kawat listrik diameter 3 mm dan panjang 5 m dibungkus dengan penutup plastik tebal 2 mm yang konduktivitas termalnya  $k = 0.15 W/m \cdot ^\circ C$ . Pengukuran listrik menunjukkan bahwa arus 10 A melewati kawat dan ada penurunan tegangan 8 V di sepanjang kawat. Jika kawat terisolasi terkena media pada  $T_\infty = 30^\circ C$  dengan koefisien transfer panas  $h = 12 W/m^2 \cdot ^\circ C$ , Tentukan suhu di antarmuka kawat dan penutup plastik dalam operasi yang stedi. Juga tentukan apakah menggandakan ketebalan penutup plastik akan meningkatkan atau menurunkan suhu antarmuka ini.



Gambar 4.5 Contoh radius kritis

### Jawaban

$$Q = W_e = VI = (8V)(10A) = 80W$$

$$A_2 = (2\pi r_2)L = 2\pi(0,0035 \cdot 5) = 0,110 m^2$$

$$R_{conv} = \frac{1}{hA_2} = \frac{1}{(12 \cdot 0.110)} = 0,76^\circ C/W$$

$$R_{plastic} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi kL} = \frac{\ln(3,5 / 1,5)}{2\pi(0,15 \cdot 5)} = 0,18^\circ\text{C}/\text{W}$$

$$R_{total} = R_{plastic} + R_{conv} = 0,76 + 0,18 = 0,94^\circ\text{C}/\text{W}$$

$$Q = \frac{T_1 - T_\infty}{R_{total}} \quad T_1 = T_\infty + QR_{total} = 30^\circ\text{C} + (80)(0,94) = 105^\circ\text{C}$$

$$r_{cr} = \frac{k}{h} = \frac{0,15}{12} = 0,0125\text{m} = 12,5 \text{ mm}$$

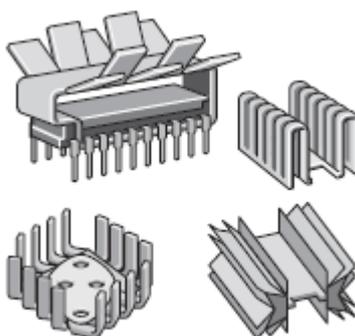
Karena  $r_{cr}$  yang lebih besar dari radius penutup plastik. Sehingga meningkatkan ketebalan penutup plastik akan meningkatkan transfer panas sampai radius luar penutup mencapai 12,5 mm. Akibatnya, kecepatan transfer panas  $Q$  akan meningkat ketika suhu antarmuka  $T_1$  tetap konstan, atau  $T_1$  akan menurun ketika  $Q$  tetap konstan.

## Bab 5. Konduksi pada permukaan bersirip

### 5.1 Persamaan Fin

Sesuai hukum Newton pendinginan, ada dua cara untuk meningkatkan tingkat transfer panas: meningkatkan koefisien transfer panas konveksi  $h$  atau untuk meningkatkan area permukaan  $A_s$ . Meningkatkan  $h$  dapat dilakukan dengan pemasangan pompa atau kipas angin, atau mengganti dengan yang lebih besar, tetapi pendekatan ini mungkin tidak praktis. Selain itu, mungkin tidak mencukupi. Alternatifnya adalah dengan meningkatkan area permukaan atau dengan permukaan yang diperluas terbuat dari bahan yang sangat konduktif seperti aluminium. Permukaan bersirip dapat diproduksi dengan ekstrusi, pengelasan, atau menempelkan lembaran logam tipis pada permukaan.

Permukaan bersirip biasanya digunakan untuk meningkatkan transfer panas, dan dapat meningkatkan kecepatan transfer panas dari permukaan hingga beberapa kali. Radiator mobil adalah contoh dari permukaan bersirip. Lapisan logam tipis dipasang pada pipa air panas meningkatkan area permukaan untuk konveksi dan dengan demikian tingkat transfer panas konvektif dari pipa ke udara meningkat. Ada berbagai desain fin inovatif yang tersedia di pasar (Gambar 5.1).



Gambar 5.1 Heat sink

Dalam analisis fin, dapat dipertimbangkan operasi yang stedi dengan tidak ada generasi panas di fin, dan diasumsikan konduktivitas termal  $k$  dari material konstan. Juga diasumsikan koefisien transfer panas konveksi  $h$  konstan dan seragam di seluruh permukaan fin untuk memudahkan dalam analisis. Dianggap koefisien transfer panas konveksi  $h$ , secara umum, bervariasi di sepanjang fin, dan nilainya pada satu titik sangat tergantung dari gerakan fluida pada titik itu. Nilai  $h$  biasanya jauh lebih rendah pada dasar fin daripada pada ujung fin karena fluida dikelilingi oleh permukaan padat di dekat dasar, yang secara serius mengganggu pergerakannya ke titik itu, sementara fluida di dekat ujung fin memiliki sedikit kontak dengan permukaan padat dan dengan demikian bertemu dengan sedikit tahanan terhadap aliran. Oleh karena itu, menambahkan terlalu banyak fin pada permukaan dapat sangat mengurangi transfer panas secara keseluruhan ketika penurunan  $h$  mengimbangi setiap keuntungan yang timbul dari peningkatan luas permukaan.

Jika elemen volume dari fin di lokasi  $x$  yang memiliki panjang  $\Delta x$ , luas persegi  $A_c$ , dan keliling  $p$ . Dalam kondisi yang stedi, keseimbangan energi pada elemen volume ini dapat dinyatakan dengan,

Laju konduksi masuk elemen (x) = laju konduksi menuju (x + Δx) + laju konveksi keluar elemen

$$Q_{cond,x} = Q_{cond,x+\Delta x} + Q_{conv}$$

$$Q_{conv} = h(p\Delta x)(T - T_{\infty})$$

Mengganti dan membagi dengan Δx, kita mendapatkan

$$\frac{Q_{cond,x+\Delta x} - Q_{cond,x}}{\Delta x} + hp(T - T_{\infty}) = 0$$

$$\frac{d}{dx} \left( kA_c \frac{dT}{dx} \right) - hp(T - T_{\infty}) = 0$$

di mana  $A_c$  adalah luas penampang fin di lokasi x. Secara umum, luas  $A_c$  dan keliling p dari fin bervariasi dengan x, yang membuat persamaan diferensial ini sulit untuk diselesaikan. Dalam kasus khusus penampang konstan dan konduktivitas termal konstan, persamaan menjadi

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - a^2\theta = 0$$

$$a^2 = \frac{hp}{kA_c}$$

$\theta = T - T_{\infty}$  adalah perbedaan suhu, sedangkan pada dasar fin adalah  $\theta_b = T_b - T_{\infty}$ .

Persamaan diatas adalah persamaan diferensial linear, homogen, orde dua dengan koefisien konstan. Teori fundamental persamaan diferensial menyatakan bahwa persamaan tersebut memiliki dua fungsi solusi linier independen, dan solusi umumnya adalah kombinasi linier dari kedua fungsi solusi tersebut. Mengurangi pengali konstan dari fungsi  $\theta$  dari derivat kedua menghasilkan nol. Dengan demikian kita menyimpulkan bahwa fungsi  $\theta$  dan derivatif kedua harus konstan multiplier satu sama lain. Satu-satunya fungsi yang derivatifnya adalah multipli konstan dari fungsi-fungsi itu sendiri adalah fungsi eksponensial. Oleh karena itu, fungsi penyelesaian persamaan diferensial di atas adalah fungsi eksponensial  $e^{-ax}$  atau  $e^{ax}$ , atau multiplier konstan. Oleh karena itu, solusi umum dari persamaan diferensial adalah,

$$\theta(x) = C_1 e^{ax} + C_2 e^{-ax}$$

di mana  $C_1$  dan  $C_2$  adalah constant yang nilai-nilainya harus ditentukan dari kondisi batas di dasar dan di ujung fin. Perhatikan bahwa kita hanya membutuhkan dua kondisi untuk menentukan  $C_1$  dan  $C_2$ . Suhu pelat yang ditempelkan pada pelat biasanya diketahui sebelumnya. Oleh karena itu, pada dasar fin kita memiliki kondisi batas suhu yang ditentukan, yang dinyatakan dengan,

$$\theta(x) = \theta_b = T_b - T_{\infty}$$

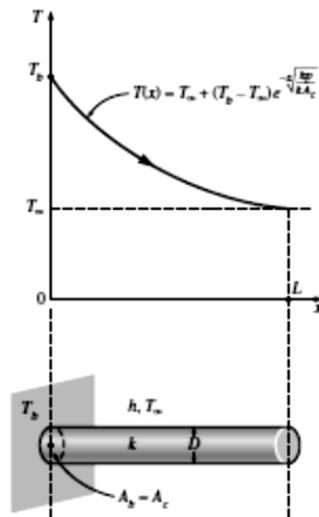
Pada ujung fin kita memiliki beberapa kemungkinan, termasuk suhu yang ditentukan, hilangnya panas yang tidak signifikan (diidealisasi sebagai ujung terisolasi), konveksi, dan gabungan konveksi dan radiasi. Selanjutnya, kita mempertimbangkan setiap kasus secara terpisah.

### 1. Infinitely Long Fin ( $T_{fin\ Tip} = T_{\infty}$ )

Untuk fin yang cukup panjang dengan persegi yang seragam (konstan  $A_c$ ), suhu fin di ujung fin akan mendekati suhu lingkungan  $T_{\infty}$  dan dengan demikian akan mendekati ke nol. yaitu,

$$\theta(L) = T(L) - T_{\infty} = 0 \text{ dimana } L \rightarrow \infty$$

Kondisi ini akan dipenuhi oleh fungsi  $e^{-ax}$ , tetapi tidak oleh fungsi solusi prospektif lainnya  $e^{ax}$  karena cenderung menjadi tak terbatas saat  $x$  menjadi lebih besar. Oleh karena itu, solusi umum dalam kasus ini akan terdiri dari multipli konstan  $e^{-ax}$ . Nilai bilangan konstan ditentukan dari persyaratan bahwa pada dasar fin di mana  $x = 0$  nilai  $\theta$  akan  $\theta_b$ .



Gambar 5.2 Fin panjang (Cengel, 2004)

Kita ketahui bahwa  $e^{-ax} = e^0 = 1$ , nilai yang tepat dari konstanta adalah  $\theta_b$ , dan fungsi solusi yang dicari adalah  $\theta(x) = \theta_b \cdot e^{-ax}$ . Fungsi ini memenuhi persamaan diferensial serta persyaratan bahwa solusi menjadi  $\theta_b$  pada dasar fin dan mendekati nol pada ujung fin untuk  $x$  besar. Dicontohkan bahwa  $\theta = T - T_{\infty}$  dan  $a = \sqrt{hp/kA}$ , maka variasi suhu di sepanjang fin dan laju panas untuk fin yang sangat panjang dapat dinyatakan dengan

$$\frac{T(x) - T_{\infty}}{T_b - T_{\infty}} = e^{-ax} = e^{-x\sqrt{hp/kA}}$$

$$Q_{long\ fin} = \sqrt{hp k A} \cdot (T_b - T_{\infty})$$

### 2. Kerugian panas yang tidak signifikan pada ujung Fin (Tip fin terisolasi, $Q_{Tip\ fin} = 0$ )

Fin tidak mungkin terlalu panjang sehingga suhu mereka mendekati suhu sekitar di ujungnya. Situasi yang lebih realistis adalah transfer panas pada ujung menjadi tidak signifikan atau adiabatik, karena transfer panas pada ujung proporsional dengan area permukaan, dan area permukaannya biasanya merupakan sebagian kecil dari total area. Kemudian ujung fin dapat dianggap terisolasi.

Aplikasi dari dua kondisi batas ini pada persamaan umum setelah beberapa manipulasi, menghasilkan hubungan distribusi suhu untuk ujung fin adiabatik menjadi,

$$\frac{T(x)-T_{\infty}}{T_b-T_{\infty}} = \frac{\cosh a(L-x)}{\cosh aL}$$

Kecepatan transfer panas dari fin dapat ditentukan dari hukum Fourier konduktivitas panas untuk ujung fin adiabatik:

$$Q_{\text{adiabatik tip}} = \sqrt{hpkA} \cdot (T_b - T_{\infty}) \tanh aL$$

Terlihat bahwa hubungan transfer panas untuk fin yang sangat panjang dan fin dengan ujung adiabatik berbeda oleh faktor  $\tanh aL$ , yang mendekati 1 jika L sangat besar.

### 3. Konveksi (atau Kombinasi konveksi dan radiasi) dari ujung Fin

Ujung fin dalam prakteknya terkena lingkungan sehingga kondisi batas yang tepat untuk ujung fin adalah konveksi yang juga mencakup efek radiasi. Persamaan fin masih dapat diselesaikan menggunakan konveksi di ujung fin sebagai kondisi batas kedua, tetapi analisis menjadi lebih sulit, dan menghasilkan persamaan yang cukup panjang untuk distribusi suhu dan transfer panas. Namun area ujung fin cukup kecil dibanding total area permukaan fin, sehingga kompleksitas perhitungan hampir tidak dapat meningkatkan akurasi.

Cara praktis untuk menghitung hilangnya panas dari ujung fin adalah dengan mengganti panjang fin L dengan panjang disesuaikan yang didefinisikan sebagai

$$L_e = L + \frac{A_e}{p}$$

di mana  $A_e$  adalah area persegi dan p adalah perimeter fin di ujungnya. Mengalikan persamaan di atas dengan perimeter menjadi  $A_{\text{corrected}} = A_{\text{fin (lateral)}} + A_{\text{ujung}}$ , yang menunjukkan bahwa luas fin yang ditentukan menggunakan panjang yang disesuaikan setara dengan jumlah luas fin lateral ditambah luas ujung fin.

Pendekatan panjang yang disesuaikan memberikan hasil yang sangat baik ketika variasi suhu di dekat ujung fin kecil (yang terjadi ketika  $aL \geq 1$ ) dan koefisien transfer panas di ujung fin hampir sama dengan yang di permukaan samping fin. Oleh karena itu, fin yang terkena konveksi pada ujungnya dapat diperlakukan sebagai fin dengan ujung terisolasi dengan menggantikan panjang fin yang sebenarnya dengan panjang yang disesuaikan. Dengan menggunakan hubungan yang tepat untuk  $A_e$  dan p, panjang yang disesuaikan untuk ujung persegi dan silindris dapat dengan mudah ditentukan menjadi

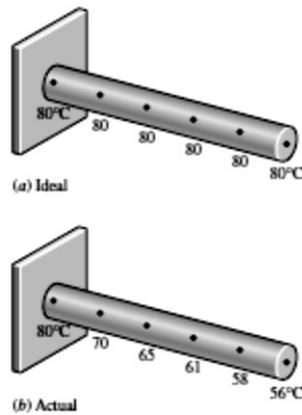
$$L_{c,\text{regtangular fix}} = L + \frac{1}{2} \quad \text{and} \quad L_{c,\text{cylindrical fin}} = L + \frac{D}{4}$$

di mana t adalah ketebalan batang persegi panjang dan D adalah diameter batang silinder.

### 5.2 Efisiensi Fin

Fin luas penampang konstan  $A_c = A_b$  dan panjang L yang terpasang ke permukaan dengan kontak sempurna. Jika panas akan mengalir dari permukaan ke fin dengan konduksi dan dari fin ke media sekitar dengan konveksi dengan koefisien transfer panas sebesar h. Suhu fin sebesar  $T_b$  di dasar fin dan secara bertahap akan menurun menuju ujung fin. Konveksi dari

permukaan halus menyebabkan suhu di setiap bagian penampang akan turun sedikit dari bagian tengah menuju permukaan luar. Karena luas penampang biasanya sangat kecil, dan dengan demikian suhu di setiap titik boleh dianggap seragam.



Gambar 5.3 Kondisi temperatur sepanjang fin

Dalam kasus ideal, resistensi termal nol atau konduktivitas termal tak terbatas ( $k \rightarrow \infty$ ), suhu fin akan seragam hingga ujung fin sebesar  $T_b$ . Transfer panas dari fin akan maksimum dalam hal ini dan dapat dinyatakan sebagai,

$$Q_{fin,max} = hA_{fin}(T_b - T_{\infty})$$

Namun aktualnya suhu fin akan turun di sepanjang fin, dan dengan demikian transfer panas dari fin akan lebih rendah karena perbedaan suhu  $T(x) - T_{\infty}$  yang menurun menuju ujung fin, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 5.3. Untuk memperhitungkan efek penurunan suhu ini pada transfer panas, kita mendefinisikan efisiensi fin sebagai,

$$\eta_{fin} = \frac{Q_{fin}}{Q_{fin,max}} = \frac{\text{Laju panas aktual fin}}{\text{Laju panas ideal dengan suhu merata sepanjang fin}}$$

$$Q_{fin} = \eta_{fin} Q_{fin,max} = \eta_{fin} hA_{fin}(T_b - T_{\infty})$$

di mana  $A_{fin}$  adalah total luas permukaan fin. Hubungan ini memungkinkan kita untuk menentukan transfer panas dari fin ketika efisiensinya diketahui. Untuk kasus dari bagian penampang yang konstan dari fin yang sangat panjang dan fin dengan ujung yang terisolasi, efisiensi fin dapat dinyatakan sebagai

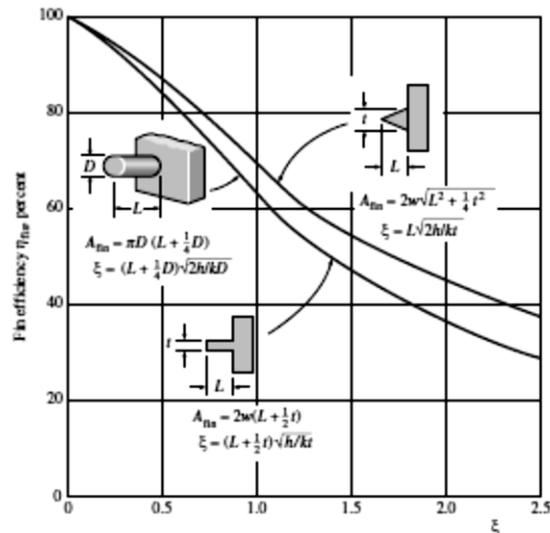
$$\eta_{long\ fin} = \frac{Q_{fin}}{Q_{fin,max}} = \frac{\sqrt{hpKA} \cdot (T_b - T_{\infty})}{hA_{fin}(T_b - T_{\infty})} = \frac{1}{L} \sqrt{kA/hp} = \frac{1}{aL}$$

$$\eta_{adiabatik\ tip} = \frac{Q_{fin}}{Q_{fin,max}} = \frac{\sqrt{hpKA} \cdot (T_b - T_{\infty}) \tanh aL}{hA_{fin}(T_b - T_{\infty})} = \frac{\tanh aL}{aL}$$

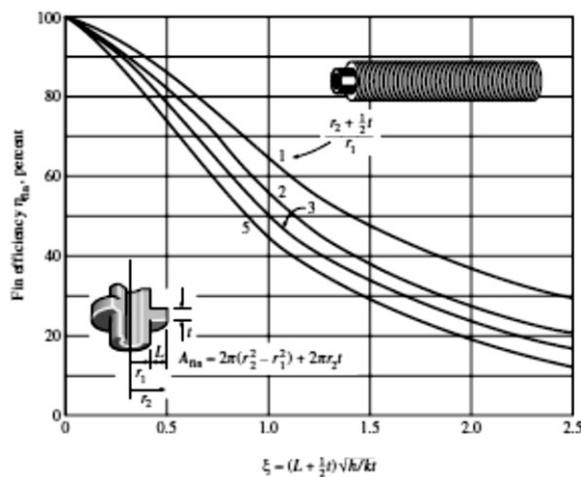
Karena  $A_{fin} = pL$  untuk ujung dengan penampang konstan. Persamaan diatas juga dapat digunakan untuk fin dengan ujung konveksi, asalkan panjang fin  $L$  diganti dengan panjang yang disesuaikan  $L_c$ .

Hubungan efisiensi fin dikembangkan untuk fin yang memiliki profil yang berbeda dan digambarkan pada Gambar 5.4 untuk fin pada permukaan datar dan pada Gambar 5.5 untuk fin

bulat dengan ketebalan konstan. Luas permukaan fin yang terkait dengan setiap profil juga ditunjukkan pada setiap angka. Untuk kebanyakan batang ketebalan konstan, batang tebal  $t$  terlalu kecil sehubungan dengan panjang batan  $L$ , dan dengan demikian luas batang tidak signifikan.



Gambar 5.4 Efisiensi fin dengan penampang datar



Gambar 5.5 Efisiensi fin untuk penampang melingkar (Cengel, 2004)

### 5.3 Efektivitas Fin

Fin digunakan untuk meningkatkan transfer panas, dan penggunaan fin pada permukaan tidak dapat direkomendasikan kecuali peningkatan transfer panas membenarkan biaya tambahan dan kompleksitas yang terkait dengan fin. Bahkan, tidak ada jaminan bahwa menambahkan fin di permukaan akan meningkatkan transfer panas. Kinerja fin dinilai berdasarkan peningkatan transfer panas dibandingkan dengan kasus non-fin, disebut sebagai efektivitas fin yang didefinisikan sebagai,

$$\varepsilon_{fin} = \frac{Q_{fin}}{Q_{no\ fin}} = \frac{Q_{fin}}{hA_b(T_b - T_\infty)} = \frac{\text{Laju panas dari dasar fin}}{\text{Laju panas pada permukaan fin}}$$

Di sini,  $A_b$  adalah luas persegi fin di dasar dan  $Q_{no\ fin}$  mewakili kecepatan transfer panas dari luas ini jika tidak ada fin yang terpasang ke permukaan. Efektivitas fin  $\epsilon_{fin} = 1$  menunjukkan bahwa penambahan fin ke permukaan tidak mempengaruhi transfer panas sama sekali. Artinya, panas yang disampaikan ke fin melalui luas dasar  $A_b$  sama dengan panas yang ditransfer dari luas yang sama  $A_b$  ke media sekitarnya. Efektivitas fin  $\epsilon_{fin} < 1$  menunjukkan bahwa fin sebenarnya bertindak sebagai isolasi, memperlambat transfer panas dari permukaan. Situasi ini dapat terjadi ketika fin yang terbuat dari bahan konduktivitas termal rendah digunakan. Efektivitas fin  $\epsilon_{fin} > 1$  menunjukkan bahwa fin meningkatkan transfer panas dari permukaan, seperti yang seharusnya. Namun, penggunaan fin tidak dapat dibenarkan kecuali  $\epsilon_{fin}$  cukup lebih besar dari 1. Permukaan fin dirancang atas dasar memaksimalkan efektivitas untuk biaya tertentu atau meminimalkan biaya untuk efisiensi yang diinginkan.

Baik efisiensi fin maupun efektivitas fin terkait dengan kinerja fin, tetapi merupakan nilai yang berbeda. Namun dapat dihubungkan dengan persamaan berikut

$$\epsilon_{fin} = \frac{Q_{fin}}{Q_{no\ fin}} = \frac{Q_{fin}}{hA_b(T_b - T_\infty)} = \frac{\eta_{fin}hA_{fin}(T_b - T_\infty)}{hA_b(T_b - T_\infty)} = \frac{A_{fin}}{A_b}\eta_{fin}$$

Oleh karena itu, efektivitas fin dapat ditentukan dengan mudah ketika efisiensi fin diketahui. Efektivitas fin yang cukup panjang dengan kondisi yang stedi ditunjukkan pada persamaan berikut

$$\epsilon_{long\ fin} = \frac{Q_{fin}}{Q_{no\ fin}} = \frac{\sqrt{hpkA_c}(T_b - T_\infty)}{hA_b(T_b - T_\infty)} = \sqrt{\frac{kp}{hA_c}}$$

karena  $A_c = A_b$  dalam kasus ini. Kita dapat menarik beberapa kesimpulan penting dari hubungan efisiensi fin di atas untuk dipertimbangkan dalam desain dan pemilihan fin:

- Konduktivitas termal  $k$  dari bahan fin harus sebanyak mungkin. Oleh karena itu, tidaklah kebetulan bahwa perpipaan terbuat dari logam, dengan tembaga, aluminium, dan besi menjadi yang paling umum. Mungkin fin yang paling banyak digunakan terbuat dari aluminium karena biaya dan beratnya yang rendah dan tahanan terhadap korosi.
- Hubungan perimeter dengan luas persegi fin  $p / A_c$  harus sesederhana mungkin. Kriteria ini dipenuhi oleh fin plat tipis dan fin pin tipis.
- Penggunaan fin paling efektif dalam aplikasi yang melibatkan koefisien transfer panas konveksi rendah. Dengan demikian, penggunaan fin lebih mudah dibenarkan ketika media adalah gas bukan cair dan transfer panas adalah dengan konveksi alami bukannya dengan konveksi paksa. Oleh karena itu, dalam pertukar panas cair-gas seperti radiator mobil, fin ditempatkan di sisi gas.

Ketika menentukan kecepatan transfer panas dari permukaan bersirip, kita harus mempertimbangkan bagian permukaan yang tidak bersirip. Oleh karena itu, kecepatan transfer panas untuk permukaan yang mengandung fin dapat dinyatakan sebagai

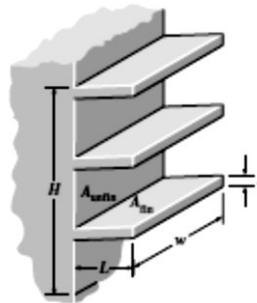
$$\begin{aligned} Q_{total\ fin} &= Q_{unfin} + Q_{fin} \\ &= hA_{unfin}(T_b - T_\infty) + \eta_{fin}hA_{fin}(T_b - T_\infty) \end{aligned}$$

$$= h (A_{unfin} + \eta_{fin}A_{fin})(T_b - T_{\infty})$$

Kita juga dapat mendefinisikan efisiensi keseluruhan untuk permukaan bersirip sebagai rasio transfer panas total dari permukaan yang bersirip dibanding transfer panas dari permukaan yang tidak ada fin,

$$\epsilon_{fin\ total} = \frac{Q_{total\ fin}}{Q_{total\ no\ fin}} = \frac{h (A_{unfin} + \eta_{fin}A_{fin})(T_b - T_{\infty})}{hA_{no\ fin}(T_b - T_{\infty})}$$

di mana  $A_{no\ fin}$  adalah luas permukaan ketika tidak ada fin sama sekali,  $A_{fin}$  adalah total permukaan semua fin di permukaan, dan  $A_{unfin}$  adalah luas bagian yang tidak tertutup fin (Gambar 5.6). Perhatikan bahwa efisiensi fin keseluruhan tergantung pada kepadatan fin (jumlah fin per unit panjang) serta efektivitas fin individu.



Gambar 5.6 Permukaan dengan fin dan tidak tertutup fin

$$A_{no\ fin} = w \cdot H$$

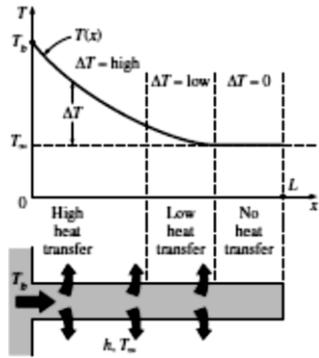
$$A_{unfin} = w \cdot H - 3 (t \cdot w)$$

$$A_{fin} = 2w \cdot H + t \cdot w$$

#### 5.4 Panjang fin yang sesuai

Langkah penting dalam desain pin adalah penentuan panjang pin yang tepat setelah material pin dan luas penampang pin ditentukan. Pemikiran awal mungkin semakin panjang fin, semakin besar luas permukaan sehingga tingkat transfer panas lebih tinggi. Oleh karena itu, untuk transfer panas maksimum, fin harus sangat panjang. Akan tetapi, suhu turun sepanjang fin secara eksponensial dan mencapai suhu lingkungan pada panjang tertentu. Bagian fin yang terlalu panjang tidak berkontribusi pada transfer panas karena berada pada suhu lingkungan, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 5.7.

Oleh karena itu, merancang fin “ekstra panjang” tidak disarankan karena mengakibatkan material yang mubazir, kelebihan berat, peningkatan ukuran, dan karenanya biaya yang meningkat tanpa manfaat. Bahkan fin panjang seperti itu akan merusak kinerja karena akan menekan gerakan fluida dan dengan demikian mengurangi koefisien transfer panas konveksi.



Gambar 5.7 Distribusi temperatur pada fin (Cengel, 2004)

Tabel 5.1 Laju perpindahan panas dibanding fin panjang

$aL$	$\frac{Q_{fin}}{Q_{long\ fin}} = \tanh aL$
0.1	0.100
0.2	0.197
0.5	0.462
1.0	0.762
1.5	0.905
2.0	0.964
2.5	0.987
3.0	0.995
4.0	0.999
5.0	1.000

Untuk mendapatkan perhitungan tentang panjang yang tepat, kita membandingkan transfer panas dari pipa panjang yang terbatas dengan transfer panas pada pipa yang panjang tanpa batas di bawah kondisi yang sama. Hubungan antara dua transfer panas ini adalah

$$\frac{Q_{fin}}{Q_{long\ fin}} = \frac{\sqrt{hpKA} \cdot (T_b - T_\infty) \tanh aL}{\sqrt{hpKA} \cdot (T_b - T_\infty)} = \tanh aL$$

Dengan menggunakan kalkulator, nilai  $\tanh aL$  dinilai untuk beberapa nilai  $aL$  dan hasilnya diberikan dalam Tabel 5.1. Kami mengamati dari tabel bahwa transfer panas dari fin meningkat dengan  $aL$  hampir linear pada awalnya, tetapi kurva mencapai puncak dan mencapai nilai untuk fin panjang tak terbatas sekitar  $aL = 5$ . Oleh karena itu, pin yang panjangnya adalah  $L = 1/5a$  dapat dianggap sebagai pin yang tak terbatas panjang. Mengurangi setengah panjang fin (dari  $aL = 5$  menjadi  $aL = 2.5$ ) menyebabkan penurunan hanya 1 persen dalam transfer panas. Tentu tidak menjadi masalah untuk mengorbankan 1 persen dalam kinerja transfer panas sebagai imbalan untuk pengurangan 50 persen dalam ukuran dan biaya fin. Dalam prakteknya, panjang fin yang sesuai sekitar  $aL = 1$  akan mentransfer 76,2% dari panas yang dapat ditransfer oleh fin yang tak terbatas panjang, dan dengan demikian harus diperhitungkan dengan baik antara kinerja transfer panas dan ukuran fin.

Pendekatan umum yang digunakan dalam analisis fin adalah dengan mengasumsikan suhu fin bervariasi hanya dalam satu arah (selama panjang fin) dan variasi suhu di sepanjang arah lain tidak signifikan. Ini terutama berlaku untuk fin yang terbuat dari lembaran logam tipis seperti fin di radiator mobil, tetapi mungkin tidak berlaku untuk fin yang dibuat dari bahan tebal. Studi telah menunjukkan bahwa kesalahan dalam analisis fin satu dimensi tidak signifikan (kurang dari sekitar 1 persen) ketika  $h\delta/k < 0,2$ . Dimana  $\delta$  adalah ketebalan

karakteristik fin, yang berupa ketebalan plat  $t$  untuk fin rectangular dan diameter  $D$  untuk fin silindris.

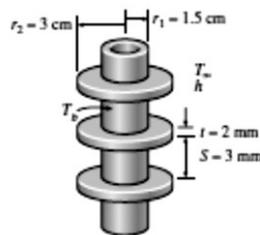
Permukaan bersirip yang dirancang khusus yang disebut heat sink, yang umumnya digunakan dalam pendinginan peralatan elektronik, melibatkan geometri kompleks yang unik. Kinerja transfer panas heat sink biasanya dinyatakan dalam resistensi termal  $R$  dalam  $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ , yang didefinisikan sebagai

$$Q_{fin} = \frac{T_b - T_{\infty}}{R} = hA_{fin}\eta_{fin}(T_b - T_{\infty})$$

Nilai resistensi panas yang kecil menunjukkan penurunan suhu kecil di seluruh heat sink, dan dengan demikian efisiensi fin yang tinggi.

### Contoh soal Efek Fins pada Transfer Panas dari Steam Pipes

Uap dalam sistem pemanas mengalir melalui pipa yang diameter luarnya adalah  $D_1 = 3 \text{ cm}$  dan dindingnya dipertahankan pada suhu  $120 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Cincin aluminium bulat ( $k = 180 \text{ W/m} \cdot ^{\circ}\text{C}$ ) dengan diameter luar  $D_2 = 6 \text{ cm}$  dan ketebalan konstan  $t = 2 \text{ mm}$  disambungkan ke pipa, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 5.8. Jarak antara fin adalah  $3 \text{ mm}$ , dan dengan demikian ada 200 fin per meter panjang pipa. Panas ditransfer ke udara sekitar pada  $T = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , dengan koefisien transfer panas gabungan  $h = 60 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ . Tentukan peningkatan transfer panas dari pipa per meter panjangnya sebagai hasil penambahan fin.



Gambar 5.8 Pipa dengan fin melingkar

### Jawaban

$$A_{no\ fin} = \pi D_1 L = 3,14 \cdot 0,03 \cdot 1 = 0,0942 \text{ m}^2$$

$$Q_{no\ fin} = hA_{no\ fin}(T_b - T_{\infty}) = 60 \cdot 0,0942 \cdot (120 - 25) = 537 \text{ W}$$

Efisiensi circular fin dapat dilihat di tabel.

$$L = 0,5(D_2 - D_1) = 0,5(0,06 - 0,03) = 0,015 \text{ m}$$

$$\frac{r_2 + 0,5t}{r_1} = \frac{(0,03 + 0,5 \cdot 0,002)}{0,015} = 2,07$$

$$(L + 0,5t) \sqrt{\frac{h}{kt}} = (0,015 + 0,5 \cdot 0,002) \cdot \sqrt{\frac{60}{180 \cdot 0,002}} = 0,207$$

$$\eta_{fin} = 0,95$$

$$A_{fin} = 2\pi(r_2^2 - r_1^2) + 2\pi r_2 t = 2\pi(0,03^2 - 0,015^2) + 2\pi \cdot 0,03 \cdot 0,002 = 0,00462 \text{ m}^2$$

$$Q_{fin} = hA_{fin}\eta_{fin}(T_b - T_\infty) = 0,95 \cdot 60 \cdot 0,00462 \cdot (120 - 25) = 25 \text{ W}$$

$$A_{unfin} = \pi D_1 S = 3,14 \cdot 0,03 \cdot 0,003 = 0,000283 \text{ m}^2$$

$$Q_{unfin} = hA_{unfin}(T_b - T_\infty) = 60 \cdot 0,000283 \cdot (120 - 25) = 1,6 \text{ W}$$

$$Q_{total\ fin} = n(Q_{fin} + Q_{unfin}) = 200 \cdot (25 + 1,6) = 5320 \text{ W}$$

$$Q_{increase} = Q_{total\ fin} - Q_{no\ fin} = 5320 - 537 = 4783 \text{ W (tiap satu meter pipa)}$$

## DAFTAR PUSTAKA

- Alkamsoul, & Saleh, F. (2015). *Characterisation of the Properties and Performance of Nanofluid Coolants with Analysis of Their Feasibility for Datacentre Cooling*. PhD thesis, University of Leeds.
- Arularasan, R., & Velraj, R. (2008). CFD Analysis in a Heat Sink for Cooling of Electronic Devices. *The Internet and Management*, 16, 1–11.
- BCC, R. (2011). *No Title*. <http://www.bccresearch.com/market-research/semiconductor-manufacturing/thermal-management-technologies-market-smc024g.html>.
- Cengel, Y. A. (2004). *Heat Transfer: A Practical Approach* 2nd Edition. *MacGraw-Hill*.
- Dai, J., Ohadi, M. M., Das, D., & Pecht, M. G. (2014). Optimum cooling of data centers: Application of risk assessment and mitigation techniques. I: *Optimum Cooling of Data Centers: Application of Risk Assessment and Mitigation Techniques*. <https://doi.org/10.1007/978-1-4614-5602-5>
- Dhanawade, K. H., & Dhanawade, H. S. (2010). Enhancement of forced convection heat transfer from fin arrays with circular perforation. *Proceedings of the International Conference on Frontiers in Automobile and Mechanical Engineering - 2010, FAME-2010*. <https://doi.org/10.1109/FAME.2010.5714845>
- Dhanawade, Kavita H., Sunnapwar, V. K., & Dhanawade, H. S. (2016). Optimization of Design Parameters for Lateral Circular Perforated Fin Arrays under Forced Convection. *Heat Transfer - Asian Research*. <https://doi.org/10.1002/htj.21150>
- Dhumne, A. B., & Farkade, H. S. (2013). Heat Transfer Analysis of Cylindrical Perforated Fins in Staggered Arrangement. I: *International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering (IJITEE)*.
- Didarul, I. M., Kenyu, O., Minoru, Y., & Izuru, S. (2007). Study on heat transfer and fluid flow characteristics with short rectangular plate fin of different pattern. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 31(4), 367–379. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2006.05.009>
- Fahmi, M. S., Khalil, W. H., & Shareef, A. J. (2020). Energy and Exergy Analysis of a Finned-Plate Double Pass Solar Air Heater with Different Arrangement. *Journal of Power and Energy Engineering*, 8, 1–17. <https://doi.org/10.4236/jpee.2020.810001>
- Fahrudin, A'rasy, As'ad, A. I., Mulyadi, & Tjahjanti1, P. H. (2022). Pengaruh Variasi Temperatur dan Kecepatan Udara Terhadap Laju Pengeringan Adonan Kerupuk Menggunakan Cabinet Dryer. In *Procedia Of Social Sciences and Humanities, Proceedings of the 1st SENARA 2022*.
- Fahrudin, A'rasy, Muslimin, M., Susilo, G. D., & Akbar, A. (2018). Experimental study effect of diameter and number of spray nozzle holes on counterflow cooling tower to improve cooling effectiveness. In *MATEC Web of Conferences*. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201819708011>
- Firdaus, R., Ichsani, D., Hakam, M., & Fahrudin, A. (2019). Study of Simulation and Experimental Effect of Vacuum Degrees Between Glass Containers and Absorber on Solar Water Heater with Absorber Sinusoidal Type. *IPTEK Journal of Proceedings Series*, 0(1), 62. <https://doi.org/10.12962/j23546026.y2019i1.5109>
- Ganorkar, A. B., & Kriplani, V. M. (2012). Experimental study of heat transfer rate by using lateral perforated fins in a rectangular channel. I: *MIT International Journal of ...*
- Gurram, S. P., Suman, S. K., Joshi, Y. K., & Fedorov, A. G. (2004). Thermal issues in next-generation integrated circuits. *IEEE Transactions on Device and Materials Reliability*, 4, 709–714. <https://doi.org/10.1109/TDMR.2004.840160>
- Hewitt, GF; Shires, GL; Bott, TR; 1994. "Process Heat Transfer ", CRC Press Inc, Florida

- Holman, J.P. .1994. “Perpindahan Kalor”, Edisi Keenam, Alih Bahasa Ir. E. Jasjfi, Msc, Erlangga, Jakarta: Penerbit Erlangga
- Incropera, Frank P dan De Witt, Davit P. 2007. “Fundamental Of Heat And Mass Transfer.”, Sixth Edition, Jhon Wiley & Sons, Inc. Newyork.
- Ismail, M. F. (2013). Effects of perforations on the thermal and fluid dynamic performance of a heat exchanger. *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, 3, 1178–1185. <https://doi.org/10.1109/TCPMT.2013.2240766>
- Ismail, M. F., Hasan, M. N., & Ali, M. (2014). Numerical simulation of turbulent heat transfer from perforated plate-fin heat sinks. *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*, 50, 509–519. <https://doi.org/10.1007/s00231-013-1242-8>
- Jameel, A., & Al-Damook, S. (2016). Design Optimisation and Analysis of Heat Sinks for Electronic Cooling. *The University of Leeds School of Mechanical Engineering Institute of ThermoFluids*.
- Jeng, T. M., & Tzeng, S. C. (2007). Pressure drop and heat transfer of square pin-fin arrays in in-line and staggered arrangements. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 2364–2375. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.10.028>
- Jonsson, H., & Moshfegh, B. (2001). Modeling of the thermal and hydraulic performance of plate fin, strip fin, and pin fin heat sinks-influence of flow bypass. *Components and Packaging Technologies, IEEE Transactions on*, 24, 142–149.
- Khoshnevis, A., Talati, F., Jalaal, M., & Esmaeilzadeh, E. (2009). Heat Transfer Enhancement of Solt and Hole Shape Perforateions in Rectangular Ribs of a 3D Channel. *17th Annual (International) Conference on Mechanical Engineering, University of Tehran*, 1–6.
- Khoshnevis, Ahmad, Talati, F., Jalaal, M., & Esmaeilzadeh, E. (2009). Analysis of Heat-Transfer Enhancement and Design Parameters of Heat-Sink with Perforated Rectangular Ribs. *12th Fluid Dynamics Conference, Babol Noshiravi University of Technology*.
- Kim, T. Y., & Kim, S. J. (2009). Fluid flow and heat transfer characteristics of cross-cut heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 5358–5370. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.07.008>
- Kumar, V., & Bartaria, V. N. (2013). CFD Analysis of an Elliptic Pin Fin Heat Sink using ANSYS Fluent v12. *International Journal of Modern Engineering Research (IJMER)*, 2, 1115–1122.
- Lee, H. J., Ryu, J., & Lee, S. H. (2019). Influence of perforated fin on flow characteristics and thermal performance in spiral finned-tube heat exchanger. *Energies*, 12, 556. <https://doi.org/10.3390/en12030556>
- Lee, S. (1995). Optimum Design and Selection Of Heat Sinks. *Eleventh IEEE SEMI-THERMm Symposium*.
- Mcmillin, T. W. (2007). *Thermal Management Solutions for Low Volume Complex Electronic Systems*. M. Sc. Thesis, College Park, University of Maryland.
- Mohan, R., & Govindarajan, P. (2011). Experimental and CFD analysis of heat sinks with base plate for CPU cooling. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 25, 2003–2012. <https://doi.org/10.1007/s12206-011-0531-8>
- Mostafavi, G., Ahmadi, M., & Bahrami, M. (2012). Effects of geometrical parameters on natural convective heat transfer from vertically-mounted rectangular interrupted fins. *ASME 2012 Heat Transfer Summer Conf. Collocated with the ASME 2012 Fluids Engineering Div. Summer Meeting and the ASME 2012 10th Int. Conf. on Nanochannels, Microchannels and Minichannels, HT 2012*. <https://doi.org/10.1115/HT2012-58379>
- Naidu, M. S., & Kamaraju, V. (2013). *High voltage engineering*. New York, McGraw-Hill.
- Naphon, P., & Khonseur, O. (2009). Study on the convective heat transfer and pressure drop in the micro-channel heat sink. *International Communications in Heat and Mass Transfer*,

- 36(1), 39–44. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2008.09.001>
- Naphon, P., & Nakharintr, L. (2013). Heat transfer of nanofluids in the mini-rectangular fin heat sinks. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 40, 25–31. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.10.012>
- Naphon, P., & Wongwises, S. (2010). Investigation on the jet liquid impingement heat transfer for the central processing unit of personal computers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, 822–826. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.05.004>
- Naphon, P., & Wongwises, S. (2011). Experimental Study of Jet Nanofluids Impingement System for Cooling Computer Processing Unit. *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, 1, 38–44. <https://doi.org/10.4236/jectc.2011.13005>
- Ndao, S., Peles, Y., & Jensen, M. K. (2009). Multi-objective thermal design optimization and comparative analysis of electronics cooling technologies. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 4317–4326.
- Pan, Y., Yin, R., & Huang, Z. (2008). Energy modeling of two office buildings with data center for green building design. *Energy and Buildings*, 40, 1145–1152. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.10.008>
- Ramesha, K. D., & Madhusudan, M. (2012). Thermal Characterization of Heat Sinks in Electronics Cooling Applications. *International Journal of Emerging trends in Engineering and Development*, 2, 521-529.
- Reay, D. A. (1979). *Heat Recovery Systems—A Directory of Equipment and Techniques*. E. and F.N. Spon, London.
- Reay, D. A. (1999). *Learning from Experiences with Compact Heat Exchangers*. CADDET Analyses Series No. 25, Centre for the Analysis and Dissemination of Demonstrated Energy Technologies, Sittard, The Netherlands.
- Sahin, B., Yakut, K., Kotcioglu, I., & Celik, C. (2005). Optimum design parameters of a heat exchanger. *Applied Energy*, 82, 90–106. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2004.10.002>
- Sara, O. N., Pekdemir, T., Yapici, S., & Yilmaz, M. (2001). Heat-transfer enhancement in a channel flow with perforated rectangular blocks. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 22, 509–518. [https://doi.org/10.1016/S0142-727X\(01\)00117-5](https://doi.org/10.1016/S0142-727X(01)00117-5)
- Shaeri, M. R., & Yaghoubi, M. (2009). Thermal enhancement from heat sinks by using perforated fins. *Energy Conversion and Management*, 50, 1264–1270. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.01.021>
- Shaeri, Mohammad Reza, & Jen, T. C. (2012). The effects of perforation sizes on laminar heat transfer characteristics of an array of perforated fins. *Energy Conversion and Management*. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.05.002>
- Shah, A., Patel, C., Bash, C., Sharma, R., & Shih, R. (2008). Impact of rack-level compaction on the data center cooling ensemble. *2008 11th IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, I-THERM*. <https://doi.org/10.1109/ITHERM.2008.4544394>
- Shah, R. K., & Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. John Wiley & Sons, Inc.
- Soodphakdee Denpong, M. B. A. D. W. C. (2001). A Comparison of Fin Geometries for Heat Sinks in Laminar Forced Convection Part I: Round Elliptic, and Plate Fins in Staggered and In-Line Configurations The. *International Journal of Microcircuits and Electronic Packaging*, 24, 68–76.
- Sya'rani, M., Sara, I. D., & Hilma Sari, L. (2019). Pengaruh Heatsink Terhadap Kinerja Modul Surya. *Jurnal Nasional Komputasi dan Teknologi Informasi (JNKTI)*, 2(1), 13. <https://doi.org/10.32672/jnkti.v2i1.1051>
- Tanda, G. (2001). Heat transfer and pressure drop in a rectangular channel with diamond-

- shaped elements. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 3529–3541. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(01\)00018-7](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00018-7)
- Velayati, E., & Yaghoubi, M. (2005). Numerical study of convective heat transfer from an array of parallel bluff plates. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26, 80–91.
- Yakut, K., Alemdaroglu, N., Sahin, B., & Celik, C. (2006). Optimum design-parameters of a heat exchanger having hexagonal fins. *Applied Energy*, 83, 82–98. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2005.01.007>
- Yang, K. S., Chu, W. H., Chen, I. Y., & Wang, C. C. (2007). A comparative study of the airside performance of heat sinks having pin fin configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 4661–4667. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.03.006>
- Yang, Y. T., & Peng, H. Sen. (2009). Numerical study of thermal and hydraulic performance of compound heat sink. *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications*, 55, 432–447. <https://doi.org/10.1080/10407780902776405>
- Yu, X., Feng, J., Feng, Q., & Wang, Q. (2005). Development of a plate-pin fin heat sink and its performance comparisons with a plate fin heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 25, 173–182. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.06.016>
- Yuan, W., Zhao, J., Tso, C. P., Wu, T., Liu, W., & Ming, T. (2012). Numerical simulation of the thermal hydraulic performance of a plate pin fin heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 48, 81–88. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.04.029>
- Zeadally, S., Khan, S. U., & Chilamkurti, N. (2012). Energy-efficient networking: Past, present, and future. *Journal of Supercomputing*, 62, 1093–1118. <https://doi.org/10.1007/s11227-011-0632-2>
- Zhang, H. Y., Pinjala, D., Wong, T. N., Toh, K. C., & Joshi, Y. K. (2005). Single-phase liquid cooled microchannel heat sink for electronic packages. *Applied Thermal Engineering*, 25, 1472–1487. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.09.014>
- Zhou, F., & Catton, I. (2011). Numerical evaluation of flow and heat transfer in plate-pin fin heat sinks with various pin cross-sections. *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications*, 60, 107–128. <https://doi.org/10.1080/10407782.2011.588574>

ISBN 978-623-464-087-8 (PDF)



UMSIDA PRESS  
Universitas Muhammadiyah Sidoarjo  
Jl. Mojopahit No 666 B  
Sidoarjo, Jawa Timur