

**ANALISIS KEHILANGAN ENERGI PANAS (HEAT LOSS) PADA
INSTALASI SISTEM PEMIPAAN PEMBANGKIT TENAGA UAP**

SKRIPSI

Diajukan Untuk memenuhi Persyaratan Ujian Sarjana

Untuk mendapatkan Gelar Sarjana Teknik Mesin

OLEH:

IMAM FITRIADI

13.813.0023



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS MEDAN AREA

2017

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISIS KEHILANGAN ENERGI PANAS (HEAT LOSS) PADA
INSTALASI SISTEM PEMIPAAN PEMBANGKIT TENAGA UAP

SKRIPSI

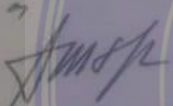
OLEH :

IMAM FITRIADI


13.011.0023

Komisi Pembimbing :

Pembimbing I

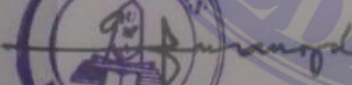

(Dr. Ir. Suditama, MT)

Pembimbing II



(Ir. Amirsyam, NST, MT)

Mengetahui

Dekan


(Anansyah Ginting, M. Eng)

Ka. Program Studi


(Bobby Lamron, ST, MT)

LEMBAR PERNYATAAN

Yang bertanda tangan di bawah ini

Nama : Imam Fitriadi

NIM : 13.813.0023

Jurusan : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Judul Skripsi : "Analisis Kebilangan Energi Panas (Heat Loss) Pada Sistem Pemipaan Pembangkit Tenaga Uap"

Dengan ini menyatakan bahwa skripsi yang saya susun, sebagai syarat memperoleh gelar sarjana, merupakan hasil karya tulis saya sendiri. Adapun bagian – bagian tertentu dalam penulisan skripsi ini yang saya kutip dari hasil karya orang lain telah dituliskan sumbernya secara jelas sesuai dengan norma kaidah, dan etika penulisan ilmiah.

Saya bersedia menerima sanksi pencabutan gelar akademik yang saya peroleh dan sanksi – sanksi lainnya dengan peraturan yang berlaku, apabila di kemudian hari ditemukan adanya plagiat dalam skripsi ini

Medan, 13 November 2017



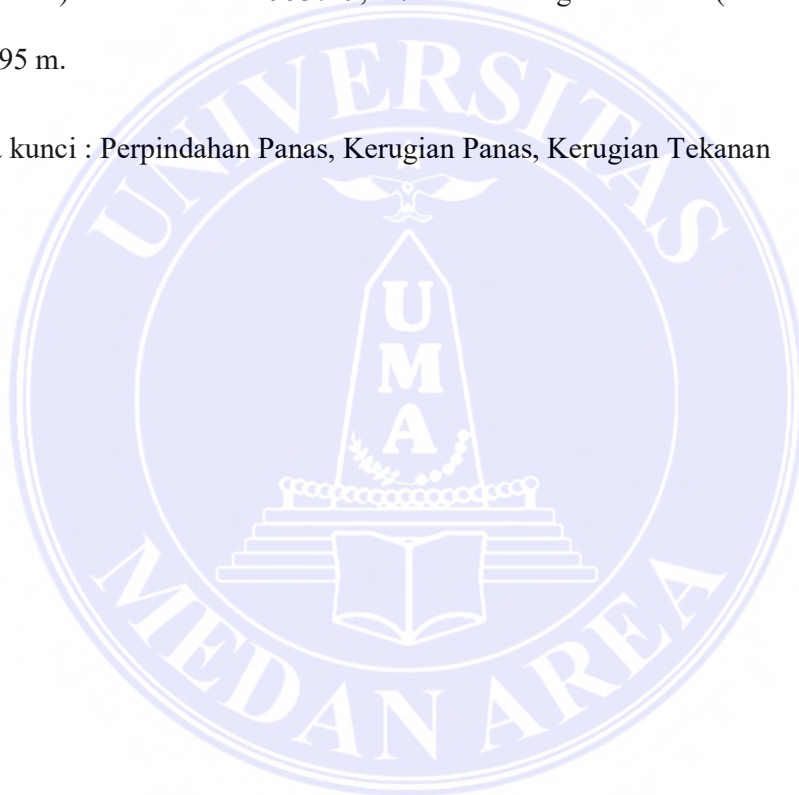
Imam Fitriadi

13.813.0023

ABSTRAK

Sistem pembangkit tenaga uap sangat penting bagi industri pengolahan biji kelapa sawit, selain digunakan untuk menghasilkan listrik, juga digunakan dalam proses pengolahan biji kelapa sawit. Pada proses distribusi uap dari ketel uap ke turbin uap terjadi kerugian panas (heat loss) dan kerugian tekanan (head loss) yang diakibatkan perpindahan panas dan juga gesekan pada pipa instalasi uap. Total kerugian panas (heat loss) adalah sebesar 4953729,447 W dan kerugian tekanan (head loss) sebesar 0,3095 m.

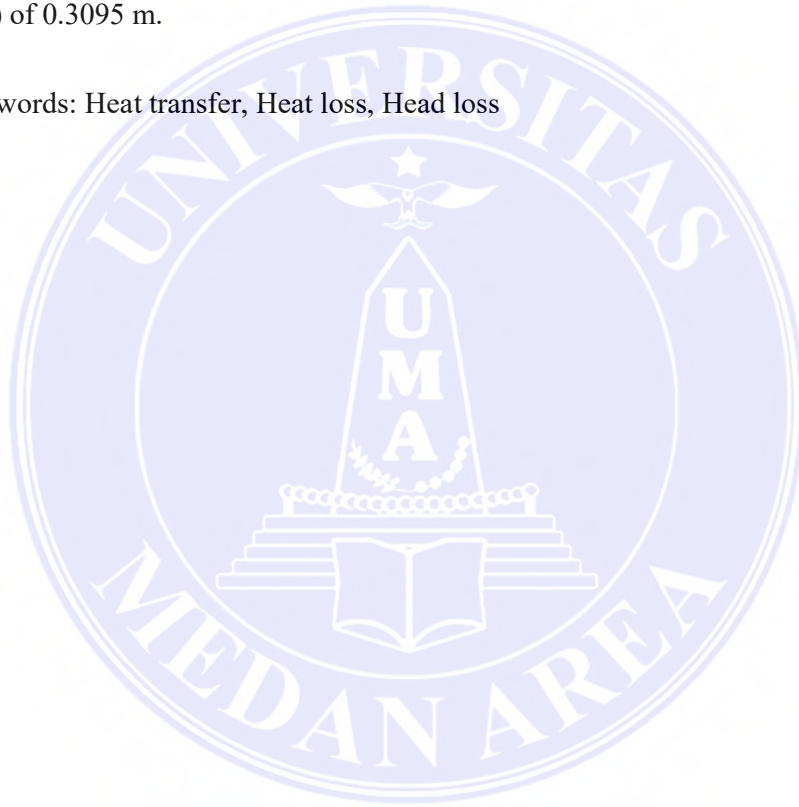
Kata kunci : Perpindahan Panas, Kerugian Panas, Kerugian Tekanan



ABSTRACT

Steam generating systems are essential for the palm kernel processing industry, in addition to being used for electricity generation, also used in palm kernel processing. In the vapor distribution process from boiler to steam turbine there is heat loss and head loss caused by heat transfer and also friction on steam installation pipe. Total heat loss (heat loss) is 4953729,447 W and the loss of pressure (head loss) of 0.3095 m.

Keywords: Heat transfer, Heat loss, Head loss



ABSTRACT

Imam Fitriadi. 138130023. "The Analysis of Heat Loss in Pipeline Installation System at Steam Power Plant". Supervised by Dr. Ir. H. Suditama MT. and Ir. H. Amirsyam Nasution, MT.

Steam power plant system is very important for palm kernel processing industry. It is not only used to generate the electricity, but also used in processing the palm kernel. Then, in vapor distribution process from the boiler to the steam turbine, there are heat loss and head loss caused by the heat transfer and the friction on steam pipeline installation. To sum up, the total heat loss is as much as 4953729,447 W and the head loss is as much as 0,3095 m.

Keywords: Heat transfer, Heat loss, and Head loss.



[Handwritten signature]
26/3/18

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur kehadiran Allah SWT karena atas limpahan rahmat dan karunia NYA kepada kita semua, yang telah memberikan kekuatan, kesempatan serta kesehatan sehingga skripsi ini telah diselesaikan.

Skripsi ini adalah salah satu syarat Mahasiswa Fakultas Teknik Mesin Universitas Medan Area untuk mendapatkan gelar sarjana, Dalam hal ini judul skripsi penulis adalah “ Analisis Kehilangan Energi Panas (Heat Loss) Pada Sistem Instalasi Pemipaan Pembangkit Tenaga Uap”.

Dengan selesainya penulisan tugas akhir ini, penulis ingin mengucapkan banyak terima kasih kepada :

1. Bapak Drs. M. Erwin Siregar, MBA. Selaku Ketua Yayasan Pendidikan Haji Agus Salim Universitas Medan Area.
2. Bapak Prof. DR. H. A. Ya’kub Matondang, MA. Selaku Rektor Universitas Medan Area.
3. Bapak Prof. DR. Dadan Ramdan, M.Eng. MSc. Selaku Dekan Universitas Medan Area.
4. Ibu Sherlly Maulana, ST, MT. Selaku Wakil Dekan Bidang Akademik Universitas Medan Area.
5. Bapak Ir. H. Darianto, MSc. Selaku Wakil dekan Bidang Kemahasiswaan Universitas Medan Area.
6. Bapak Bobby Umroh, ST, MT. Selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin Universitas Medan Area.
7. Bapak DR. Ir. H. Suditama, MT. Selaku Dosen Pembimng I.

8. Bapak Ir. Amirsyam.NST, MT. Selaku Dosen Pembimbing II.
9. Seluruh staff pengajar di Universitas Medan Area.
10. Bapak Staf Pegawai PT.Langkat Nusantara Kepong Gohor Lama
11. Ayahanda dan Ibunda tercinta serta keluarga yang telah banyak membantu penulis dalam menyelesaikan Pendidikan Sarjana di Universitas Medan Area, baik bantuan moril maupun materil sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini tepat waktu.
12. Teman – teman sejawat yang telah banyak memberi bantuan, saran serta masukan pada penulis dalam menyelesaikan tugas akhir.

Penulis menyadari bahwa skripsi ini masih jauh dari kata sempurna, hal ini karena masih terbatasnya pengetahuan penulis. Penulis sangat mengharapkan adanya masukan berupa kritik dan saran yang bersifat membangun demi perbaikan dan kesempurnaan tugas akhir ini. Semoga skripsi ini bermanfaat bagi kita semua.

Medan, 13 November 2017

Penulis

Imam Fitriadi

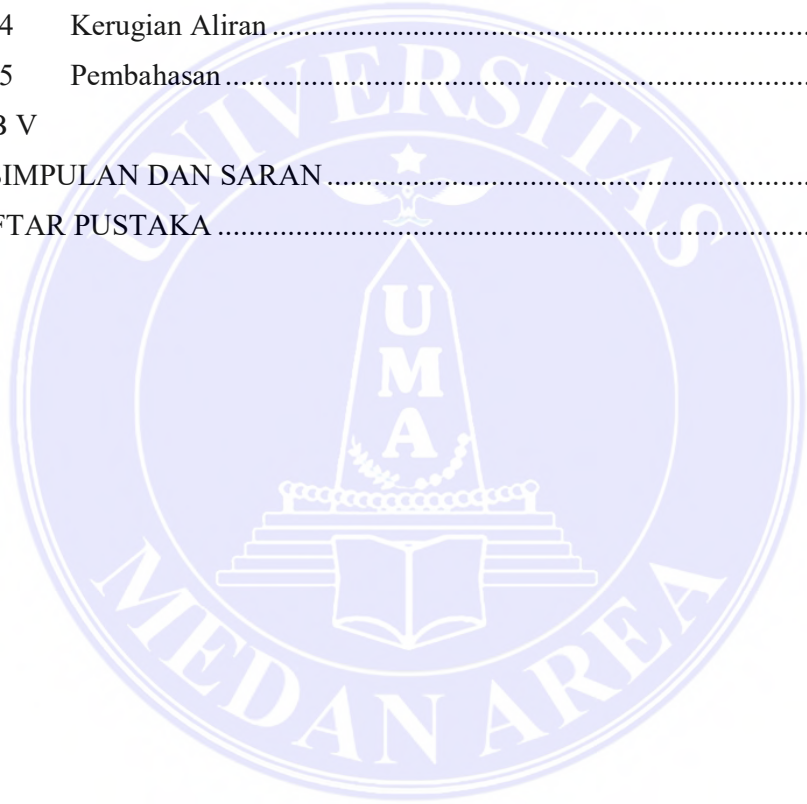
13.813.0023

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	ii
LEMBAR PERNYATAAN	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR LAMPIRAN.....	xiv
BAB I	
PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Manfaat Penelitian	3
BAB II	
LANDASAN TEORI.....	4
2.1 Perpindahan Kalor	4
2.1.1 Perpindahan Kalor Konduksi (hantaran).....	6
2.1.1.1 Perpindahan panas konduksi pada bidang datar.....	10
2.1.1.2 Perpindahan panas konduksi pada susunan seri bahan.....	11
2.1.1.3 Perpindahan panas konduksi melalui bahan yang disusun seri dan paralel	12
2.1.1.4 Perpindahan panas konduksi pada silinder	13
2.1.1.4.1 Perpindahan panas konduksi pada silinder berongga	13
2.1.1.4.2 Perpindahan panas konduksi pada dinding lapis rangkap berbentuk silinder.....	13
2.1.2 Perpindahan Kalor Konveksi (Aliran).....	14
2.1.2.1 Konveksi Alamiah (Natural Convection)	17
2.1.2.1.1 Perpindahan kalor konveksi bebas pada plat / silinder vertikal.....	18
2.1.2.1.2 Perpindahan kalor konveksi bebas pada silinder horizontal....	19
2.1.2.2 Konveksi Paksa (Force Convection)	19
2.1.3 Perpindahan Kalor Radiasi (Pancaran).....	32

2.1.3.1	Sifat – sifat radiasi	34
2.1.3.2	Radiasi dalam ruang terkurung	35
2.2	Pengertian Fluida	36
2.2.1	Tinjauan Umum Sistem Perpipaan	37
2.2.1.1	Sambungan Pada Pipa	38
2.2.1.2	Cara Penyambungan Pipa	39
2.2.2	Persamaan-persamaan Dasar Aliran Fluida	40
2.2.2.1	Persamaan Kontinuitas	40
2.2.2.2	Persamaan Bernoulli	40
2.2.2.3	Persamaan Momentum	42
2.2.3	Aliran Fluida Dalam Pipa	42
2.2.3.1	Aliran Laminar dan Turbulen dalam Pipa	43
2.2.3.1.1	Aliran Laminar	46
2.2.3.1.2	Aliran Turbulen	49
2.2.3.1.3	Rugi-Rugi Aliran	51
2.2.3.1.4	Kerugian Mayor	52
2.2.3.1.5	Kerugian Minor	55
BAB III		
METODE PENELITIAN		
3.1	Jenis Penelitian	59
3.2	Tempat dan Waktu Penelitian	59
3.2.1	Tempat Penelitian	59
3.2.2	Waktu Penelitian	59
3.2.3	Tabel Kegiatan	60
3.3	Bahan Dan Alat	60
3.3.1	Bahan Penelitian	60
3.3.2	Alat – Alat Penelitian	61
3.3.2.1	Ketel Uap	61
3.3.2.2	Panel Ketel Uap	63
3.3.2.3	Digital Infrared Thermometer (Termometer Infra Merah)	63
3.3.2.4	Jangka Sorong (Vernier Caliper)	67
3.3.2.5	Meteran Gulung	67
3.4	Studi Literatur	68
3.5	Pengambilan Data	68

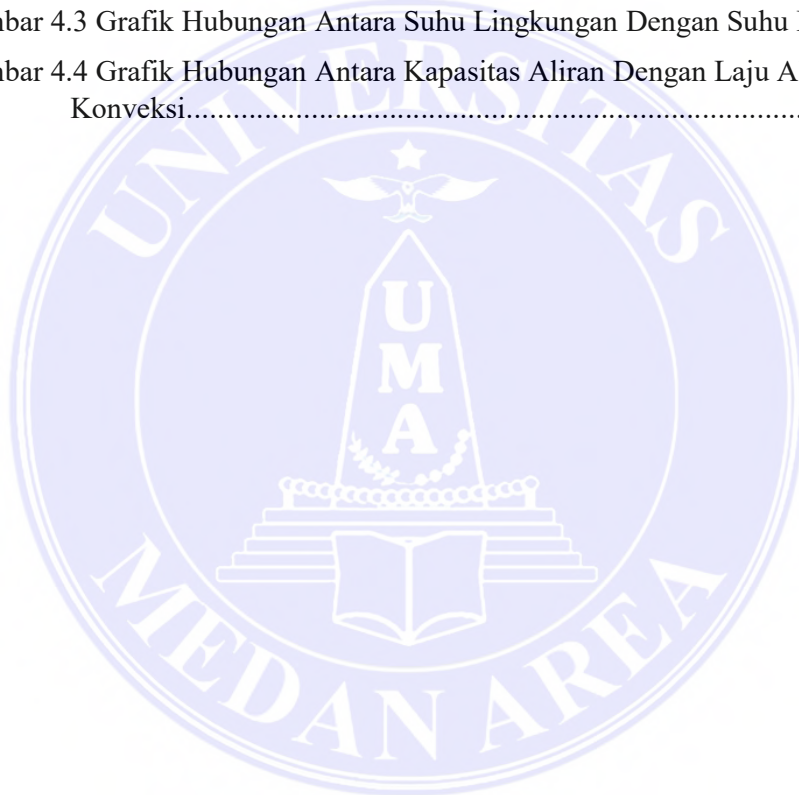
3.6	Data Hasil Pengujian.....	68
3.7	Analisa Hasil Pengujian.....	69
3.8	Kesimpulan & Saran.....	69
3.9	Konsep Penelitian.....	70
BAB IV		
HASIL DAN PEMBAHASAN.....		71
4.1	Perhitungan Perpindahan Panas Pada Pipa Secara Konduksi.....	73
4.2	Perhitungan Kerugian Panas Secara Konveksi.....	75
4.3	Kerugian Energi Panas Pada Pipa.....	81
4.4	Kerugian Aliran.....	83
4.5	Pembahasan.....	86
BAB V		
KESIMPULAN DAN SARAN.....		88
DAFTAR PUSTAKA.....		90



DAFTAR GAMBAR

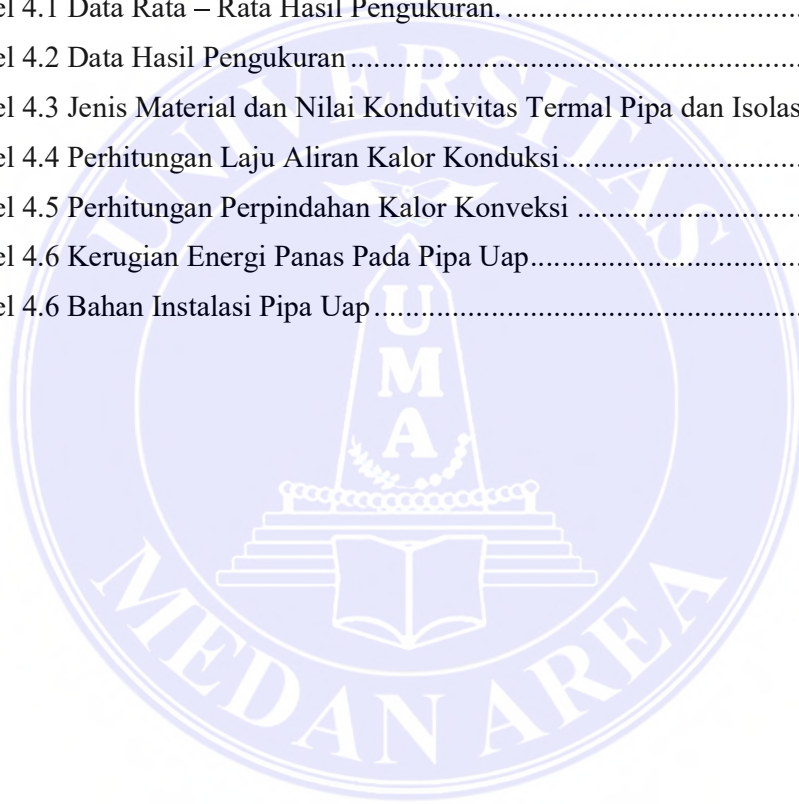
Gambar 2.1 Distribusi suhu untuk konduksi keadaan stedi melalui dinding datar	6
Gambar 2.2 Perjanjian tanda aliran panas konduksi.....	7
Gambar 2.3 Perpindahan panas konduksi pada bahan dengan ketebalan berbeda .	7
Gambar 2.4 Perpindahan panas konduksi pada bahan dengan suhu berbeda	8
Gambar 2.5 Konduksi pada bidang datar.....	10
Gambar 2.6 Konduksi pada dinding berlapis (lebih dari satu bahan).....	11
Gambar 2.8 Dinding disusun seri dan paralel	12
Gambar 2.9 Silinder Panjang Berongga.....	13
Gambar 2.10 Dinding lapis Rangkap Bentuk Silinder	14
Gambar 2.11 Pergerakan udara dengan sumber panas pada salah satu sudutnya .	16
Gambar 2.12. Skema konveksi paksa	20
Gambar 2.13. Konveksi paksa pada aliran fluida dalam pipa	20
Gambar 2.14 Laju perpindahan kalor	21
Gambar 2.16 Rumus Empiris	25
Gambar 2.17. Perpindahan panas aliran laminar ke pelat datar	28
Gambar 2.18. Perpindahan panas aliran laminar didalam tabung	29
Gambar 2.19 Perbedaan konveksi alamiah dengan konveksi paksa	32
Gambar 2.20 Kejadian radiasi pada benda.....	34
Gambar 2.21 Perpindahan panas konduksi, konveksi, radiasi	35
Gambar 2.22 Aliran laminar (atas) dan aliran turbulen (bawah).....	44
Gambar 2.23 Percobaan Reynold tentang Aliran laminar (a) dan aliran turbulen (b) [17].....	45
Gambar 2.24 Gerakan sebuah elemen fluida dalam sebuah pipa silindris.....	46
Gambar 2.25 Diagram benda bebas dari sebuah silinder fluida	47
Gambar 2.26 Distribusi tegangan geser dalam fluida dalam pipa (aliran laminar atau turbulen) dan profil kecepatan khusus	48
Gambar 2.27 deskripsi parameter untuk aliran turbulen.....	49
Gambar 2.28 Karakteristik profil kecepatan aliran laminar dan aliran turbulen ...	51
Gambar 2.29 Diagram Moody	55
Gambar 2.30 Koefisien kerugian berbagai bentuk ujung masuk pipa (Munson, Young, Hal 419)	56
Gambar 2.31 Karakter aliran di belokan dan koefisien kerugian yang terkait (Munson, Young, Hal, 421).....	57

Gambar 3.1	Pipa Instalasi Uap	61
Gambar 3.2	Ketel Uap Kapasitas Uap 35 Ton/jam	62
Gambar 3.3	Panel Ketel Uap.....	63
Gambar 3.5	Termometer Infra Merah.....	64
Gambar 3.6	Jangka Sorong.....	67
Gambar 3.7	Meteran Roll	67
Gambar 3.8	Flow chart Penelitian	70
Gambar 4.1	Diagram Moody.....	84
Gambar 4.2	Grafik Laju Aliran Konduksi	86
Gambar 4.3	Grafik Hubungan Antara Suhu Lingkungan Dengan Suhu Pipa.....	87
Gambar 4.4	Grafik Hubungan Antara Kapasitas Aliran Dengan Laju Aliran Kalor Konveksi.....	87



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Nilai Konduktivitas Bahan (J.P Holman Hal.7).....	9
Tabel 2.2 Nilai Konstanta C & M untuk persamaan 2.9.....	19
Tabel 2.3 Kekasaran ekivalen untuk berbagai material pipa.....	54
Tabel. 2.1 Nilai Koefisien Kerugian Minor K Berbagai Komponen Sistem Perpipaan (Munson, Young, Hal 422)	58
Tabel 3.1 Jadwal Pelaksanaan Penelitian.....	60
Tabel 4.1 Data Rata – Rata Hasil Pengukuran.	71
Tabel 4.2 Data Hasil Pengukuran	72
Tabel 4.3 Jenis Material dan Nilai Konduktivitas Termal Pipa dan Isolasi.....	73
Tabel 4.4 Perhitungan Laju Aliran Kalor Konduksi.....	75
Tabel 4.5 Perhitungan Perpindahan Kalor Konveksi	80
Tabel 4.6 Kerugian Energi Panas Pada Pipa Uap.....	82
Tabel 4.6 Bahan Instalasi Pipa Uap.....	85



DAFTAR LAMPIRAN

Tabel A1 Sifat – Sifat Uap Air Pada Tekanan Atmosfer (J.P Holman, 1986 Hal 591)	92
Tabel A2 Entalpi Uap Superhated	92
Tabel A3 Sifat – Sifat Udara Pada Tekanan Atmosfer (J.P Holman, 1986 Hal 589)	93
Tabel A4 Dimensi Pipa Baja (J.P Holman, 1986 Hal 596).....	94



DAFTAR SIMBOL

- T_1 = Temperatur Dinding Dalam Pipa
- T_4 = Temperatur Dinding
- L = Panjang Pipa/Isolator
- r_1 = Jari – Jari dalam pipa
- r_2 = jari – jari pipa terhadap isolator 1
- r_3 = jari – jari pipa terhadap isolator 2
- r_4 = jari – jari terluar isolator
- k_1 = konduktivitas termal pipa
- k_2 = konduktivitas termal isolator 1
- k_3 = konduktivitas termal isolator 2
- h = Koefisien perpindahan panas secara konveksi
- A = luas permukaan pipa
- ΔT = Perbedaan temperatur fluida dengan dinding isolator
- ρ = massa jenis fluida
- v = kecepatan aliran
- d = diameter dalam penampang
- μ = viskositas dinamik fluida
- C_p = Panas Jenis spesifik fluida tekanan konstan
- μ = viskositas dinamik fluida
- k = konduktivitas termal fluida
- Re_d = Bilangan Reynold
- Pr = Bilangan Prandtl

D = diameter Pipa

μ = viskositas dinamik fluida

μ_w = viskositas dinamik dinding

k = Konduktivitas termal fluida

d = diameter dalam pipa

N_{ud} = Bilangan Nusselt

r = jari – jari pipa

f = koefisien gesekan permukaan pipa

v = Kecepatan Aliran

g = percepatan gravitasi

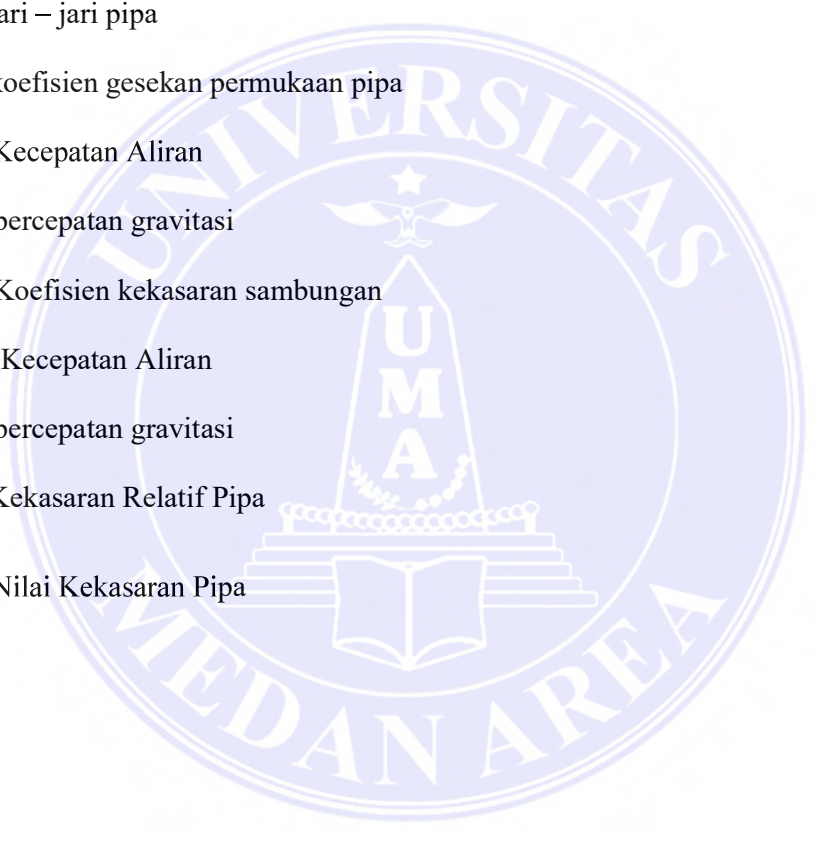
k = Koefisien kekasaran sambungan

v = Kecepatan Aliran

g = percepatan gravitasi

r = Kekasaran Relatif Pipa

ε = Nilai Kekasaran Pipa



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pabrik kelapa sawit PT.Langkat Nusantara Kepong merupakan salah satu industri pengolahan biji kelapa sawit yang berada di daerah gohor lama kabupaten langkat. Dimana dalam proses pengolahan kelapa sawit menjadi minyak mentah atau CPO (Crude Palm Oil) dan PKO (Palm Kernel Oil) diperlukan energi listrik. Oleh karena itu, pabrik kelapa sawit (PKS) harus memiliki pembangkit listrik sendiri untuk memenuhi kebutuhan energi listrik dalam proses pengolahan biji kelapa sawit. Dalam hal ini pembangkit tenaga listrik yang digunakan adalah sistem pembangkit listrik tenaga uap. Karena uap (steam) selain digunakan untuk sistem pembangkit juga digunakan dalam produksi sistem CPO itu sendiri. Pada prosesnya PLTU menggunakan air sebagai bahan baku dalam pembuatan uap pada mesin ketel uap (Boiler).

Boiler atau ketel uap merupakan suatu alat penghasil steam yang dihasilkan dari proses pembakaran. Uap yang dihasilkan pada proses pembakaran memiliki suhu dan tekanan tertentu yang dapat dimanfaatkan untuk menggerakkan turbin uap dan juga untuk proses produksi CPO. Steam yang dihasilkan setelah proses pembakaran akan dialirkan melalui pipa dan digunakan untuk proses perebusan buah kelapa sawit. Perjalanan untuk mendistribusikan uap panas (superheat) dari pipa keluar uap (outlet steam) hingga digunakan untuk memutar turbin uap telah terjadi kehilangan energi panas, yang disebabkan perpindahan panas baik secara konduksi, konveksi dan radiasi. Kerugian ini dapat mengakibatkan uap

terkondensasi sebelum masuk ke turbin uap, sehingga dapat mengakibatkan pukulan balik (back stroke) di dalam turbin uap.

Saat ini upaya yang telah dilakukan untuk meminimalisir kerugian energi panas adalah melakukan pengisolasian saluran pipa uap sehingga suhu uap tetap stabil. Seperti yang dilakukan Fashfahish (2016) menganalisa isolator pipa uap untuk meminimalisir kerugian energi panas, dengan cara melakukan perbandingan efektifitas isolator dan juga C. mulyana (2014) menganalisis kerugian energi panas yang disebabkan oleh kerusakan isolasi uap. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui kerugian energi panas pada pipa distribusi uap, sehingga dapat dilakukan efisiensi untuk meningkatkan unjuk kerja ketel uap (Boiler).

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan masalah yang telah dibicarakan sebelumnya. Penulis merumuskan masalah yang terjadi pada instalasi pipa uap yang digunakan untuk mendistribusikan uap dari ketel uap (Boiler) ke turbin uap, untuk dapat diketahui cara pemecahannya dengan melakukan analisa – analisa yang akan dilakukan. Rumusan masalah yang akan di analisa sebagai berikut.

1. Perpindahan panas yang terjadi pada pipa instalasi uap secara konduksi, konveksi, dan radiasi
2. Kerugian energi panas (heat loss) yang terjadi selama proses distribusi uap pada pipa – pipa pengantar aliran uap boiler (ketel uap) ke turbin uap.
3. Menurunnya tekanan uap pada pipa instalasi uap.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan yang akan dicapai pada penelitian ini sebagai berikut.

1. Menganalisa perpindahan panas yang terjadi pada pipa instalasi uap secara konduksi, konveksi, dan radiasi.
2. Menghitung kerugian energi panas yang terjadi selama proses distribusi uap pada pipa – pipa penghantar aliran uap boiler (ketel uap) ke turbin uap.
3. Menganalisa menurunnya tekanan uap pada pipa instalasi uap.

1.4 Manfaat Penelitian

Beberapa manfaat yang akan dicapai pada penelitian ini adalah sebagai berikut.

1. Hasil penelitian diharapkan dapat menjadi sumbangan pemikiran bagi ilmu pengetahuan serta dapat memberi informasi kepada masyarakat khususnya kepada industri yang bergerak di pengolahan kelapa sawit dalam melakukan evaluasi kinerja instalasi pipa pengantar dari pembangkit uap ke turbin uap.
2. Membantu mahasiswa dalam memahami kerugian energi pada instalasi pipa pengantar dari pembangkit uap ke turbin uap.

BAB II

LANDASAN TEORI

2.1 Perpindahan Kalor

Dari sisi sejarah kalor merupakan asal kata caloric ditemukan oleh ahli kimia Prancis yang bernama Antonnie Laurent Lavoiser (1743 – 1794). Kalor yang memiliki satuan Kalori (kal). Teori Kalor dasar adalah :

- a) Kalor yang diterima sama dengan kalor yang di lepas. Azas Black, penemunya adalah Joseph Black dari Inggris
- b) Kalor dapat terjadi akibat adanya suatu gesekan. Penemunya adalah BenyaminThompson dari Amerika Serikat
- c) Kalor adalah salah satu bentuk energi. Ditemukan oleh Robert Mayer
- d) Kesetaraan antara satuan kalor dan satuan energi disebut kalor mekanik. Digagas oleh James Prescott.

Kalor merupakan salah satu bentuk energi maka satuan kalor pun sama dengan satuan energi, yaitu joule. Kalor dapat menaikkan suhu suatu zat dan dapat mengubah wujud zat. Kalor didefinisikan sebagai energi panas yang dimiliki oleh suatu zat. Secara umum untuk mendeteksi adanya kalor yang dimiliki suatu benda yaitu dengan mengukur suhu benda tersebut. Besar kecilnya kalor yang dibutuhkan suatu benda (zat) bergantung pada 3 faktor yaitu: Massa Zat, Jenis Zat (Kalor Jenis), dan Perubahan Suhu. Persamaan tentang kalor dapat ditulis sebagai berikut : $\Delta Q = m c \Delta T$ (2.1)

dengan $\Delta T =$ Perubahan suhu ($^{\circ}\text{C}$)

$c =$ Kalor jenis benda ($\text{J} / \text{kg}^{\circ}\text{C}$)

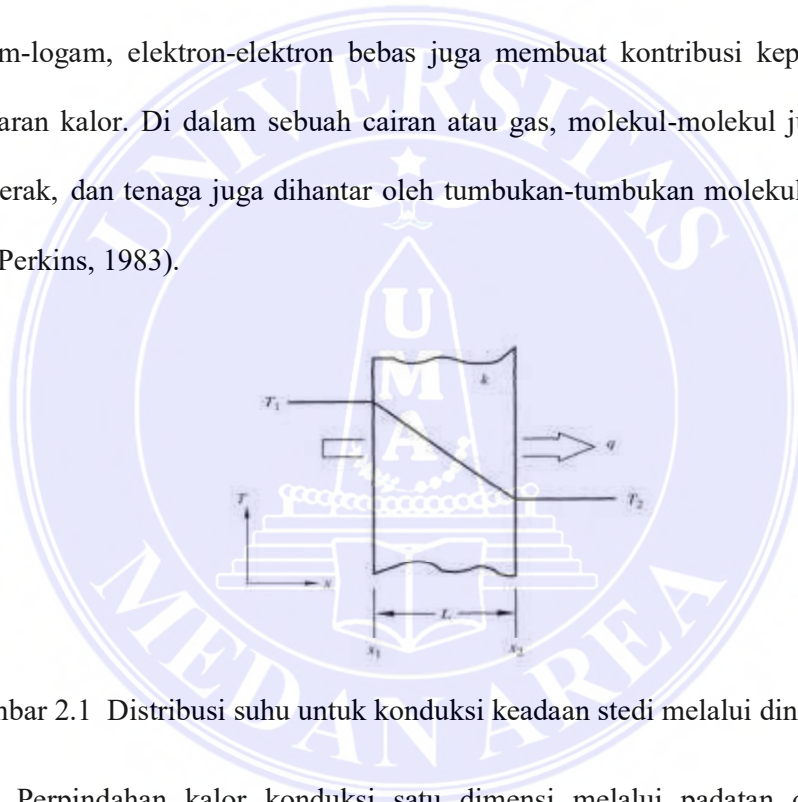
m = Massa benda (kg)

Perpindahan kalor (*heat transfer*) ialah ilmu untuk meramalkan perpindahan energi yang terjadi karena adanya perbedaan suhu di antara benda atau material. Pada termodinamika telah kita ketahui bahwa energi yang pindah itu dinamakan kalor (*heat*). Ilmu perpindahan kalor tidak hanya mencoba menjelaskan bagaimana energi kalor itu berpindah dari suatu benda ke benda lain, tetapi juga dapat meramalkan laju perpindahan yang terjadi pada kondisi-kondisi tertentu. Kenyataan di sini yang menjadi sasaran analisis ialah masalah laju perpindahan, inilah yang membedakan ilmu perpindahan kalor dari ilmu termodinamika.

Termodinamika membahas sistem dalam keseimbangan, analisa ini dapat digunakan untuk meramal energi yang diperlukan untuk mengubah sistem dari suatu keadaan seimbang ke keadaan seimbang lain, tetapi tidak dapat meramalkan kecepatan perpindahan itu. Hal ini disebabkan karena pada waktu proses perpindahan itu berlangsung, sistem tidak berada dalam keadaan seimbang. Ilmu perpindahan kalor melengkapi hukum pertama dan kedua termodinamika, yaitu dengan memberikan beberapa kaidah percobaan yang dapat dimanfaatkan untuk menentukan perpindahan energi. Sebagaimana juga dalam ilmu termodinamika, kaidah-kaidah percobaan yang digunakan dalam masalah perpindahan kalor cukup sederhana, dan dapat dengan mudah dikembangkan sehingga mencakup berbagai ragam situasi praktis. di tinjau dari perpindahannya kalor dapat berpindah dengan 3 cara yaitu

2.1.1 Perpindahan Kalor Konduksi (hantaran)

Perpindahan kalor konduksi adalah perpindahan energi sebagai kalor melalui sebuah proses medium stasioner, seperti tembaga, air, atau udara. Di dalam benda-benda padat maka perpindahan tenaga timbul karena atom-atom pada temperatur yang lebih tinggi bergetar dengan lebih bergairah, sehingga atom-atom tersebut dapat memindahkan tenaga kepada atom-atom yang lebih lesu yang berada di dekatnya dengan kerja mikroskopik, yakni kalor. Di dalam logam-logam, elektron-elektron bebas juga membuat kontribusi kepada proses hantaran kalor. Di dalam sebuah cairan atau gas, molekul-molekul juga mudah bergerak, dan tenaga juga dihantar oleh tumbukan-tumbukan molekul. (Reynold dan Perkins, 1983).

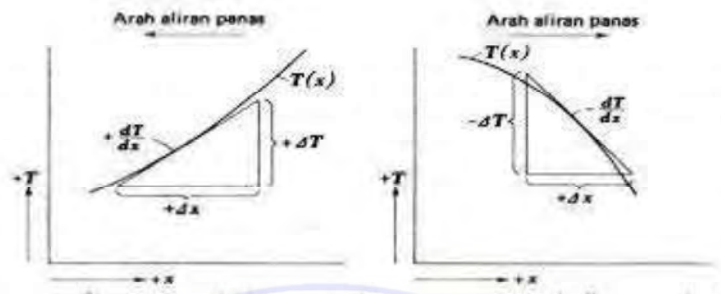


Gambar 2.1 Distribusi suhu untuk konduksi keadaan stedi melalui dinding datar.

Perpindahan kalor konduksi satu dimensi melalui padatan diatur oleh hukum Fourier, yang dalam bentuk satu dimensi dapat dinyatakan sebagai berikut :

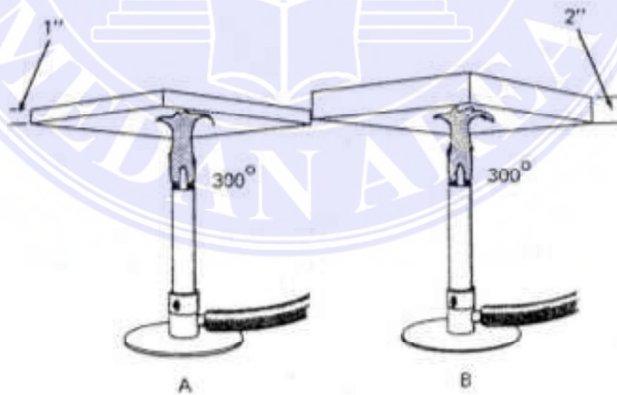
di mana q adalah laju perpindahan kalor dan dT / dx merupakan gradient suhu ke arah perpindahan kalor. Konstanta positif k disebut konduktivitas atau *thermal conductivity* benda itu, sedangkan tanda minus diselipkan agar memenuhi

hukum kedua termodinamika, yaitu bahwa kalor mengalir ke tempat yang lebih rendah dalam skala suhu. (Holman, 1997)

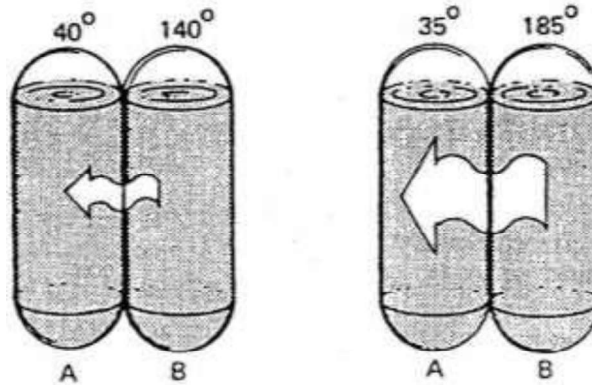


Gambar 2.2 Perjanjian tanda aliran panas konduksi

Persamaan (2.1) merupakan persamaan dasar tentang konduktivitas termal. Berdasarkan rumusan itu maka dapatlah dilaksanakan pengukuran dalam percobaan untuk menentukan konduktivitas termal berbagai bahan. Untuk gas-gas pada suhu agak rendah, pengolahan analitis teori kinetik gas dapat dipergunakan untuk meramalkan secara teliti nilai-nilai yang diamati dalam percobaan.



Gambar 2.3 Perpindahan panas konduksi pada bahan dengan ketebalan berbeda



Gambar 2.4 Perpindahan panas konduksi pada bahan dengan suhu berbeda

Mekanisme konduksi termal pada gas cukup sederhana. Energi kinetik molekul ditunjukkan oleh suhunya, jadi pada bagian bersuhu tinggi molekul-molekul mempunyai kecepatan yang lebih tinggi daripada yang berada pada bagian bersuhu rendah. Molekul-molekul itu selalu berada dalam gerakan rambang atau acak, saling bertumbukkan satu sama lain, di mana terjadi pertukaran energi dan momentum. Jika suatu molekul bergerak dari daerah bersuhu tinggi ke daerah bersuhu rendah, maka molekul itu mengangkut energi kinetik ke bagian sistem yang suhunya lebih rendah, dan di sini menyerahkan energinya pada waktu bertumbukkan dengan molekul yang energinya lebih rendah. Nilai konduktivitas termal itu menunjukkan berapa cepat kalor mengalir dalam bahan tertentu.

Energi termal dihantarkan dalam zat padat menurut salah satu dari dua modus, melalui getaran kisi (*lattice vibration*) atau dengan angkutan melalui elektron bebas. Dalam konduktor listrik yang baik, dimana terdapat elektron bebas yang bergerak di dalam struktur kisi bahan-bahan, maka elektron, di samping dapat mengangkut muatan listrik, dapat pula membawa energi termal dari daerah bersuhu tinggi ke daerah bersuhu rendah, sebagaimana halnya dalam gas. Energi

dapat pula berpindah sebagai energi getaran dalam struktur kisi bahan. Namun, pada umumnya perpindahan energi melalui getaran ini tidaklah sebanyak dengan cara angkutan elektron. Karena itu penghantar listrik yang baik selalu merupakan penghantar kalor yang baik pula, seperti halnya tembaga, aluminium dan perak. Sebaliknya isolator listrik yang baik merupakan isolator kalor. (Holman, 1997).

Nilai konduktivitas thermal suatu bahan menunjukkan laju perpindahan panas yang mengalir dalam suatu bahan. Konduktivitas thermal kebanyakan bahan merupakan fungsi suhu, dan bertambah sedikit kalau suhu naik, akan tetapi variasinya kecil dan sering kali diabaikan. Jika nilai konduktivitas thermal suatu bahan makin besar, maka makin besar juga panas yang mengalir melalui benda tersebut. Karena itu, bahan yang harga k -nya besar adalah penghantar panas yang baik, sedangkan bila k -nya kecil bahan itu kurang menghantar atau merupakan isolator.

Tabel 2.1. Nilai Konduktivitas Bahan (J.P Holman Hal.7)

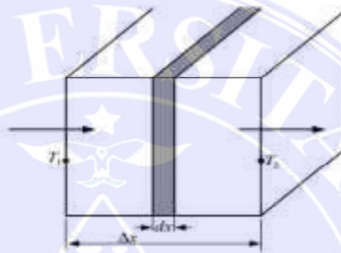
Bahan Logam	k (W / m °C)
Perak	410
Tembaga	385
Aluminium	202
Nikel	93
Besi	73
Baja Karbon	43
Timbal	35

Baja krom – nikel	16,3
Emas	314

2.1.1.1 Perpindahan panas konduksi pada bidang datar

Perpindahan panas pada suatu dinding datar seperti yang ditunjukkan pada

Gambar 2.5, dapat diturunkan dengan menerapkan Persamaan 2.1.



Gambar 2.5 Konduksi pada bidang datar

Jika persamaan 2.2 di integrasikan :

$$\int q \, dx = \int k \, A \, d$$

Maka diperoleh : $Q \, \Delta x = -k \, A \, \Delta T$

$$Q = - \frac{k \, A}{\Delta x} (T_1 - T_2) \quad (2.2)$$

Dimana : T_1 = suhu dinding sebelah kiri ($^{\circ}\text{C}$)

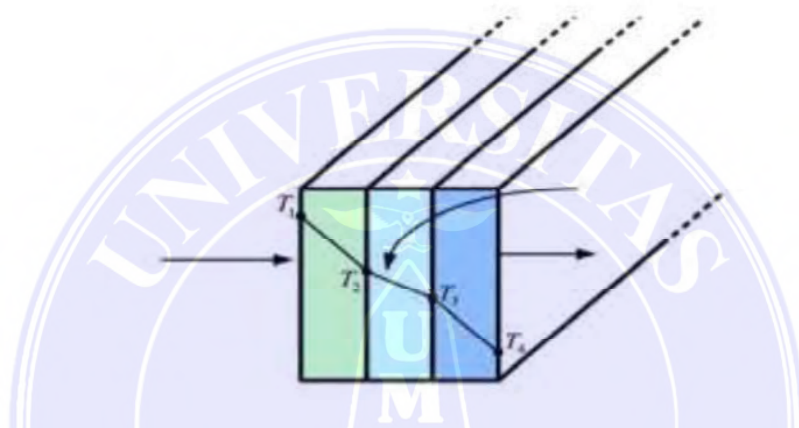
T_2 = suhu dinding sebelah kanan ($^{\circ}\text{C}$)

Δx = Tebal dinding (m)

2.1.1.2 Perpindahan panas konduksi pada susunan seri bahan

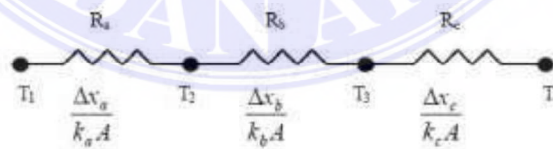
Apabila pada suatu sistem terdapat lebih dari satu macam bahan disusun secara seri, misalnya dinding berlapis-lapis (gambar 2.6), maka aliran kalor dapat digambarkan sebagai berikut :

$$Q = -\frac{k_A A}{\Delta x_A} (T_2 - T_1) = -\frac{k_B A}{\Delta x_B} (T_3 - T_2) = -\frac{k_C A}{\Delta x_C} (T_4 - T_3) \quad (2.3)$$



Gambar 2.6 Konduksi pada dinding berlapis (lebih dari satu bahan)

Persamaan 2.3 mirip dengan Hukum Ohm dalam aliran listrik. Dengan demikian perpindahan panas dapat dianalogikan dengan aliran arus listrik seperti pada gambar 2.7.



Gambar 2.7 Analogi perpindahan kalor dalam aliran listrik

Menurut analogi diatas perpindahan kalor sama dengan :

$$Q = \frac{\Delta T_{menyeluruh}}{\sum R_{th}}$$

$$Q = \frac{(T_1 - T_4)}{\frac{\Delta x_A}{kA_A} + \frac{\Delta x_B}{k_B A} + \frac{\Delta x_C}{kC_A}} \quad (2.4)$$

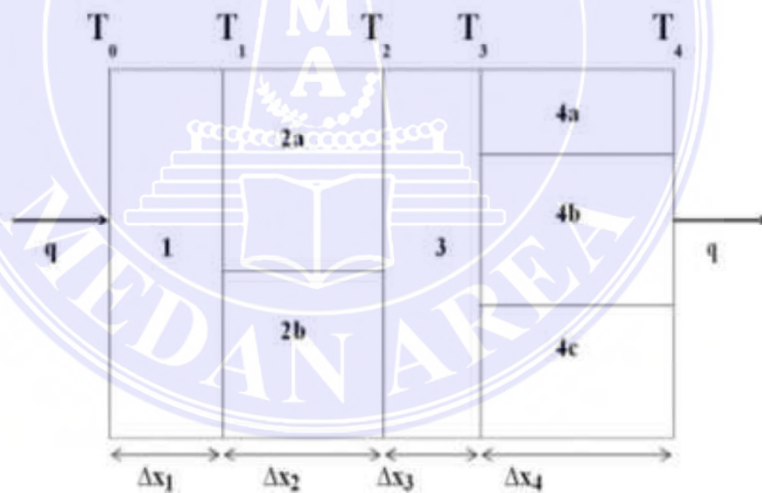
Sehingga persamaan Fourier dapat dituliskan sebagai berikut :

$$\text{Aliran panas} = \frac{\text{beda potensial panas}}{\text{Tahanan thermal}}$$

harga tahanan termal total R_{th} tergantung pada susunan dinding penyusunnya, apakah bersusun seri atau paralel (gabungan).

2.1.1.3 Perpindahan panas konduksi melalui bahan yang disusun seri dan paralel

Dinding yang terdiri atas beberapa macam bahan yang dihubungkan seri dan paralel dialiri panas. Perpindahan panas konduksi dianggap berlangsung hanya satu arah (arah x).

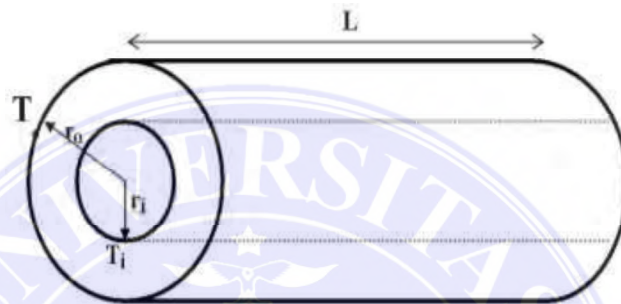


Gambar 2.8 Dinding disusun seri dan paralel

2.1.1.4 Perpindahan panas konduksi pada silinder

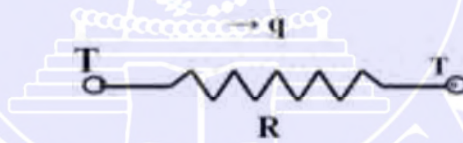
2.1.1.4.1 Perpindahan panas konduksi pada silinder berongga

Suatu silinder panjang berongga dengan jari – jari dalam silinder dalam r_1 , jari – jari luar r_o , dan panjang L dialiri panas sebesar q . Suhu permukaan dalam T_i dan suhu permukaan luar T_o .



Gambar 2.9 Silinder Panjang Berongga

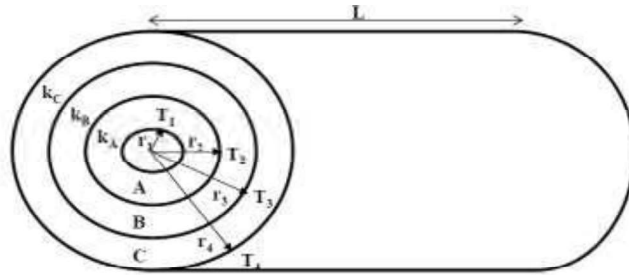
Analogi listrik :



Aliran panas hanya berlangsung ke arah radial (arah r) saja, luas bidang aliran panas dalam sistem silinder adalah $A_r = \pi rL$.

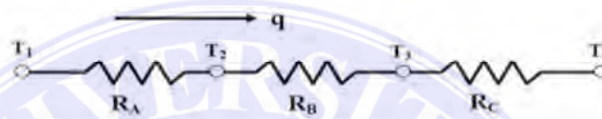
2.1.1.4.2 Perpindahan panas konduksi pada dinding lapis rangkap berbentuk silinder

Sebuah silinder yang suhu permukaannya relatif tinggi, dapat diisolasi dengan beberapa macam bahan yang disusun seri



Gambar 2.10 Dinding lapis Rangkap Bentuk Silinder

Analogi listrik :



Persamaan aliran panas untuk dinding lapis rangkap berbentuk silinder adalah

$$Q = \frac{\Delta T \text{ menyeluruh}}{R_{th}} = \frac{\Delta T}{R_A + R_B + R_C}$$

$$R_A = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_A L}$$

$$R_B = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi k_B L}$$

$$R_C = \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2\pi k_C L}$$

Sehingga

$$Q = \frac{T_1 - T_4}{\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_A L} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi k_B L} + \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2\pi k_C L}} \quad \text{atau} \quad Q = \frac{2\pi L T_1 - T_4}{\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_A} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_B} + \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{k_C}} \quad (2.5)$$

2.1.2 Perpindahan Kalor Konveksi (Aliran)

Perpindahan panas yang terjadi antara permukaan padat dengan fluida yang mengalir di sekitarnya dengan menggunakan media penghantar berupa fluida (cairan / gas). Jika pada suatu benda terdapat gradient temperatur, maka pada benda tersebut terjadi perpindahan energi dari bagian temperatur tinggi ke bagian temperatur rendah. Besarnya fluks kalor yang berpindah berbanding lurus dengan gradient temperatur pada benda tersebut. Konveksi terjadi karena perbedaan massa

jenis zat. Bila sebuah fluida lewat di atas sebuah permukaan padat panas, maka energi dipindahkan kepada fluida dari dinding oleh hantaran panas. Energi ini kemudian diangkut atau dikonveksikan (*convected*), ke hilir oleh fluida, dan difusikan melalui fluida oleh hantaran di dalam fluida tersebut. Jenis proses perpindahan energi ini dinamakan perpindahan panas konveksi (*convection heat transfer*). (Stoecker dan Jones, 1982).

Jika proses aliran fluida tersebut diinduksikan oleh sebuah pompa atau sistem pengedar (*circulating system*) yang lain, maka digunakan istilah konveksi yang dipaksakan (*forced convection*). Bertentangan dengan itu, jika aliran fluida timbul karena gaya apung fluida yang disebabkan oleh pemanasan, maka proses tersebut dinamakan konveksi bebas (*free*) atau konveksi alami (*natural*).
Persamaan dasar untuk menghitung laju perpindahan panas konveksi yaitu:

$$Q = h A (T_w - T_f) \quad (2.6)$$

Dimana :

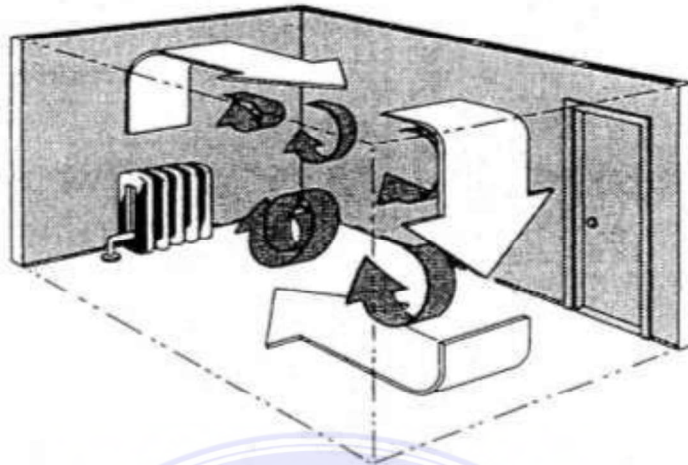
q = Laju perpindahan panas

h = Koefisien perpindahan panas konveksi (W/m.⁰C)

A = Luas permukaan (m²)

T_w = Temperatur dinding (⁰C)

T_f = Temperatur Dinding Dalam Pipa (⁰C)



Gambar 2.11 Pergerakan udara dengan sumber panas pada salah satu sudutnya

Banyak parameter yang mempengaruhi perpindahan kalor konveksi di dalam sebuah geometri khusus. Parameter-parameter ini termasuk luas permukaan (A), konduktivitas termal fluida (k), kecepatan fluida (V), kerapatan (ρ), viskositas (μ), panas jenis (C_p), dan kadang-kadang faktor lain yang berhubungan dengan cara pemanasan (temperatur dinding seragam atau temperatur dinding berubah-ubah). Fluks kalor dari permukaan padat akan bergantung juga pada temperatur permukaan (T_s) dan temperatur fluida (T_f), tetapi biasanya

dianggap bahwa ($\Delta T = T_s - T_f$) yang penting. Akan tetapi, jika sifat-sifat fluida berubah dengan nyata pada daerah pengkonveksi (*convection region*), maka temperatur-temperatur absolut T_s dan T_f dapat juga merupakan faktor-faktor penting didalam korelasi. Jelaslah bahwa dengan sedemikian banyak variable-variabel penting, maka korelasi spesifik akan sulit dipakai, dan sebagai konsekuensinya maka korelasi-korelasi biasanya disajikan dalam pengelompokan-pengelompokan tak berdimensi (*dimensionless groupings*) yang mengizinkan representasi-representasi yang jauh lebih sederhana. Juga

faktor-faktor dengan pengaruh yang kurang penting, seperti variasi sifat fluida dan distribusi temperatur dinding, sering kali diabaikan untuk menyederhanakan korelasi-korelasi tersebut. (Stoecker dan Jones, 1982).

Perpindahan kalor secara konveksi di bedakan menjadi 2 yaitu : konveksi alamiah dan Konveksi paksa.

2.1.2.1 Konveksi Alamiah (Natural Convection)

Konveksi alamiah (*natural convection*) atau konveksi bebas (*free convection*), terjadi karena fluida yang karena proses pemanasan berubah densitasnya (kerapatannya) dan bergerak naik. Radiator panas yang digunakan untuk memanaskan ruang dan plat panas dibiarkan berada di udara sekitar tanpa ada sumber gerakan dari luar merupakan contoh piranti praktis yang memindahkan kalor dengan konveksi bebas. Gerakan fluida dalam konveksi bebas, baik fluida itu gas maupun zat cair terjadi karena gaya apung (*bouyancy force*) yang dialaminya apabila densitas fluida di dekat permukaan perpindahan kalor berkurang sebagai akibat proses pemanasan.

Gaya apung itu tidak akan terjadi apabila fluida itu tidak mengalami sesuatu gaya dari luar seperti gravitasi (gaya berat), walaupun gravitasi bukanlah satu-satunya medan gaya luar yang dapat menghasilkan arus konveksi bebas. Fluida yang terkurung dalam mesin rotasi mengalami medan gaya sentrifugal, dan karena itu mengalami arus konveksi bebas bila salah satu atau beberapa permukaannya yang dalam kontak dengan fluida itu dipanaskan. (Holman, 1997).

2.1.2.1.1 Perpindahan kalor konveksi bebas pada plat / silinder vertikal

Untuk permukaan vertikal, angka Nusselt dan angka Grashof dibentuk dengan L yaitu tinggi permukaan. Rumus untuk mencari bilangan Grashof adalah:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_\infty) \cdot L^3}{\nu^2} \quad (2.7)$$

Dimana : Gr : Bilangan Grashof

g : Kecepatan Gravitasi (m/s^2)

β : $1/T$: Koefisien ekspansi volume (K^{-1})

ν : Percepatan gravitasi (m^2/s)

Koefisien perpindahan kalor dievaluasi dari :

$$q_w = h A (T_w - T) \quad (2.8)$$

Selama bertahun – tahun telah di ketahui bahwa koefisien perpindahan kalor konveksi bebas rata – rata untuk berbagai situasi, dapat dinyatakan dalam

bentuk fungsi sebagai berikut : $Nu_f = C (Gr_f \cdot Pr_f)^m$ (2.9)

Dimana f menunjukkan bahwa sifat – sifat untuk gugus tak berdimensi dievaluasi pada suhu film :

$$T_f = \frac{T_w + T_\infty}{2} \quad (2.10)$$

Produk perkalian antara angka Grashof dan angka Prandtl disebut angka

Rayleigh, dapat dinyatakan dalam matematis : $Ra = Gr \cdot Pr$ (2.11)

Harga C dan m dapat dilihat pada tabel 2.2 di bawah ini, konstanta untuk permukaan Isotermal (J.P. Holman):

Tabel 2.2 Nilai Konstanta C & M untuk persamaan 2.9

Jenis Aliran	$Ra = Gr \cdot Pr$	C	M
Laminar	$10^4 - 10^9$	0,59	1/4
Turbulen	$10^9 - 10^{13}$	0,1	1/3

Sumber : Perpindahan Kalor, Holman J.P, 1997

Korelasi yang lebih rumit diberikan oleh Churchill dan Chu (J.P. Holman) :

2.1.2.1.2 Perpindahan kalor konveksi bebas pada silinder horizontal

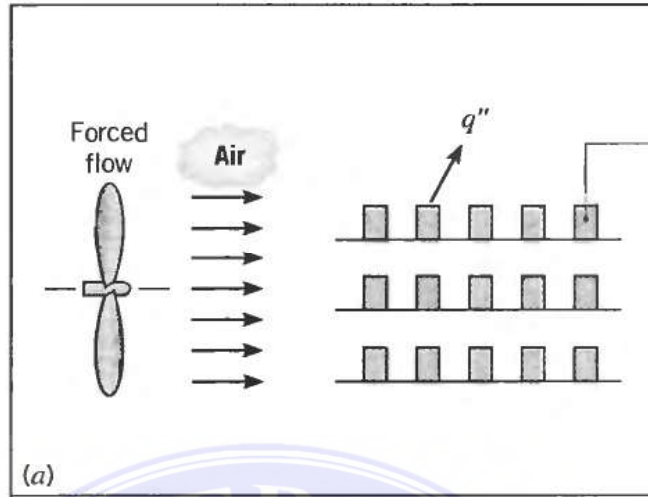
Untuk permukaan vertikal, angka Nusselt dan angka Grashof dibentuk dengan d yaitu diamter. Rumus untuk mencari bilangan Grashof adalah:

Koefisien perpindahan kalor dievaluasi dari $q = h \pi d (T_w - T_\infty)$. Koefisien perpindahan kalor konveksi bebas rata – rata untuk silinder horizontal, dapat dinyatakan dalam bentuk fungsi sebagai berikut : $0,53 (Gr_d \cdot Pr^2)^{1/4}$. Persamaan yang lebih rumit, yang dapat digunakan untuk rentang yang luas adalah :

Persamaan yang lebih sederhana juga terdapat, tetapi berlaku hanya pada aliran laminar dari $10^{-16} < Gr_d Pr < 10^9$ adalah :

2.1.2.2 Konveksi Paksa (Force Convection)

Konveksi paksa adalah konveksi yang terjadi dengan sengaja (dipaksakan), atau disebabkan oleh gaya dari luar, seperti kipas, pompa, atau angin di atmosfer contoh: pada sistem pendingin mesin mobil.

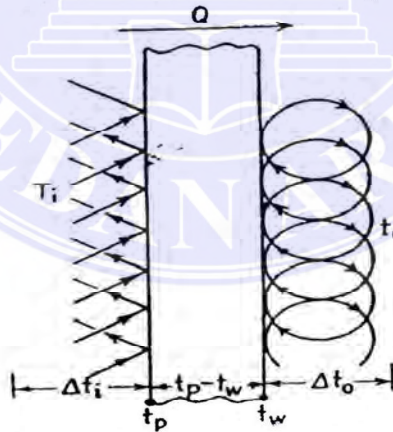


Gambar 2.12. Skema konveksi paksa

Contoh peristiwa konveksi diantaranya:

1. Lampu minyak dan sirkulasi udara diruang tamu
2. Cerobong asap pabrik dan cerobong asap dapur
3. Terjadinya angin darat maupun angin laut

Dalam mempelajari dasar konveksi dapat dilihat dari gambar di bawah ini.



Gambar 2.13. Konveksi paksa pada aliran fluida dalam pipa

Pipa di atas mengalami konveksi paksa pada bagian dalam dan luar pipa. Pada bagian dalam pipa mengalir fluida panas dan pada bagian luar mengalir fluida

dingin. Tahanan pada bagian dalam adalah R_i dan luar R_o sedangkan temperature bagian dalam dinyatakan dengan T_p dan diluar pipa T_w . Dalam keadaan steady, panas yang terjadi :

$$q = \frac{A_i (T_i - t_p)}{R_i} = \frac{A_o (t_w - t_o)}{R_o} \quad (2.12)$$

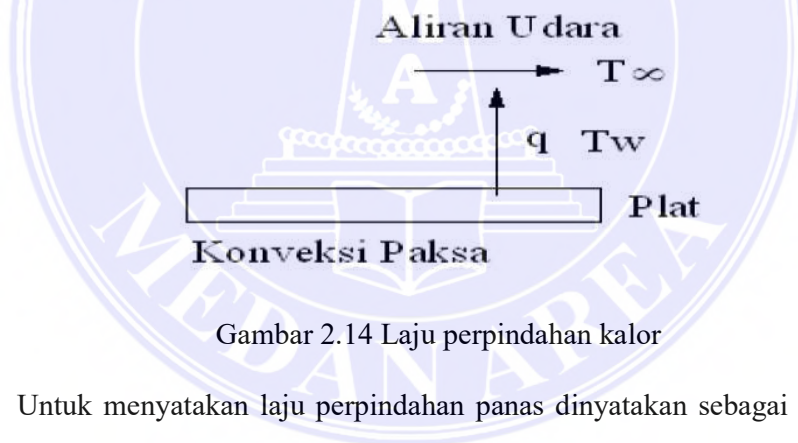
T_i adalah temperature fluida panas didalam dan t_o adalah temperature fluida dingin. Dengan mengganti symbol tahanan dengan h_i dan h_o , maka:

$$q = h_i \cdot A_i \cdot \Delta t_o$$

kebalikan dari tahanan perpindahan panas memiliki dimensi :

Btu/(hr)(ft²)(F° dari beda tekanan) dan disebut individual film coefficient.

2.1.2.2.1 Laju Perpindahan kalor



Gambar 2.14 Laju perpindahan kalor

Untuk menyatakan laju perpindahan panas dinyatakan sebagai fluks kalor. Perhitungannya didasarkan atas luas perpindahan panas sehingga fluks kalor didefinisikan sebagai laju perpindahan panas persatuan luas dengan satuan Btu / jam s atau Watt / m² atas dasar luas bidang tempat berlangsung-nya aliran kalor.

Selanjutnya, fluks kalor dihubungkan dengan perbedaan temperature yang ditentukan melalui koefisien perpindahan panas konveksi (konduktans konveksi) h yang didefinisikan sebagai berikut :

$$\frac{q}{A} = -h \times \Delta T \quad (2.13)$$

$$T_w > T_\infty$$

$$q = h.A.(T_w - T_\infty)$$

Keterangan :

q = laju perpindahan panas (Kj/det atau W)

h = koefisien perpindahan panas konveksi ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

A = luas permukaan (ft^2 atau m^2)

T_w = temperatur dinding ($^\circ C, ^\circ F, K$)

T_∞ = temperatur sekeliling ($^\circ C, ^\circ F, K$)

Tanda minus (-) digunakan untuk memenuhi hukum II thermodinamika, sedangkan panas yang dipindahkan selalu mempunyai tanda positif (+). Jika h dan Δt diketahui, maka $\frac{q}{A}$ dapat dihitung. A merupakan luasan dan ada beberapa rumus untuk luasan yaitu :

a. Pada plat datar ($A = P \times L$)

b. Pada silinder ($A_r = 2\pi rL$)

Untuk sebuah tahanan termal dalam peristiwa konveksi didefinisikan sebagai berikut :

$$R = \frac{1}{h}$$

Dimana :

R = tahanan termal konvektif

h = konduktan konvektif

Tabel 2.3 Nilai Kira – kira Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi (J.P Holman, 1986 hal 12)

Modus	h	
	W/m ² .°C	Btu/h.ft ² .°F
Konveksi bebas, ΔT=30°C		
Plat vertikal, tinggi 0,3 m (1 ft) di udara	4,5	0,79
Silinder horizontal, diameter 5 cm di udara	6,5	1,14
Silinder horizontal, diameter 2 cm, dalam air	890	157
Konveksi Paksa		
Aliran udara 2 m/s di atas plat bujur sangkar 0.2 m	12	2,1
Aliran udara 35 m/s di atas plat bujur sangkar 0,75 m	75	13,2
Udara 2 atm mengalir di dalam tabung diameter 2,5 cm, kecepatan 10 m/s	65	11,4
Air 0,5 kg/s mengalir di dalam tabung 2,5 cm	3500	616
Aliran udara melintas silinder diameter 5 cm, kecepatan 50 m/s	180	32
Air mendidih		
Dalam kolam atau bejana	2500 – 35000	440 – 6200
Mengalir dalam pipa	5000 – 100000	880 – 17600
Pengembunan uap air, 1 atm		
Muka vertikal	4000 – 11300	700 – 2000
Di luar tabung horizontal	9500 - 25000	1700 – 4400

Koefisien pindah panas digunakan dalam perhitungan pindah panas konveksi atau perubahan fase antara cair dan padat. Koefisien pindah panas dimanfaatkan dalam ilmu termodinamika dan mekanika serta teknik kimia.

$$h = \frac{\Delta Q}{A \cdot \Delta T} \quad (2.14)$$

dimana :

ΔQ = panas yang masuk atau panas yang keluar, W

h = koefisien pindah panas, W/(m²K)

A = luas permukaan pindah panas, m²

ΔT = perbedaan temperatur antara permukaan padat dengan luas permukaan kontak dengan fluida, K

Dari persamaan di atas, koefisien pindah panas adalah koefisien proporsionalitas antara fluks panas, $Q/(A \Delta t)$, dan perbedaan temperatur, ΔT , yang menjadi penggerak utama perpindahan panas.

Satuan SI dari koefisien pindah panas adalah watt per meter persegi-kelvin, W/(m²K). Koefisien pindah panas berkebalikan dengan insulasi termal.

Pada kasus pindah panas pada pipa yang melingkar, fluks panas bergantung pada diameter dalam dan diameter luar dari pipa, atau tebalnya. Namun jika tebal pipa sangat tipis jika dibandingkan dengan diameter dalamnya, maka perhitungannya:

$$h_{wall} = \frac{k}{x} \quad (2.15)$$

di mana k adalah konduktivitas termal dari material dinding dan x adalah ketebalan dinding. Penggunaan asumsi ini bukan berarti mengasumsikan bahwa ketebalan dinding diabaikan, namun diasumsikan bahwa perpindahan panas adalah linier pada satu garis, tidak tersebar dari satu titik di pusat pipa ke segala arah penampang melintang pipa.

Jika asumsi di atas tidak berlaku, maka koefisien pindah panas dapat dihitung dengan menggunakan:

$$h_{wall} = \frac{2k}{d_i \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)} \quad (2.16)$$

di mana d_i adalah diameter dalam dan d_o adalah diameter luar.

2.1.2.2.2 Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

Hubungan fluks kalor dengan gaya pendorong ialah sebanding. Dalam aliran kalor gaya dorong adalah $T_h - T_c$. T_h adalah temperature rata-rata untuk fluida panas dan T_c adalah temperature rata-rata untuk fluida dingin, sehingga hubungan tersebut dapat didefinisikan sebagai berikut:

$$\frac{q}{A} = U(T_h - T_c) = U \Delta T \quad (2.17)$$

Keterangan: $\frac{q}{A}$ = fluks kalor

U = koefisien perpindahan panas menyeluruh

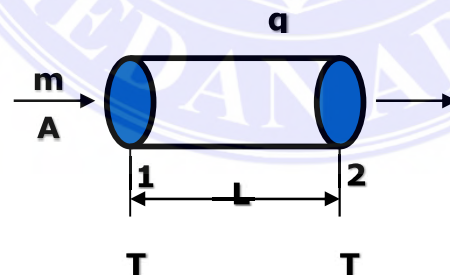
T_h = temperature rata-rata fluida panas

T_c = temperature rata-rata fluida dingin

Δt = perbedaan temperatur

Panas yang dipindahkan pada peristiwa konveksi dapat berupa panas laten dan panas sensible. Panas laten adalah panas yang menyertai proses perubahan fasa, sedang panas sensible adalah panas yang berkaitan dengan kenaikan atau penurunan temperatur tanpa perubahan fasa.

Rumus Empiris untuk aliran dalam pipa/tabung



Gambar 2.16 Rumus Empiris

Besarnya perpindahan kalor yang terjadi pada suatu penampang/saluran yang berbentuk pipa/tabung dapat dinyatakan dengan beda suhu limbak (bulk temperature):

$$q = m.C_p(T_{b2} - T_{b1}) = h.A(T_w - T_b) \quad (2.18)$$

$$m = \rho.U_m.A \quad (2.19)$$

Rumusan konveksi paksa erat hubungannya dengan angka Reynolds (Re), Prandtl (Pr), Nusselt (Nu). Ketiga bilangan ini membentuk persamaan:

$$Nu_d = C \cdot Re_d^m \cdot Pr^n \quad (2.20)$$

Ket : Nu_d = Bilangan Nusselt

Re_d = Bilangan Reynold

Pr = Bilangan Prandtl

n = 0,4 (Pemanasan)

0,3 (Pendinginan)

Dimana C , m , dan n adalah konstanta yang harus ditentukan dari percobaan.

2.1.2.2.2.1 Bilangan Reynold

Bilangan tak berdimensi yang mengukur rasio gaya inersia dari fluida dengan viskositas. Digunakan untuk menentukan kriteria aliran laminar dan turbulen.

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (2.21)$$

Ket: Re = bilangan Reynold

ρ = massa jenis (kg/m^3)

d = diameter (m)

μ = viskositas fluida (kg/m.s)

Batasan:

Aliran Laminar ($Re \leq 2300$)

Aliran Turbulen ($Re \geq 2300$) [1].

2.1.2.2.2.2 Bilangan Prandtl

Bilangan Prandtl merupakan bilangan yang digunakan sebagai perbandingan viskositas kinematik fluida terhadap difusivitas termal fluida.

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a} = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (2.22)$$

Dimana: ν = viskositas kinematik
 a = difusivitas termal (m^2/s)
 μ = viskositas dinamik ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$)
 C_p = koefisien panas gas ($\text{kJ}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$) [6].

Untuk aliran dalam pipa, seperti halnya aliran melewati plat datar profil kecepatan serupa dengan profil suhu untuk fluida yang mempunyai bilangan Prandtl satu.

2.1.2.2.2.3 Bilangan Nusselt

a. Aliran laminar berkembang penuh

$$\text{Nu}_d = 1,86(\text{Re}_d \times \text{Pr})^{1/3} \left(\frac{D}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{1/3} \quad (2.23)$$

Batasan $\text{Re}_d \cdot \text{Pr} \frac{D}{L} > 10$

Ket: Nu_d = bilangan Nusselt
 μ = viskositas dinamik ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$)
 μ_w = viskositas dinding ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$)
 D = diameter pipa (m)
 L = panjang pipa (m) [6].

b. Aliran turbulen berkembang penuh

Berdasar Sneider & Tate:

$$\text{Nu}_d = 0,027 \text{Re}_d^{0,8} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (2.24)$$

Ket: Nu_d = bilangan Nusselt
 μ = viskositas dinamik ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$)
 μ_w = viskositas dinding ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$) [1].

c. Aliran turbulen berkembang penuh pada tabung licin

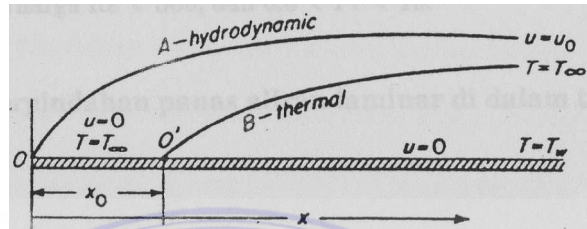
$$\text{Nu}_d = 0,023 \cdot \text{Re}_d^{0,8} \cdot \text{Pr}^n \quad (2.25)$$

Batasan : $n = 0,4$ (Pemanasan)
 $n = 0,3$ (Pendingin)

$0,6 < \text{Pr} < 100$ (untuk aliran turbulen yang tidak berkembang sepenuhnya didalam tabung licin dan dengan beda suhu moderat antara dinding fluida) [6].

Perpindahan panas dengan konveksi di dalam aliran laminar membahas 3 macam perpindahan panas:

1. Perpindahan Panas Aliran Laminar ke Pelat Rata



Gambar 2.17. Perpindahan panas aliran laminar ke pelat datar

Kecepatan fluida yang mendatangi plat, dan pada tepi lapisan batas , serta diluar lapisan batas OA adalah V_0 .

Suhu fluida yang mendatangi plat, dan pada tepi lapisan batas termal, serta diluar lapisan batas termal O'B adalah T_∞

Sifat-sifat fluida berikut ini adalah konstan dan tidak bergantung pada suhu :
densitas ρ , konduktivitas k , kalor spesifik c_p , dan viskositas μ .

Hubungan persamaan untuk kondisi diatas:

$$\frac{h_x \cdot X}{k} = \frac{0.332}{\sqrt{1 - \left(\frac{x_0}{x}\right)^{3/4}}} \cdot \sqrt{\frac{c_p \mu}{k}} \cdot \sqrt{\frac{V_0 \rho}{\mu}} \quad (2.26)$$

Keterangan: h_x = konduktif konvektif pada arah x

X = jarak dari tepi depan

k = konduktivitas termal

x_0 = jarak antara lapisan hidrodinamik dengan lapisan termal

$$\frac{h_x \cdot X}{k} = \text{dikenal sebagai angka Nusselt } (N_{Nu,x})$$

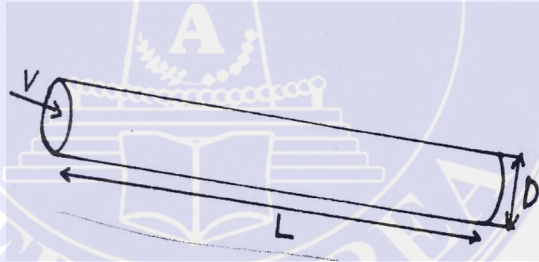
$$\sqrt[3]{\frac{C_p \mu}{k}} = \text{dikenal sebagai angka Prandtl } (N_{Pr})$$

$$\sqrt{\frac{V_0 \rho}{\mu}} = \text{dikenal sebagai angka Reynolds } (N_{Re,x})$$

Bila pelat dipanaskan secara keseluruhan dan $x_0=0$, maka penyusunan kembali persamaan tersebut:

$$N_{Nu,x} = 0,332 \sqrt{N_{Pr}} \cdot \sqrt{N_{Re,x}} \quad (2.27)$$

2. Perpindahan Panas Aliran Laminar didalam tabung



Gambar 2.18. Perpindahan panas aliran laminar didalam tabung

Hubungan persamaannya adalah:

$$N_{FO} = \frac{\alpha t_T}{r_m^2} = \frac{4k t_T}{C_p \cdot \rho \cdot D^2} = \frac{4kL}{C_p \cdot \rho \cdot D^2 \cdot V} \quad (2.28)$$

Keterangan: N_{FO} = angka Fourier

r_m = jari-jari tabung (m, cm, ft)

t_T = total waktu pemanasan dan pendinginan (sekon, menit, jam)

D = diameter tabung (m, cm, ft)

V = kecepatan fluida (m/s, ft/s)

L = panjang lintasan tabung (m, ft)

Hubungan Angka Fourier dengan Angka Graetz dan Angka Pecklet

* Angka Graetz

$$N_{Gz} = \frac{\dot{m} C_p}{kL}, \quad \text{dimana: } \dot{m} = \frac{\pi}{4} \rho V D^2$$

Keterangan: N_{Gz} = angka Graetz

\dot{m} = laju aliran massa

* Angka Pecklet

$$N_{Pe} = N_{Re} \cdot N_{Pr} = \frac{D \cdot V \cdot \rho \cdot C_p \mu}{\mu \cdot k}$$
$$= \frac{\rho \cdot V \cdot C_p \cdot D}{k} = \frac{D \cdot V}{\alpha} = \frac{k}{\rho \cdot C_p}$$

Keterangan: α = defasivitas termal

N_{Pe} = angka Peclet

Jadi, hubungan ketiga angka tersebut adalah:

$$N_{Gz} = \frac{\pi D}{4L} N_{Pe} = \frac{\pi}{N_{Fo}}$$

3. Perpindahan Panas Aliran Berkembang Penuh

Distribusi temperatur didefinisikan sebagai berikut:

$$\frac{T_w - T_b}{T_w - T_a} = 0,81904 \cdot e^{-3,65\pi / N_{Gz}} + 0,09760 \cdot e^{-22,31\pi / N_{Gz}} + 0,01896 \cdot e^{-53\pi / N_{Gz}} + \dots$$

Koefisien perpindahan panas individual (h_i) ialah nilai rata-rata di sepanjang pipa itu dan untuk kasus dimana suhu dinding konstan, dihitung sebagai berikut:

$$h_i = \frac{\dot{m} C_p (\bar{T}_b - T_a)}{\pi D L \Delta T_L} = \frac{m C_p}{\pi D L} \ln \left(\frac{T_w - T_a}{T_w - \bar{T}_b} \right)$$

$$\text{Dimana } \bar{\Delta T}_L = \frac{(T_w - T_a) - (T_w - \bar{T}_b)}{\ln \left(\frac{T_w - T_a}{T_w - \bar{T}_b} \right)}$$

Keterangan: T_w = temperature dinding

T_b = temperature keluar

T_a = temperature masuk

4. Perpindahan panas dengan konveksi di dalam aliran turbulen

a. Persamaan empirik

Hubungan empirik untuk tabung dengan menggunakan persamaan SIEDER-STATE:

$$\frac{h_i D}{k} = 0,023 \left(\frac{DG}{\mu} \right)^{0,8} \left(\frac{Cp \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad \text{atau}$$

$$N_{Nu} = 0,023 (N_{Re})^{0,8} (N_{Pr})^{1/3} (\phi_v)^{0,14}$$

Keterangan: G = kecepatan massa fluida

$$\mu_w = \mu \text{ pada } T_w$$

ϕ_v = faktor korelasi viskositas

Untuk mencari nilai μ_w harus dicari terlebih dahulu T_w (karena μ_w adalah harga μ pada temperatur T_w).

- Untuk Pemanasan : $T_w = T + \Delta T_i$

- Untuk Pendinginan:

$$T_w = T - \Delta T_i$$

$$\Delta T_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{D_i}{D_o} h_o} \Delta T$$

h_o adalah perpindahan panas individu pada permukaan tabung.

No	Deskripsi	Konveksi Alami	Konveksi Paksa
1	Definisi	Pergerakan fluida (udara, air, gas, dll) tanpa gaya luar	Pergerakan fluida (udara, air, gas, dll) dengan gaya luar seperti fan, kompresor, dll
2	Persamaan mengetahui jenis aliran (laminar atau turbulen)	$Ra = \frac{g\beta(T_H - T_C)x^3}{\alpha\theta}$ <p> Ra = Bilangan Raidegh β = Volumetrik coefficient of expansion (1/K) α = Thermal diffucity (m^2/s) θ = Kinematik viscosity (m^2/s) T_H = Temperatur tertinggi (K) T_C = Temperatur terendah (K) g = Gravity ($9,81 m/s^2$) x = Panjang (m); 6 m Nilai α, β, θ dari $(T_H + T_C)/2$ Aliran turbulen jika $Ra > 10^8$ </p>	$Re = \frac{\rho v x}{\mu}$ <p> Re = Bilangan Reynold ρ = Density (kg/m^3) v = Kecepatan alir (m/s) x = Pipa diameter dalam (m), non pipa panjang (m) μ = dinamik viskositas ($kg.m.s$) </p> <p>Aliran turbulent jika $Re > 2000$ Note : untuk desain heat exchanger aliran di dalam pipa harus turbulen agar kapasitas pendinginan baik</p>
3	Aplikasi pada CFD SOFT	Jika aliran turbulen maka turbulensi diaktifkan, jika tidak ada ketidaksesuaian data grafik, temperatur tinggi, tekanan rendah (eror)	

Gambar 2.19 Perbedaan konveksi alaminya dengan konveksi paksa

2.1.3 Perpindahan Kalor Radiasi (Pancaran)

Perpindahan kalor radiasi adalah perpindahan panas yang terjadi karena pancaran / sinaran / radiasi gelombang elektromagnetik, tanpa memerlukan media perantara, perpindahan energi ini melalui penjalaran (rambatan) foton yang tak terorganisir. Setiap benda yang terus memancarkan foton-foton secara serampangan di dalam arah dan waktu, dan tenaga netto yang dipindahkan oleh foton-foton ini diperhitungkan sebagai kalor. Bila foton-foton ini berada di dalam jangkauan panjang gelombang 0,38 sampai 0,76 μm , maka foton-foton tersebut mempengaruhi mata kita sebagai sinar cahaya yang tampak (dapat dilihat). Bertentangan dengan itu, maka setiap tenaga foton yang terorganisir,

seperti transmisi radio, dapat diidentifikasi secara mikroskopik dan tak dipandang sebagai kalor. (Reynold dan Perkins, 1983).

Pembahasan termodinamika menunjukkan bahwa radiator (penyinar) ideal, atau benda hitam (*blackbody*), memancarkan energi dengan laju yang sebanding dengan pangkat empat suhu absolut benda itu dan berbanding langsung dengan luas permukaan.

$$q_{\text{pancaran}} = \sigma A T^4 \quad (2.29)$$

Dimana :

σ = konstanta Stefan-Boltzmann dengan nilai $5,669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$

A = Luas permukaan (m^2), dan

T = temperature absolut (K).

Persamaan (2.18) disebut hukum Stefan-Boltzmann tentang radiasi termal, dan berlaku hanya untuk radiasi benda hitam. Ciri khas pertukaran energi radiasi yang penting lagi adalah sifatnya yang menyebar secara merata ke segala arah. Karena itu hubungan geometrik antara kedua permukaan akan mempengaruhi pertukaran energi radiasinya. Hubungan geometrik dapat diterangkan dan dihitung dengan memperhatikan faktor bentuk F_A (Reynold dan Perkins, 1983). Radiasi selalu merambat dengan kecepatan cahaya ($3 \times 10^{10} \text{ cm/s}$), kecepatan ini sama dengan hasil perkalian panjang gelombang dengan frekuensi radiasi : $c = \lambda \nu$.

Dimana :

c = Kecepatan cahaya

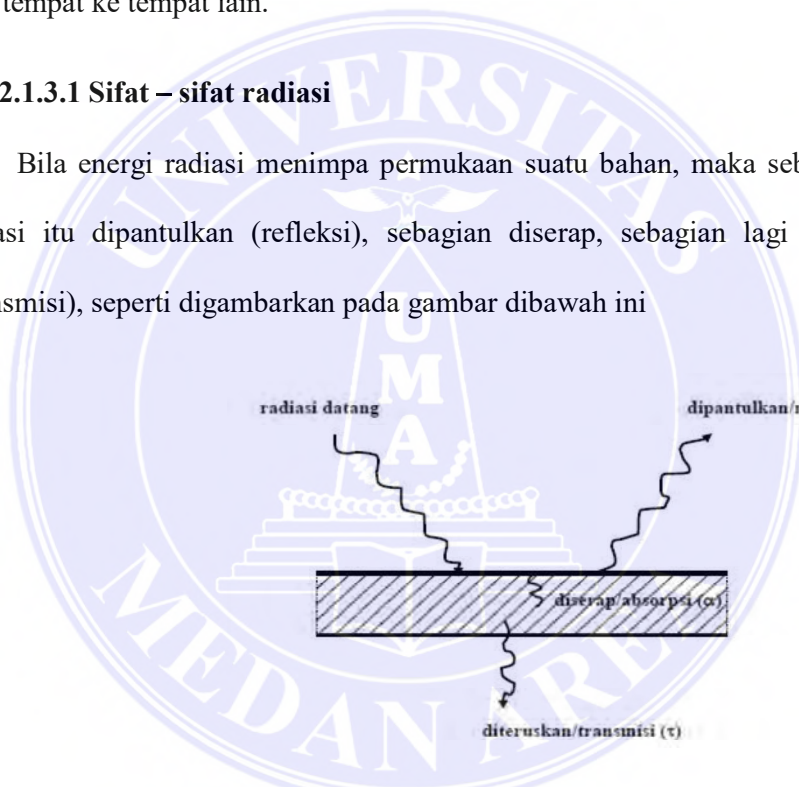
λ = Panjang gelombang (10^{-8} cm)

$\nu = \text{Frekuensi}$

Perambatan radiasi termal berlangsung dalam bentuk kuantum dan setiap kuantum mengandung energi sebesar $E = h \nu = h \nu = \text{konstanta Planck} (6,625 \times 10^{-34} \text{ J.s})$. Setiap kuantum dianggap sebagai suatu partikel yang mempunyai energi, massa dan momentum seperti molekul gas photon Sehingga, pada hakikatnya radiasi merupakan pancaran yang disebabkan oleh gas photon yang mengalir dari satu tempat ke tempat lain.

2.1.3.1 Sifat – sifat radiasi

Bila energi radiasi menimpa permukaan suatu bahan, maka sebagian dari radiasi itu dipantulkan (refleksi), sebagian diserap, sebagian lagi diteruskan (transmisi), seperti digambarkan pada gambar dibawah ini



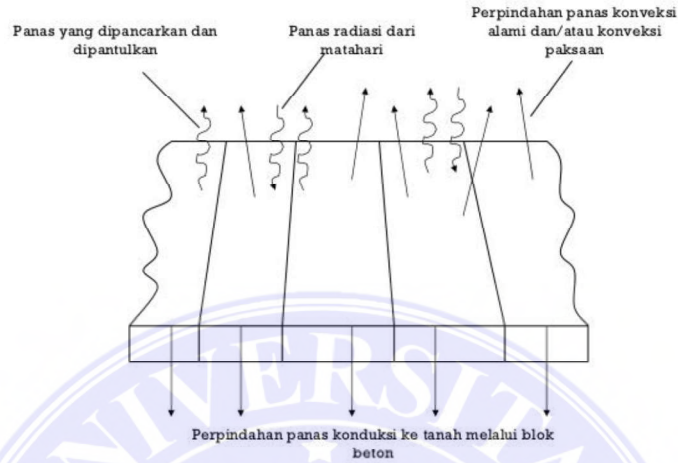
Gambar 2.20 Kejadian radiasi pada benda

Sifat sifat radiasi benda terbagi 3 yaitu :

- Benda yang sifatnya dapat menyerap energi yang datang seluruhnya (100%) disebut benda hitam (Blackbody)
- Benda yang dapat memantulkan energi yang datang 100% disebut benda putih sempurna (Absolutely white)

c) Benda yang diantara benda hitam dan putih disebut abu – abu (Grey body)

PERPINDAHAN PANAS KONDUKSI, KONVEKSI, RADIASI



Gambar 2.21 Perpindahan panas konduksi, konveksi, radiasi

2.1.3.2 Radiasi dalam ruang terkurung

Suatu masalah radiasi sederhana dapat ditemukan bila kita mempunyai suatu permukaan perpindahan kalor pada suhu (T_1), yang seluruhnya terkurung oleh permukaan lain yang jauh lebih luas yang berada pada suhu (T_2). Dapat dihitung dengan rumus matematis : $q_r = \epsilon \sigma A (T_1^4 - T_2^4)$ (2.30)

Dimana :

ϵ = Emisivitas baja tahan karat = 0,074

σ = Konstanta Stefan-Boltzman = $5,669 \times 10^{-8} \text{W} / \text{m}^2 \text{k}^4$

A = Luas Tungku Peleburan (m^2)

T_1 = Temperatur ruang bakar (K)

T_2 = Temperatur udara luar (K)

2.2 Pengertian Fluida

Menurut Raswari (1986), fluida merupakan suatu zat/bahan yang dalam keadaan setimbang tak dapat menahan gaya atau tegangan geser (*shear force*). Dapat pula didefinisikan sebagai zat yang dapat mengalir bila ada perbedaan tekanan dan atau tinggi. Suatu sifat dasar fluida nyata, yaitu tahanan terhadap aliran yang diukur sebagai tegangan geser yang terjadi pada bidang geser yang dikenai tegangan tersebut adalah viskositas atau kekentalan/kerapatan zat fluida tersebut. Berdasarkan wujudnya, fluida dapat dibedakan menjadi dua bagian yaitu:

1. Fluida gas, merupakan fluida dengan partikel yang renggang dimana gaya tarik antara molekul sejenis relatif lemah dan sangat ringan sehingga dapat melayang dengan bebas serta volumenya tidak menentu.
2. Fluida cair, merupakan fluida dengan partikel yang rapat dimana gaya tarik antara molekul sejenisnya sangat kuat dan mempunyai permukaan bebas serta cenderung untuk mempertahankan volumenya.

Untuk fluida gas sifat aliran dianggap laminar, sedangkan untuk fluida cair dapat dibedakan menjadi dua bagian yaitu :

- a) Aliran laminar, merupakan aliran dimana fluida dianggap mengalir pada lapisan masing-masing dengan kecepatan konstan. Suatu aliran yang tetap dan tidak ada pencampuran partikel-partikel antara lapisan. Terjadi karena kecepatan aliran rendah, fluida cukup kental, aliran pada lorong sempit dan $Re < 2300$.

- b) Aliran turbulen, merupakan aliran dengan kecepatan tinggi, fluida encer, aliran lorong besar, $Re > 4000$, aliran bercampur dari lapisan ke lapisan, bahkan seperti bergulung-gulung.

Penentuan aliran fluida cair laminar atau turbulen ditentukan oleh Reynolds number (bilangan Reynolds). Teori Reynolds merumuskan bahwa untuk aliran internal (*internal flow*) atau aliran yang mengalir dalam pipa, jenis aliran yang terjadi dapat diketahui dengan mendapatkan bilangan Reynoldnya (Raswari, 1986) dari persamaan:

$$Re = \frac{V \times D}{\nu} \quad (2.31)$$

Dimana : V = kecepatan aliran (m/s)

D = diameter hidraulik (m)

ν = viskositas kinematis (m^2/s)

Jenis aliran berdasarkan bilangan Reynolds untuk aliran internal :

1. $Re < 2300$, aliran adalah laminar
2. $Re > 4000$, aliran adalah turbulen
3. $2300 < Re < 4000$, aliran adalah transisi

2.2.1 Tinjauan Umum Sistem Perpipaan

Kamus mendefinisikan pipa sebagai cubing panjang dari tanah liat, konkret, metal, kayu, dan seterusnya, untuk mengalirkan air, gas, minyak dan cairan-cairan lain. Pipa yang dimaksud bukan berarti hanya pipa, tetapi fitting-fitting, katup-katup dan komponen-komponen lainnya yang merupakan sistem perpipaan. Pipa dan komponen yang dimaksudkan disini adalah meliputi (Raswari, 1986) :

1. Pipa-pipa (*pipes*)
2. Jenis-jenis flens (*flanges*)
3. Jenis-jenis katup (*valves*)
4. Jenis-jenis alat penyambung (*fittings*)
5. Jenis-jenis alat-alat sambungan *cubing*
6. Jenis-jenis alat sambungan cabang *o'let*
7. Bagian khusus (*special item*)
8. Jenis-jenis gasket
9. Jenis-jenis baut (*boltings*)

Material-material pipa dibagi dua kelas dasar, metal dan nonmetal. Nonmetal pipa seperti kaca, keramik, plastik dan seterusnya. Pipa metal pun dibagi menjadi dua kelas, besi dan bukan besi. Material besi terdiri dari besi yang umum digunakan pada pipa proses. Besi metal adalah baja karbon, besi tahan karat, baja krome, besi tuang dan seterusnya. Sedang pipa metal bukan besi termasuk aluminium

2.2.1.1 Sambungan Pada Pipa

Ada berbagai macam faktor yang mempengaruhi hilangnya energi di dalam pipa Jenis-jenis sambungan ikut mempengaruhi hilangnya energi pada pipa. Dengan adanya sambungan dapat menghambat aliran normal dan menyebabkan gesekan tambahan. Pada pipa yang pendek dan mempunyai banyak sambungan, fluida yang mengalir di dalamnya akan mengalami banyak kehilangan energi.

Dalam sistem pipa salah satu konstruksinya adalah menggunakan sambungan yang berfungsi untuk membelokkan arah aliran fluida ke suatu tempat tertentu. Salah satu efek yang muncul pada aliran ketika melewati suatu

sambungan yang berkaitan dengan pola aliran adalah adanya ketidakstabilan aliran atau fluktuasi aliran. Fluktuasi aliran yang terjadi terus menerus pada belokan pipa akan memberikan beban dampak secara acak pada sambungan tersebut. Akibat pembebanan dampak secara acak yang berlangsung terus menerus bisa menyebabkan getaran pada pipa.

Pada sambungan pipa bekerja gaya yang disebabkan oleh aliran zat cair yang berbelok, disamping berat pipa dan isinya.

2.2.1.2 Cara Penyambungan Pipa

Penyambungan tersebut dapat dilakukan dengan :

a. Pengelasan

Jenis pengelasan yang dilakukan adalah tergantung pada jenis pipa dan penggunaannya, misalnya pengelasan untuk bahan *stainless steel* menggunakan las busur gas wolfram, dan untuk pipa baja karbon digunakan las metal.

b. Ulir (*threaded*)

Penyambungan ini digunakan pada pipa yang bertekanan tidak terlalu tinggi. Kebocoran pada sambungan ini dapat dicegah dengan menggunakan gasket *tape pipe*. Umumnya pipa dengan sambungan ulir digunakan pada pipa dua inci ke bawah.

c. Menggunakan Flens (*flange*)

Kedua ujung pipa yang akan disambung dipasang flens kemudian diikat dengan baut.

2.2.2 Persamaan-persamaan Dasar Aliran Fluida

Dalam pengaliran air mulai dari sumber air hingga masuk kedalam *boiler* tidak terlepas dari persamaan-persamaan dasar aliran fluida sebagai berikut :

1. Prinsip kekekalan massa dimana berlaku Persamaan Kontinuitas
2. Prinsip kekekalan energi dimana berlaku Persamaan Bernoulli
3. Prinsip kekekalan momentum dimana berlaku Hukum Newton

2.2.2.1 Persamaan Kontinuitas

Persamaan kontinuitas diperoleh dari hukum kekekalan massa yang menyatakan bahwa untuk aliran yang stasioner massa fluida yang melalui semua bagian dalam arus fluida tiap satuan waktu adalah sama, dan dinyatakan (White, 1986) dengan :

$$\dot{m} = \rho_1 \cdot Q_1 = \rho_2 \cdot Q_2 = \text{konstan (kg/s)} \quad (2.32)$$

Untuk aliran yang tidak termampatkan ($\rho = \text{konstan}$) maka persamaan di atas menjadi :

$$Q_1 = Q_2$$
$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2 \quad (2.33)$$

Dimana : $A = \text{luas penampang (m}^2\text{)}$

$V = \text{kecepatan aliran di tiap penampang (m/s)}$

2.2.2.2 Persamaan Bernoulli

Akibat dari gerakan fluida maka dapat menimbulkan atau menghasilkan energi, terutama energi mekanik yaitu sebagai akibat dari kecepatan fluida (energi kinetis) dan dari tekanannya (energi potensial) serta elevasi (energi potensial dari elevasi). Dalam mekanika fluida terutama bila memperhatikan

sifat-sifat fluida dengan mengabaikan *compressibility*, Streeter (1987), maka akan didapatkan energi spesifik atau energi per satuan berat fluida (E) sebagai berikut :

$$E = \frac{V^2}{2g} + \frac{P}{\rho g} + Z \quad (2.34)$$

Dimana : V = kecepatan (m/s)

g = percepatan gravitasi (m/s^2)

P = tekanan pada cairan (N/m^2)

ρ = massa jenis (kg/s^2)

z = elevasi (m)

Jika aliran tetap/tenang pada suatu fluida ideal yang terletak antara 2 titik pada suatu aliran lanar akan mempunyai energi spesifik yakni E_1 dan E_2 dari persamaan diatas maka dapat juga dituliskan sebagai berikut :

$$E_1 = E_2$$

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + Z_1 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 (m) \quad (2.35)$$

Persamaan di atas biasa dikenal dengan nama Persamaan Bernoulli.

Namun keadaan sebenarnya perhitungan akan berbeda karena perlu perhitungan gesekan antara fluida dengan saluran/pipa serta kerugian kecil yang terjadi pada aliran. Maka bentuk Persamaan Bernoulli akan menjadi :

$$E_1 = E_2 + \Sigma hf$$

untuk mayor loses ;

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + Z_1 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 + f \frac{L.V^2}{D.2g} (m) \quad (2.36a)$$

Untuk minor losses

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + Z_1 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 + k \frac{hm \cdot 2g}{v^2} \quad (m) \quad (2.36b)$$

2.2.2.3 Persamaan Momentum

Menurut White (1986), hukum kedua Newton yang menyatakan perubahan momentum suatu benda itu sebanding dengan gaya yang bekerja pada benda tersebut. Dengan kata lain momentum aliran fluida terjadi karena adanya perubahan kecepatan aliran.

$$F = \rho \cdot Q \cdot (V_2 - V_1) \quad (N) \quad (2.37)$$

Karena laju aliran massa $m = \rho \cdot A \cdot V = \rho \cdot Q$ maka persamaan di atas menjadi

$$F = \dot{m} (V_2 - V_1) \quad (N) \quad (2.38)$$

Dimana : Q = debit aliran (m^3/s)

\dot{m} = laju aliran massa (kg/s)

V_2 = kecepatan pada penampang

2 (m/s)

V_1 = kecepatan pada penampang 1

(m/s)

2.2.3 Aliran Fluida Dalam Pipa

Fluida yang bergerak dapat diklasifikasikan ke dalam beberapa kategori. Apakah alirannya steady atau tak steady, apakah fluidanya kompresibel (dapat mampat) atau inkompresibel (tak dapat mampat), apakah fluidanya viskos atau non-viskos, atau apakah aliran fluidanya laminar atau turbulen. Jika fluidanya steady, kecepatan partikel fluida pada setiap titik tetap terhadap waktu. Fluida pada berbagai bagian dapat mengalir dengan laju atau kecepatan yang berbeda,

tetapi fluida pada satu lokasi selalu mengalir dengan laju atau kecepatan yang tetap.

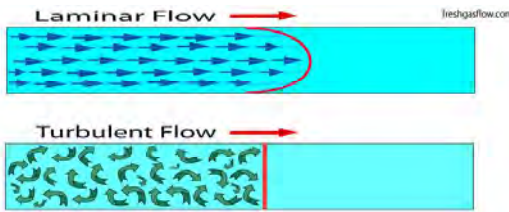
Fluida inkompresibel adalah suatu fluida yang tak dapat dimampatkan. Sebagian besar cairan dapat dikatakan sebagai inkompresibel. Dengan mudah anda dapat mengatakan bahwa fluida gas adalah fluida kompresibel, karena dapat dimampatkan. Sedangkan fluida viskos adalah fluida yang tidak mengalir dengan mudah, seperti madu dan aspal. Sementara itu, fluida tak-viskos adalah fluida yang mengalir dengan mudah, seperti air.

2.2.4.1 Aliran Laminar dan Turbulen dalam Pipa

Aliran fluida dapat dibedakan menjadi aliran laminar dan aliran turbulen, tergantung pada jenis garis alir yang dihasilkan oleh partikel-partikel fluida. Jika aliran dari seluruh partikel fluida bergerak sepanjang garis yang sejajar dengan arah aliran (atau sejajar dengan garis tengah pipa, jika fluida mengalir di dalam pipa), fluida yang seperti ini dikatakan laminar.

Fluida laminar kadang-kadang disebut dengan fluida viskos atau fluida garis alir (streamline). Kata laminar berasal dari bahasa latin lamina, yang berarti lapisan atau plat tipis. Sehingga, aliran laminar berarti aliran yang berlapis-lapis. Lapisan-lapisan fluida akan saling bertindihan satu sama lain tanpa bersilangan seperti pada Gambar 2.5 (atas).

Jika gerakan partikel fluida tidak lagi sejajar, mulai saling bersilangan satu sama lain sehingga terbentuk pusaran di dalam fluida, aliran yang seperti ini disebut dengan aliran turbulen, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.5 (bawah).

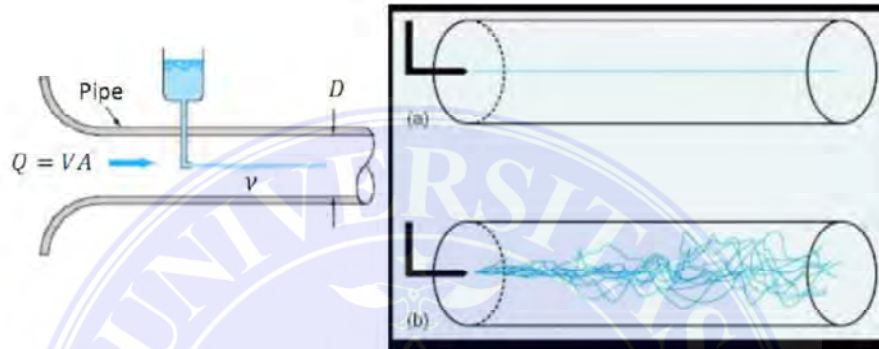


Gambar 2.22 Aliran laminar (atas) dan aliran turbulen (bawah)

Karakteristik struktur aliran internal (dalam pipa) sangat tergantung dari kecepatan rata-rata aliran dalam pipa, densitas, viskositas dan diameter pipa. Aliran fluida (cairan atau gas) dalam pipa mungkin merupakan aliran laminar atau turbulen. Perbedaan antara aliran laminar dan turbulen secara eksperimen pertama sekali dipaparkan oleh Osborne Reynolds pada tahun 1883. Eksperimen itu dijalankan dengan menyuntikkan cairan berwarna ke dalam aliran air yang mengalir di dalam tabung kaca. Jika fluida bergerak dengan kecepatan cukup rendah, cairan berwarna akan mengalir di dalam sistem membentuk garis lurus tidak bercampur dengan aliran air, seperti yang diperlihatkan pada Gambar 2.23 (a).

Pada kondisi seperti ini, fluida masih mengalir secara laminar. Jadi pada prinsipnya, jika fluida mengalir cukup rendah seperti kondisi eksperimen ini, maka terdapat garis alir. Bila kecepatan fluida ditingkatkan, maka akan dicapai suatu kecepatan kritis. Fluida mencapai kecepatan kritis dapat ditandai dengan terbentuknya gelombang cairan warna. Artinya garis alir tidak lagi lurus, tetapi mulai bergelombang dan kemudian garis alir menghilang, karena cairan berwarna mulai menyebar secara seragam ke seluruh arah fluida air, seperti yang diilustrasikan pada Gambar 2.23 (b).

Perilaku ketika fluida mulai bergerak secara acak (tak menentu) dalam bentuk arus-silang dan pusaran, menunjukkan bahwa aliran air tidak lagi laminar. Pada kondisi seperti ini garis alir fluida tidak lagi lurus dan sejajar, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.6 (b).



Gambar 2.23 Percobaan Reynold tentang Aliran laminar (a) dan aliran turbulen (b) [17]

Menurut Reynold, untuk membedakan apakah aliran itu turbulen atau laminar dapat menggunakan bilangan tak berdimensi yang disebut dengan Bilangan Reynold.

Bilangan ini dihitung dengan persamaan berikut :

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (2.39)$$

dimana;

Re = Bilangan Reynold (tak berdimensi)

V = kecepatan rata-rata (ft/s atau m/s)

D = diameter pipa (ft atau m)

ν = (μ/ρ) viskositas kinematik (m^2/s)

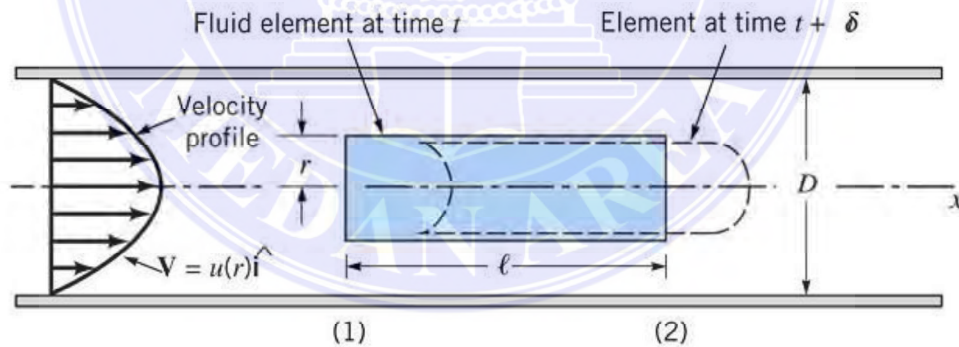
Pada $Re < 2300$, aliran bersifat laminar.

Pada $Re > 4000$, aliran bersifat turbulen.

Pada $Re = 2300-4000$ terdapat daerah transisi

2.2.3.1.1 Aliran Laminar

Profil kecepatan aliran laminar dalam pipa dianalisa dengan mempertimbangkan elemen fluida pada waktu t seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.24. Ini adalah silinder bundar fluida dengan panjang l dan jari-jari r berpusat pada sumbu pipa horizontal dengan diameter D . Aliran diasumsikan berkembang penuh dan *steady*. Setiap bagian fluida hanya mengalir sepanjang garis-jejak paralel terhadap dinding pipa dengan kecepatan konstan meskipun partikel tetangga memiliki kecepatan yang sedikit berbeda. Kecepatan bervariasi dari satu garis-jejak ke yang berikutnya dan ini dikombinasikan dengan viskositas fluida, sehingga menghasilkan tegangan geser.



Gambar 2.24 Gerakan sebuah elemen fluida dalam sebuah pipa silindris

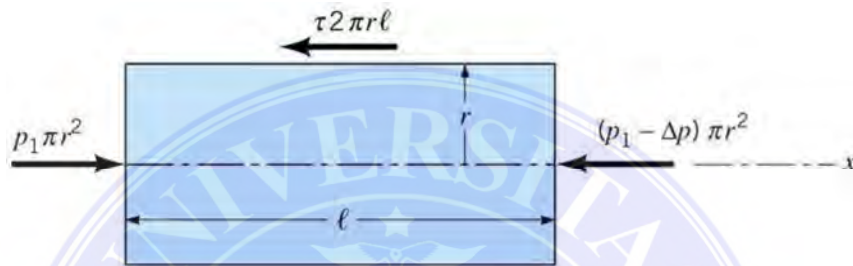
Jika gaya gravitasi diabaikan, tekanan hanya berbeda dalam arah x . Jika tekanan berkurang dalam arah x , maka

$$P_2 = P_1 - \Delta P \quad (\Delta P > 0) \quad (2.40)$$

Menerapkan hukum kedua Newton ($F = ma$) tentang gerak untuk elemen fluida silinder

$$P_1 \pi r^2 - (P_1 - \Delta P) \pi r^2 = 2\pi r l \tau$$

$$\frac{\Delta P}{l} = \frac{2\tau}{r} \quad (2.41)$$



Gambar 2.25 Diagram benda bebas dari sebuah silinder fluida

Dengan demikian, aliran pipa horizontal berkembang penuh diatur oleh keseimbangan antara gaya tekan dan gaya viskos (gaya Coriolis-Stokes).

Distribusi tegangan geser :

$$\tau = \frac{r}{2} \left(\frac{\Delta P}{l} \right) \quad (2.42)$$

Tegangan geser bervariasi dari garis tengah pipa (pada $r = 0$) hingga dinding pipa (pada $r = D/2$), maka

$$\tau = \frac{2\tau_w r}{D} \quad (2.43)$$

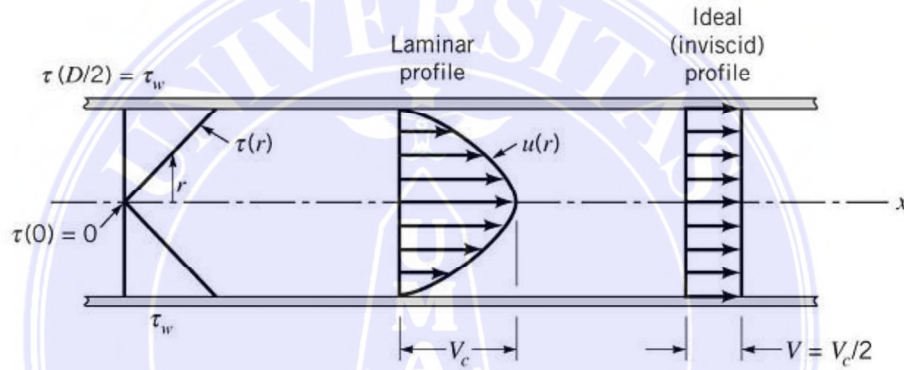
Dimana τ_w adalah tegangan geser maksimum (*the wall shear stress*).

Tegangan geser juga menyebabkan terjadinya penurunan tekanan di sepanjang pipa. Penurunan tekanan dan tegangan geser dinding dihubungkan oleh persamaan :

Berdasarkan teori aliran laminer fluida Newton, tegangan geser hanya sebanding dengan gradien kecepatan ($\tau = \mu \, du/dr$). Dan dalam notasi yang terkait dengan aliran pipa, persamaan menjadi :

$$\tau = -\mu \frac{du}{dr} \quad (2.44)$$

Tanda negatif diindikasikan untuk memberikan $\tau > 0$ dengan $du/dr < 0$ (kecepatan menurun dari garis tengah pipa hingga dinding pipa)



Gambar 2.26 Distribusi tegangan geser dalam fluida dalam pipa (aliran laminar atau turbulen) dan profil kecepatan khusus

Dengan menggabungkan Persamaan (2.43) dan (2.44) dan mengintegrasikannya diperoleh profil kecepatan :

$$u(r) = \left(\frac{\Delta P D^2}{16\mu l} \right) \left[1 - \left(\frac{2r}{D} \right)^2 \right] = V_c \left[1 - \left(\frac{2r}{D} \right)^2 \right] \quad (2.45)$$

Dimana V_c adalah kecepatan garis tengah. Profil kecepatan yang diplot seperti dalam Gambar 2.29 adalah parabola dalam koordinat radial r , memiliki kecepatan maksimal V_c di tengah pipa, dan kecepatan minimum (nol) di dinding pipa tersebut.

Untuk profil kecepatan sebagai fungsi tegangan geser dinding :

$$u(r) = \frac{\tau_w D}{4\mu} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right]$$

Laju aliran volume :

$$Q = \int u dA = \int_{r=0}^{r=R} u(r) 2\pi r dr = 2\pi V_c \int_0^R \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] r dr$$

$$Q = \frac{\pi R^2 V_c}{2} = \frac{\pi R^4}{8\mu} \left(\frac{\Delta P}{l} \right) = \frac{\pi D^4 \Delta P}{128ul} \quad (2.46)$$

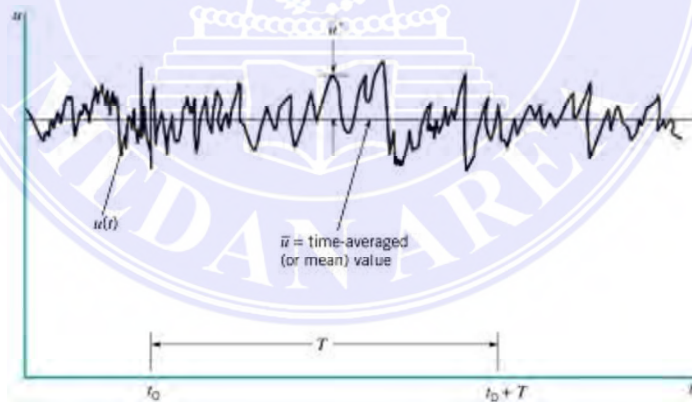
Persamaan [2.46] biasa disebut Hukum Poiseuille. Dan aliran laminar dalam pipa disebut aliran Hagen-Poiseuille.

Kecepatan rata-rata :

$$V = \frac{Q}{\pi R^2} = \frac{V_c}{2} = \frac{\Delta P \cdot D^2}{32ul} \quad (2.47)$$

2.2.3.1.2 Aliran Turbulen

Parameter untuk aliran turbulen didiskripsikan dalam gambar 2.26:



Gambar 2.27 deskripsi parameter untuk aliran turbulen

Kecepatan fluida dalam aliran pada suatu titik dapat dianggap sebagai waktu rata-rata dari kecepatan fluida. Jadi jika $u = u(x, y, z, t)$ adalah komponen kecepatan fluida sesaat di beberapa titik, maka nilai waktu rata-rata, \bar{u} , adalah

$$u = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} u(x, y, z, t) dt \quad (2.48)$$

dimana interval waktu T harus lebih besar dari waktu untuk fluktuasi terpanjang.

Dalam konsep tegangan geser untuk aliran turbulen, ini tidak sebanding dengan gradien kecepatan waktu rata-rata ($\tau \neq \mu d\bar{u}/dy$). Aliran ini juga berisi kontribusi yang disebabkan oleh fluktuasi acak dari komponen kecepatan. Tegangan geser turbulen dapat dinyatakan dalam persamaan berikut :

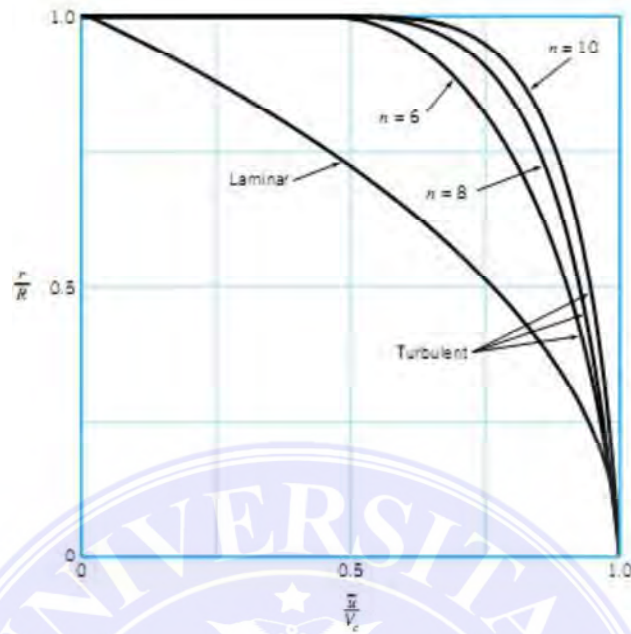
$$\tau_{turb} = \rho l_m^2 \left(\frac{du}{dy} \right)^2 \quad (2.49)$$

Dimana l_m panjang pencampuran antar partikel fluida secara acak, dari daerah yang kecepataannya sama ke daerah yang kecepataannya berbeda.

Profil kecepatan untuk aliran turbulen pada pipa halus dapat dinyatakan dalam bentuk profil kecepatan hukum pangkat (*power-law velocity profile*) yaitu :

$$\frac{u}{V_c} = \left(1 - \frac{r}{R} \right)^{1/n} \quad (2.50)$$

Dalam pernyataan ini, nilai n adalah fungsi dari bilangan Reynolds, dengan nilai-nilai tertentu antara $n = 6$ dan $n = 10$. Karakteristik profil kecepatan turbulen yang didasarkan pada pernyataan *power-law* ditunjukkan pada Gambar 2.28.



Gambar 2.28 Karakteristik profil kecepatan aliran laminar dan aliran turbulen

2.2.3.1.3 Rugi-Rugi Aliran

Salah satu hal yang terkena pengaruh oleh berbagai variasi instalasi pipa seperti perubahan ketinggian, perubahan kecepatan akibat perubahan penampang dan gesekan fluida adalah adanya perubahan tekanan pada fluida yang mengalir dalam pipa.

Pada aliran tanpa gesekan, perubahan tekanan dapat dianalisa dengan persamaan Bernoulli yang memperhitungkan perubahan tekanan ke dalam perubahan ketinggian dan perubahan kecepatan. Sehingga perhatian utama dalam menganalisa kondisi aliran nyata adalah pengaruh dari gesekan. Gesekan akan menimbulkan penurunan tekanan atau kehilangan tekanan. Berdasarkan lokasi timbulnya kehilangan, secara umum kehilangan tekanan akibat gesekan atau kerugian ini dapat digolongkan menjadi 2 yaitu: kerugian mayor dan kerugian minor.

2.2.3.1.4 Kerugian Mayor

Kerugian mayor adalah kehilangan tekanan akibat gesekan aliran fluida pada sistem aliran penampang pipa yang konstan. Sedangkan kerugian minor adalah kehilangan tekanan akibat gesekan yang terjadi pada alat kelengkapan pipa seperti katup, belokan, tee, filter dan pada penampang pipa yang tidak konstan. Kerugian ini untuk selanjutnya akan disebutkan sebagai *head loss*.

Dengan mempergunakan persamaan keseimbangan energi, sesuai persamaan 42 untuk aliran inkompresibel dan *steady* yaitu :

$$z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} = z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + h_l \quad (2.51)$$

Dimana h_l adalah head loss antara bagian (1) dan (2). Dengan asumsi aliran berkembang penuh, luas penampang konstan dan pipa horisontal, maka $D_1 = D_2$ (sehingga $V_1 = V_2$) dan $z_1 = z_2$. Persamaan energi menjadi :

$$h_l = h_{major} = \frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} \quad (2.52)$$

Jadi head kerugian mayor dapat dinyatakan sebagai kerugian tekanan aliran fluida berkembang penuh melalui pipa penampang konstan.

Untuk aliran laminar, berkembang penuh, pada pipa horisontal, penurunan tekanan dapat dihitung secara analitis, diperoleh :

$$\Delta P = \frac{128ulQ}{\pi D^4} = \frac{128ulV \left(\frac{\pi D^2}{4}\right)}{\pi D^4} = 32 \frac{l uV}{D D} \quad (2.53)$$

Dengan mensubstitusikannya ke dalam persamaan (43) maka diperoleh :

$$h_{l major} = 32 \frac{l uV}{D \gamma D} = \frac{l V^2}{D 2g} \left(64 \frac{u}{\rho V D}\right) = \left(\frac{64}{Re}\right) \frac{l V^2}{D D} \quad (2.54)$$

Untuk aliran turbulen, berkembang penuh, penurunan tekanan dan head loss dievaluasi dengan menggunakan hasil eksperimen dan analisa dimensi. Penurunan tekanan aliran turbulen disebabkan oleh gesekan pipa daerah-konstan horizontal dan dapat ditulis dalam bentuk fungsional sebagai :

$$\Delta P = F(V, D, l, \varepsilon, \mu, \rho)$$

dimana V adalah kecepatan rata-rata, l adalah panjang pipa, ε adalah ukuran kekasaran dinding pipa, μ adalah viskositas fluida, dan ρ adalah densitas fluida.

Dalam bentuk tanpa dimensi :

$$\frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho V^2} = \Phi\left(\frac{\rho V D}{\mu} \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{\varepsilon}{D}\right) \quad (2.55)$$

dimana ε/D kekasaran relatif pipa. Dengan asumsi bahwa penurunan tekanan berbanding lurus dengan panjang pipa, sehingga :

$$\frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho V^2} = \frac{l}{D} \Phi\left(Re \cdot \frac{\varepsilon}{D}\right) \quad (2.56)$$

Kuantitas $\Delta P D / (l \rho V^2 / 2)$ disebut faktor gesekan f . Jadi penurunan tekanan adalah :

$$\Delta P = f \frac{l}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (2.57)$$

Dimana

$$f = \Phi\left(Re \cdot \frac{\varepsilon}{D}\right) \quad (2.58)$$

Head loss mayor untuk aliran turbulen diperoleh dengan menggabungkan persamaan (43) dan persamaan (52), sehingga

$$h_{l \text{ major}} = f \frac{l V^2}{D 2g} \quad (2.59)$$

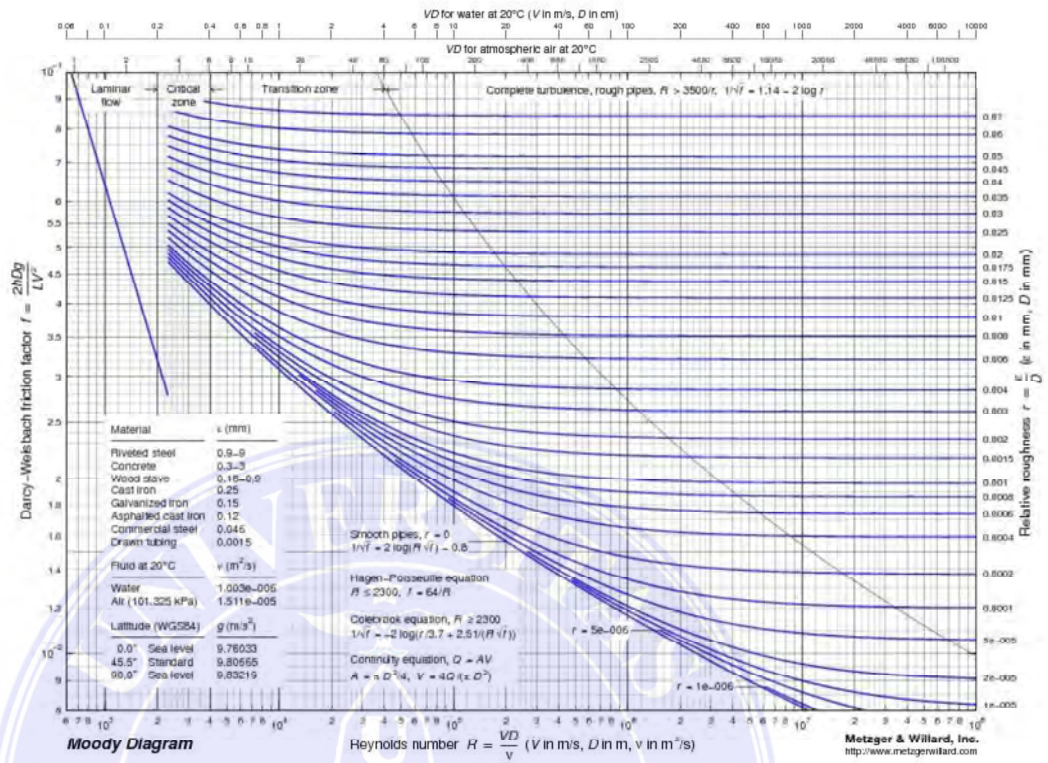
Persamaan ini disebut persamaan Darcy-Weisbach, berlaku untuk setiap aliran, berkembang penuh, steady, inkompresibel baik pada pipa horizontal maupun di atas bukit. Sedangkan faktor gesekan f , disebut sebagai faktor gesekan Darcy.

Faktor gesekan f untuk aliran laminer adalah $f = 64/Re$ dan tidak bergantung dengan kekasaran relatif pipa ε/D . Sedangkan untuk aliran turbulen, ketergantungan fungsional $f = \varphi(Re, \varepsilon/D)$ adalah kompleks. Hasil tersebut dapat diperoleh dengan menggunakan rumus Colebrook berikut :

Rumus tersebut diplot pada tahun 1944 oleh Moody ke dalam apa yang disebut Diagram Moody (Gambar 2.20). Diagram Moody adalah diagram faktor gesekan fungsi bilangan Reynold dan kekasaran relatif pipa. Nilai-nilai kekasaran yang khas untuk berbagai permukaan pipa ditampilkan pada Tabel 2.5.

Tabel 2.4 Kekasaran ekivalen untuk berbagai material pipa

Material Pipa	Kekasaran Ekivalen, ε	
	ft	mm
Paku	0.003–0.03	0.9–9.0
Beton	0.001–0.01	0.3–3.0
Kayu diampelas	0.0006–0.003	0.18–0.9
Besi	0.00085	0.26
Besi galvanisir	0.0005	0.15
Besi komersial atau besi tempa	0.00015	0.045
Pipa	0.000005	0.0015
Plastik,	0,0 (halus)	0,0 (halus)



Gambar 2.29 Diagram Moody

2.2.3.1.5 Kerugian Minor

Kerugian minor diberikan dalam bentuk koefisien kerugian (*loss coefficient*), yang didefinisikan sebagai :

$$K = f \frac{h_1}{\frac{V^2}{2g}} = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho V^2} \quad (2.60)$$

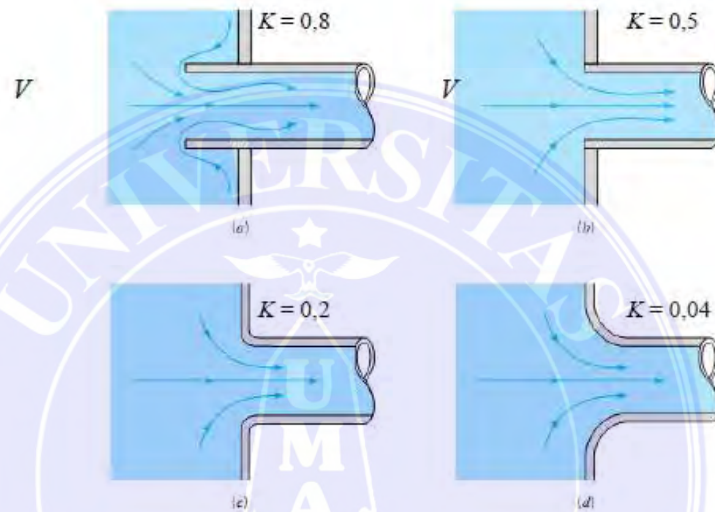
Sehingga, *head loss*:

$$h_{l \text{ minor}} = K \frac{V^2}{2g} \quad (2.61)$$

Cara menentukan nilai koefisien kerugian, K untuk berbagai bentuk transmisi pipa dan berbagai jenis komponen sistem pipa akan diperinci seperti di bawah ini:

a. Ujung masuk (*inlet*) dan ujung keluar (*exit*) pipa

Fluida mungkin mengalir dari reservoir ke dalam pipa dengan bentuk ujung masuk tertentu. Jika V menyatakan kecepatan aliran setelah masuk pipa, maka nilai koefisien kerugian, K dari persamaan 56 untuk berbagai bentuk ujung masuk pipa yang terhubung dengan reservoir diperlihatkan pada Gambar 2.21.



Gambar 2.30 Koefisien kerugian berbagai bentuk ujung masuk pipa (Munson, Young, Hal 419)

(*inlet*) : (a) *reentrant*, $K = 0,8$, (b) *sharp edged*, $K = 0,5$, (c) *slightly rounded*, $K = 0,2$, dan (d) *well rounded*, $K = 0,04$

Untuk menghitung kerugian pada ujung pipa keluar, menurut Sularso (1987) digunakan rumus seperti persamaan:

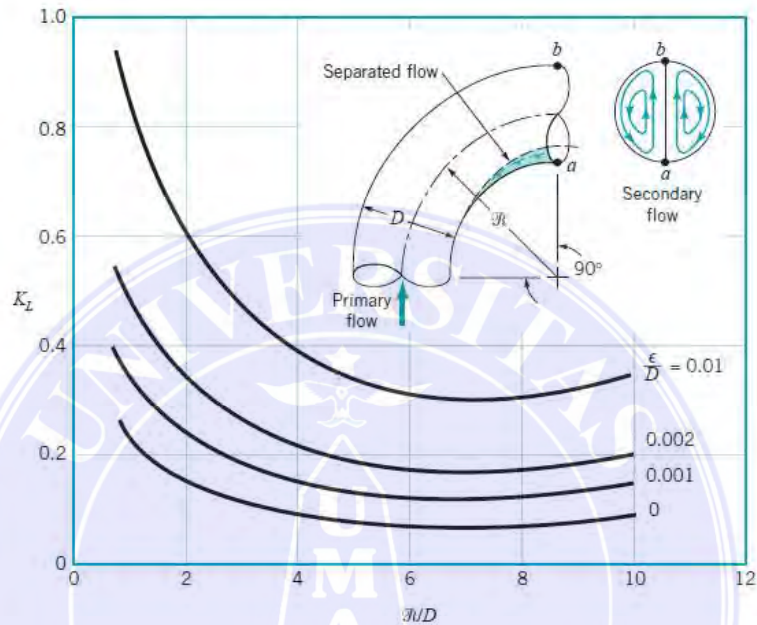
$$h_{l \text{ minor}} = K \frac{V^2}{2g} \quad (2.62)$$

dimana $K = 1$ dan V adalah kecepatan rata di pipa keluar [11].

b. Belokan pipa lengkung

Belokan dalam pipa menghasilkan kerugian head yang lebih besar daripada pipa yang lurus. Kerugian disebabkan daerah yang terpisah dari aliran dekat bagian dalam belokan (terutama jika tikungan tajam) dan aliran sekunder berputar yang

terjadi karena adanya ketidakseimbangan gaya sentripetal akibat kelengkungan garis tengah pipa. Efek-efek dan nilai-nilai terkait untuk besar *Reynolds Numbers* yang mengalir melalui sebuah belokan ditunjukkan pada Gambar 2.16.



Gambar 2.31 Karakter aliran di belokan dan koefisien kerugian yang terkait (Munson, Young, Hal, 421)

c. Komponen-komponen pipa

Beberapa komponen pipa yang tersedia secara komersial (seperti katup, siku, tee, dsb), nilai koefisien kerugian K sangat bergantung pada bentuk komponen dan sangat lemah pada bilangan Reynolds yang besar. Nilai-nilai khas K untuk untuk komponen tersebut diberikan dalam Tabel 2.1.

Tabel. 2.5 Nilai Koefisien Kerugian Minor K Berbagai Komponen Sistem Perpipaan (Munson, Young, Hal 422)

Loss Coefficients for Pipe Components $\left(h_L = K_L \frac{V^2}{2g}\right)$ (Data from Refs. 5, 10, 27)

Component	K_L
a. Elbows	
Regular 90°, flanged	0.3
Regular 90°, threaded	1.5
Long radius 90°, flanged	0.2
Long radius 90°, threaded	0.7
Long radius 45°, flanged	0.2
Regular 45°, threaded	0.4
b. 180° return bends	
180° return bend, flanged	0.2
180° return bend, threaded	1.5
c. Tees	
Line flow, flanged	0.2
Line flow, threaded	0.9
Branch flow, flanged	1.0
Branch flow, threaded	2.0
d. Union, threaded	
	0.08
e. Valves	
Globe, fully open	10
Angle, fully open	2
Gate, fully open	0.15
Gate, $\frac{1}{4}$ closed	0.26
Gate, $\frac{1}{2}$ closed	2.1
Gate, $\frac{3}{4}$ closed	17
Swing check, forward flow	2
Swing check, backward flow	∞
Ball valve, fully open	0.05
Ball valve, $\frac{1}{2}$ closed	5.5
Ball valve, $\frac{3}{4}$ closed	210

*See Fig. 8.32 for typical valve geometry.

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1 Jenis Penelitian

Adapun jenis penelitian yang digunakan adalah:

Studi Pustaka

Untuk mendapatkan gambaran teoritis yang berhubungan dengan kerugian energi panas (heat loss) yang terjadi pada pipa

Studi Lapangan

Untuk mengetahui secara aktual dan konkrit tentang Kerugian energi panas yang terjadi pada pipa instalasi pembangkit tenaga uap

Analisa

Suatu proses penelitian yang dilakukan untuk menghasilkan gambaran atau kesimpulan akhir dari data lapangan yang diperoleh.

3.2 Tempat dan Waktu Penelitian

3.2.1 Tempat Penelitian

Tempat Pelaksanaan dan Pengujian dilakukan di PT.Langkat Nusantara Kepong Gohor Lama.

3.2.2 Waktu Penelitian

Waktu penelitian dimulai dari persetujuan judul skripsi yang diberikan oleh ketua program studi teknik mesin, pengambilan data, pengolahan data, hingga penyusunan skripsi dinyatakan selesai.

3.2.3 Tabel Kegiatan

Analisa ini direncanakan mulai dari persiapan hingga selesai dalam waktu enam bulan. Agar tugas akhir ini dapat dilakukan dengan baik maka disusun suatu jadwal pelaksanaan seperti pada tabel 3.1.

Tabel 3.1 Jadwal Pelaksanaan Penelitian

No	KEGIATAN	BULAN					
		4	5	6	7	8	9
1	Persiapan : Pengajuan skripsi	•					
2	Proposal	•					
3	Seminar Proposal	•					
4	Persiapan : - Literatur - Bahan - Alat	•	•	•			
5	Proses Analisis Data				•		
6	Pengambilan data dan pengolahan dan analisis data					•	
7	Hasil Dan Simpulan						•
8	Penyusunan dan Pembuatan Laporan						•
9	Seminar Hasil						•
10	Perbaikan, Penyempurnaan Skripsi						•
11	Sidang Skripsi						•

3.3 Bahan Dan Alat

3.3.1 Bahan Penelitian

Bahan dasar dalam penelitian ini adalah Pipa instalasi uap pada ketel uap PT.Langkat Nusantara Kepong.



Gambar 3.1 – Pipa Instalasi Uap

3.3.2 Alat – Alat Penelitian

Alat – alat yang digunakan pada penelitian ini adalah :

3.3.2.1 Ketel Uap

Boiler adalah bejana tertutup dimana panas pembakaran dialirkan ke air sampai terbentuk air panas atau *steam*. Air panas atau *steam* pada tekanan tertentu kemudian digunakan untuk mengalirkan panas ke suatu proses. Air adalah media yang berguna dan murah untuk mengalirkan panas ke suatu proses. Jika air dididihkan sampai menjadi *steam*, volumenya akan meningkat sekitar 1.600 kali, menghasilkan tenaga yang menyerupai bubuk mesiu yang mudah meledak, sehingga boiler merupakan peralatan yang harus dikelola dan dijaga dengan sangat baik.

Sistem boiler terdiri dari: sistem air umpan, sistem *steam*, dan sistem bahan bakar. Sistem air umpan menyediakan air untuk boiler secara otomatis sesuai dengan kebutuhan *steam*. Berbagai kran disediakan untuk keperluan perawatan dan perbaikan. Sistem *steam* mengumpulkan dan mengontrol produksi *steam* dalam

boiler. Steam dialirkan melalui sistem pemipaan ke titik pengguna. Pada keseluruhan sistem, tekanan steam diatur menggunakan kran dan dipantau dengan alat pemantau tekanan. Sistem bahan bakar adalah semua peralatan yang digunakan untuk menyediakan bahan bakar untuk menghasilkan panas yang dibutuhkan. Peralatan yang diperlukan dalam sistem bahan bakar tergantung pada jenis bahan bakar yang digunakan pada sistem.

Air yang disuplai ke boiler untuk dirubah menjadi *steam* disebut air umpan.

Dua sumber air umpan adalah:

1. *Kondensat* atau *steam* yang mengembun yang kembali ke proses
2. Air *make up* (air baku yang sudah diolah) yang harus diumpankan dari luar ruang boiler ke *plant* proses.

Untuk mendapatkan efisiensi boiler yang lebih tinggi, digunakan *economizer* untuk memanaskan awal air umpan menggunakan limbah panas pada gas buang.



Gambar 3.2 Ketel Uap Kapasitas Uap 35 Ton/jam

3.3.2.2 Panel Ketel Uap

Panel digunakan untuk memantau aktifitas yang dilakukan oleh ketel uap, seperti tekanan kerja, kapasitas air ketel uap, dsb



Gambar 3.3 Panel Ketel Uap

3.3.2.3 Digital Infrared Thermometer (Termometer Infra Merah)

Digital Infrared Thermometer menggunakan metode pengukuran suhu yang sangat cepat, tepat dan akurat pada objek yang diukur dari jarak jauh dan tanpa disentuh atau kontak langsung, sangat ideal untuk mengukur pada situasi dimana objek bergerak sangat cepat, sangat panas, dan jauh letaknya, adanya kebutuhan menghindari kontaminasi objek (seperti makanan/alat medis/obat-obatan/produk), dan berada di lingkungan yang bahaya. Gambar 3.5 di bawah ini merupakan salah satu jenis thermocouple yang digunakan pada temperatur tinggi.



Gambar 3.5 Termometer Infra Merah

Digital Infrared Thermometer mengukur suhu menggunakan radiasi kotak hitam (biasanya infra merah) yang dipancarkan objek. Kadang disebut termometer laser atau tembak karena menggunakan laser untuk membantu pekerjaan pengukuran, atau termometer tanpa sentuhan untuk menggambarkan kemampuan alat mengukur suhu dari jarak jauh. Dengan mengetahui jumlah energi inframerah yang dipancarkan oleh objek dan emisinya, maka temperatur objek dapat dibedakan.

3.3.2.3.1 Tipe – Tipe Termokopel

Tersedia beberapa jenis termokopel, tergantung aplikasi penggunaannya

1. Tipe K (Chromel (Ni-Cr alloy) / Alumel (Ni-Al alloy))

Termokopel untuk tujuan umum. Lebih murah. Tersedia untuk rentang suhu $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ hingga $+1200\text{ }^{\circ}\text{C}$.

2. Tipe E (Chromel / Constantan (Cu-Ni alloy))

Tipe E memiliki output yang besar ($68\text{ }\mu\text{V}/^{\circ}\text{C}$) membuatnya cocok digunakan pada temperatur rendah. Properti lainnya tipe E adalah tipe non magnetik.

3. Tipe J (Iron / Constantan)

Rentangnyanya terbatas (-40 hingga +750 °C) membuatnya kurang populer dibanding tipe K Tipe J memiliki sensitivitas sekitar $\sim 52 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$

4. Tipe N (Nicrosil (Ni-Cr-Si alloy) / Nisil (Ni-Si alloy))

Stabil dan tahan yang tinggi terhadap oksidasi membuat tipe N cocok untuk pengukuran suhu yang tinggi tanpa platinum. Dapat mengukur suhu di atas 1200 °C. Sensitivitasnya sekitar $39 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$ pada 900 °C, sedikit di bawah tipe K. Tipe N merupakan perbaikan tipe K

Termokopel tipe B, R, dan S adalah termokopel logam mulia yang memiliki karakteristik yang hampir sama. Mereka adalah termokopel yang paling stabil, tetapi karena sensitivitasnya rendah (sekitar $10 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$) mereka biasanya hanya digunakan untuk mengukur temperatur tinggi ($>300^\circ\text{C}$).

5. Type B (Platinum-Rhodium/Pt-Rh)

Cocok mengukur suhu di atas 1800 °C. Tipe B memberi output yang sama pada suhu 0 °C hingga 42 °C sehingga tidak dapat dipakai di bawah suhu 50 °C.

6. Type R (Platinum /Platinum with 7% Rhodium)

Cocok mengukur suhu di atas 1600 °C. sensitivitas rendah ($10 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$) dan biaya tinggi membuat mereka tidak cocok dipakai untuk tujuan umum.

7. Type S (Platinum /Platinum with 10% Rhodium)

Cocok mengukur suhu di atas 1600 °C. sensitivitas rendah ($10 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$) dan biaya tinggi membuat mereka tidak cocok dipakai untuk tujuan umum. Karena

stabilitasnya yang tinggi Tipe S digunakan untuk standar pengukuran titik leleh emas (1064.43 °C).

8. Type T (Copper / Constantan)

Cocok untuk pengukuran antara -200 to 350 °C. Konduktor positif terbuat dari tembaga, dan yang negatif terbuat dari constantan. Sering dipakai sebagai alat pengukur alternatif sejak penelitian kawat tembaga. Type T memiliki sensitifitas ~43 $\mu\text{V}/^\circ\text{C}$

3.3.2.3.2 Penggunaan Termokopel

Termokopel paling cocok digunakan untuk mengukur rentangan suhu yang luas, hingga 2300 °C. Sebaliknya, kurang cocok untuk pengukuran dimana perbedaan suhu yang kecil harus diukur dengan akurasi tingkat tinggi, contohnya rentang suhu 0--100 °C dengan keakuratan 0.1 °C. Untuk aplikasi ini, Termistor dan RTD lebih cocok. Contoh Penggunaan Termokopel yang umum antara lain :

- Industri besi dan baja
- Pengaman pada alat-alat pemanas
- Untuk termopile sensor radiasi
- Pembangkit listrik tenaga panas radioisotop, salah satu aplikasi termopile.

3.3.2.3.3 Cara Penggunaan Termometer Infrared

1. Tekan tombol Power untuk menyalakan alat termometer infrared dan tunggu sesaat hingga menunjukkan suhu lingkungan/ruangan
2. Setelah Termometer menunjukkan suhu lingkungan/ruangan, arahkan ke arah yang akan diketahui temperaturnya kemudian tekan laser sehingga sinar infrared menyala dan alat bekerja (jarak penggunaan ± 30 cm).

3.3.2.4 Jangka Sorong (Vernier Caliper)

Digunakan untuk mengukur dimensi bagian dalam dan luar suatu benda. Vernier terdiri dari bilah utama dan bilah pembantu. Bilah Utama dibagi dalam milimeter. Bilah pembantu dibagi 100. 100 garis pada bilah pembantu sama dengan 49 milimeter pada bilah utama. Jadi panjang satu garis pada bilah pembantu adalah $= 100/49$ mm. Bila suatu garis bilah pembantu berhimpit dengan suatu tanda pada skala utama, maka harga ukurnya adalah jumlah skala dihitung dari angka 0 x 0,02 mm.



Gambar 3.6 Jangka Sorong

3.3.2.5 Meteran Gulung

Meteran gulung digunakan untuk mengukur panjang pipa



Gambar 3.7 Meteran Roll

3.4 Studi Literatur

Pada awal penulisan skripsi, penulis terlebih dahulu mengidentifikasi masalah yang akan terjadi kemudian merumuskan masalah dan menentukan tujuan dari penelitian yang akan diteliti. Penelitian ini dimulai dengan kajian pustaka terhadap text book, jurnal, dan media

elektronik tentang perpindahan panas, Ketel Uap dan Sistem Pemipaan.

3.5 Pengambilan Data

Pengambilan data dapat dilaksanakan setelah seluruh tahap persiapan selesai. Metode yang digunakan dalam pengambilan data ini adalah metode pengamatan langsung, dimana data yang diperoleh dengan melakukan pengujian langsung terhadap pipa instalasi uap. Data – data yang diambil adalah sebagai berikut :

- a. Tekanan Uap yang keluar dari superheater ketel uap
- b. Temperatur Operasional Pipa Instalasi uap
- c. Dimensi Pipa dan juga Material pipa
- d. Jenis dan ketebalan isolator

Kemudian pada saat pengambilan data temperatur operasi pipa instalasi uap, titik pengambilan data terdapat pada pipa uap keluar dari boiler dan juga pipa uap masuk ke turbin. Setiap titik dilakukan 3 s/d 4 kali pengecekan temperatur setiap interval data suhu.

3.6 Data Hasil Pengujian

Pada tahap ini, data hasil penelitian pipa instalasi uap pada PT.Langkat Nusantara Kepong diperoleh dan selanjutnya diamati. Jika data hasil pengujian tidak sesuai dengan yang diinginkan, maka kembali ke tahap pengambilan data

dan sebaliknya jika data yang diperoleh sesuai dengan yang diinginkan, maka dilanjutkan ke tahapan selanjutnya yakni tahap analisa hasil pengujian.

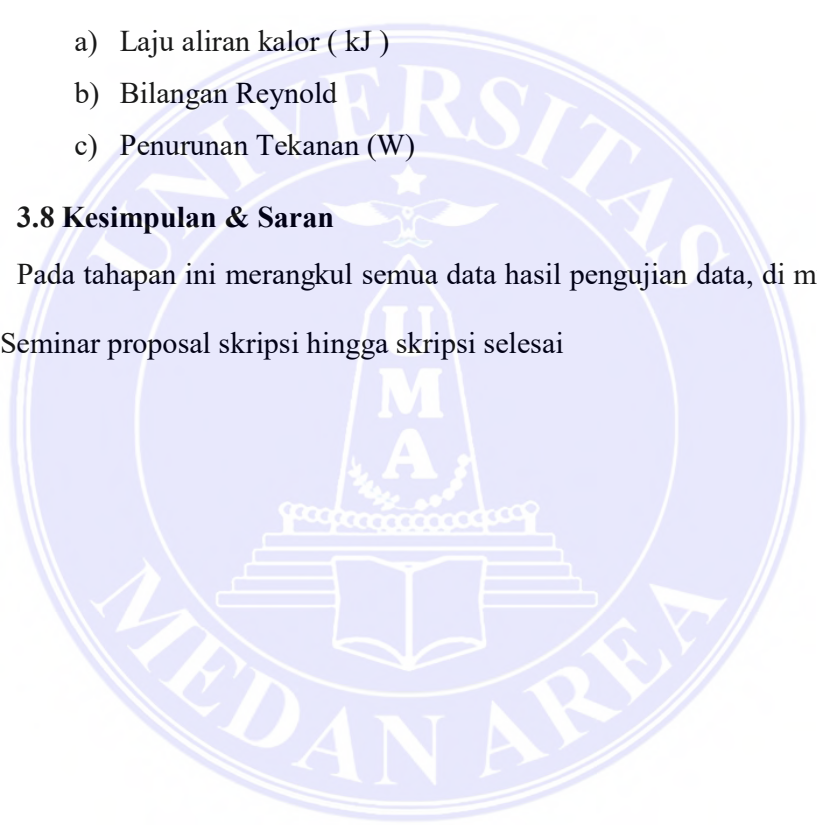
3.7 Analisa Hasil Pengujian

Dari data hasil pengujian yang telah di dapat dan dikumpulkan, maka data tersebut di analisis. Data yang diambil pada penelitian ini merupakan data sekunder dari lapangan, adapun analisa tersebut meliputi :

- a) Laju aliran kalor (kJ)
- b) Bilangan Reynold
- c) Penurunan Tekanan (W)

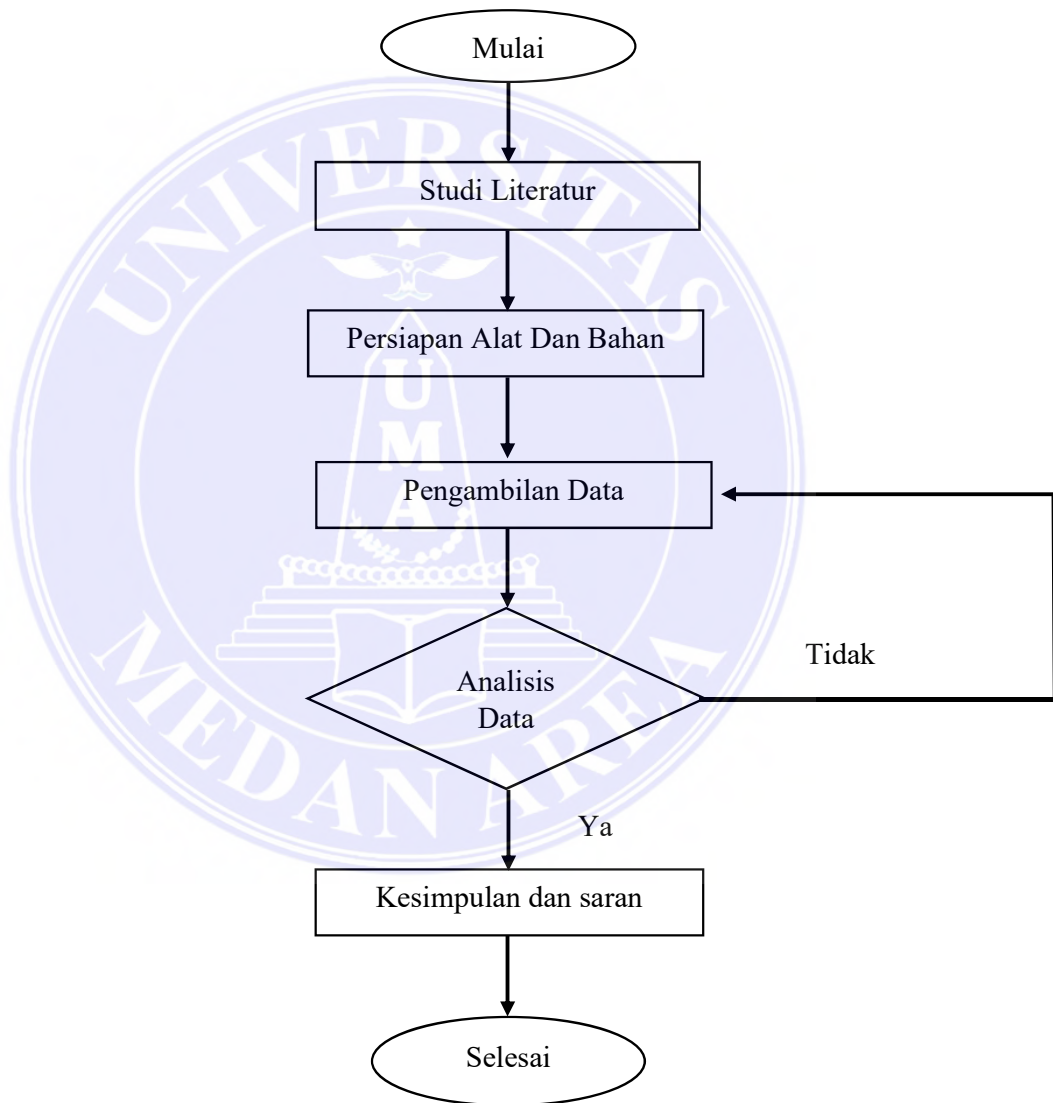
3.8 Kesimpulan & Saran

Pada tahapan ini merangkul semua data hasil pengujian data, di mulai sejak dari Seminar proposal skripsi hingga skripsi selesai



3.9 Konsep Penelitian

Untuk mempermudah penulisan skripsi ini, penulis membuat konsep penganalisaan Kerugian energi panas (Heat loss) Pada pipa distribusi uap yang akan digunakan. Konsep tersebut dapat dilihat dalam bentuk Flow Chart pada gambar 3.8 di bawah ini :



Gambar 3.8 Flow chart Penelitian

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil penelitian mengenai “Analisis Kerugian Energi Panas (Heat Loss) Pada Sistem Instalasi Pemipaan Pembangkit Tenaga Uap” di PT.Langkat Nusantara Kepong, Gohor Lama yang dilakukan observasi dan pengamatan. Penulis menyimpulkan kerugian energi panas yang terjadi pada instalasi pemipaan pembangkit tenaga uap yaitu :

1. Laju aliran kalor secara konduksi yang terjadi pada pipa yang digunakan untuk mendistribusikan uap (steam) ke turbin uap adalah sebesar 4953403.099 W.
2. Laju aliran kalor secara konveksi yang terjadi pada pipa pipa yang digunakan untuk medistribusikan uap (steam) ke turbin uap adalah sebesar 326,3479 W.
3. Kerugian energi panas yang terjadi pada sistem instalasi pemipaan uap pada pembangkit tenaga uap PT.Langkat Nusantara Kepong adalah sebesar 4953,729 kJ/s (29,48%).
4. Kerugian tekanan (Head Loss) Pada Sistem instalasi pemipaan pembangkit tenaga uap adalah sebesar 0,3095 m.

5.2 Saran

Berdasarkan kesimpulan yang didapatkan dari analisis data, maka penulis mencoba memberikan rekomendasi sebagai berikut.:

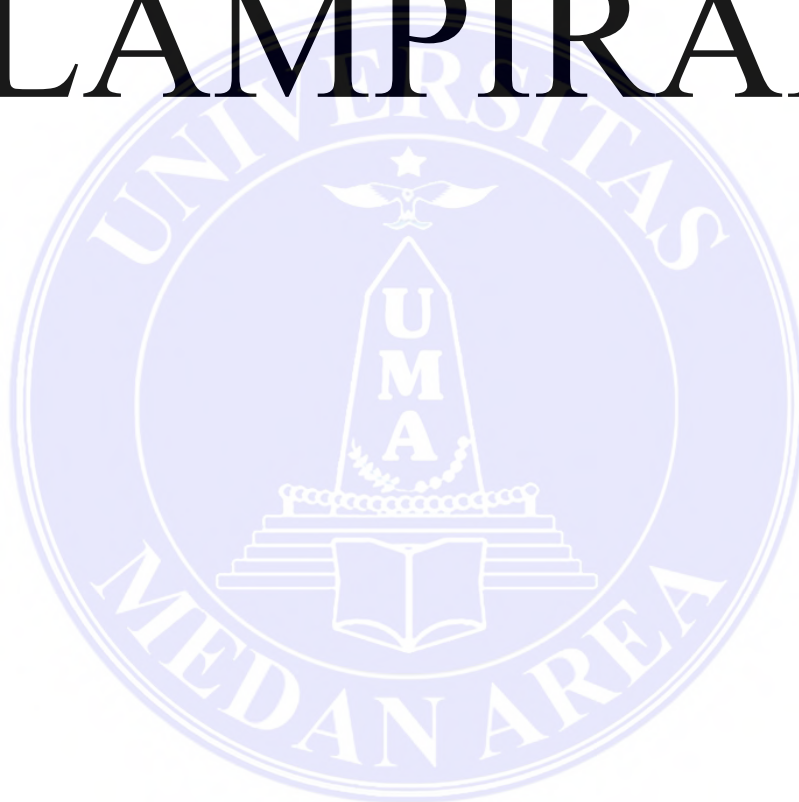
1. Untuk melakukan pengecekan dan perbaikan pada isolasi pipa steam. Karena ditemukan beberapa isolasi sudah mulai rusak. Melakukan pemeriksaan rutin terhadap kinerja yang mendukung sistem distribusi uap. Seperti valve, safety valve. Dan juga lakukan pengecatan ulang cat tahan panas pada beberapa pipa yang tidak diberi isolasi.



DAFTAR PUSTAKA

1. <http://www.scribd.com>Pengetahuan- Umum Boiler/ 9 oktober 2017.
2. Setyardjo M.J. Djoko. 1932. *Ketel Uap*, Edisi Ke-2. Jakarta: Pradya Paramitha.
3. Muin A. Syamsir. 1988. *Pesawat-pesawat Konversi Energi I (Ketel Uap)*, Edisi Ke-1. Jakarta: Penerbit CV. Rajawali.
4. Fashfahish Shafhal Jamil,. Qomaruddin,. Hera Setiawan,. 2016. Analisa Isolator Pipa Boiler Untuk Meminimalisir Heat Loss Saluran Permukaan Pipa Uap Pada Boiler Pabrik Krupuk Yarkasih. Kudus, Jawa Tengah : Universitas Muria Kudus.
5. C. Mulyana,. Aswad H,. Saad,. Nasrudin,. 2014.Perhitungan Heat Loss Pada Pipa Transmisi Uap di PLTU Cilacap. Jatinangor, Sumedang : Universitas Padjadjaran.
6. Heni Hendaryati. 2012. Analisis Efisiensi Termal Pada Ketel Uap Di Pabrik Gula Kebonagung Malang. Malang : Universitas Muhammadiyah Malang.
7. Irwansyah Hutabarat. 2016. Analisis Laju Perpindahan Aliran dan Kerugian Kalor Pada Tungku Peleburan Alumunium Menggunakan Bahan Bakar LPG. Medan : Universitas Medan Area.
8. William C.Reynolds,. Filino Harahap. 1987. Termodinamika Teknik. Jakarta : Erlangga.
9. J.P Holman,. E.Jasfi. 1988. Perpindahan Kalor. Jakarta : Erlangga.
10. Frank Kreith,. Arko Prijono. 1991. Prinsip – Prinsip Perpindahan Panas. Jakarta : Erlangga
11. Bruce C.Munson,. Donald F.Young,. Theodore H.Okiishi. 2004. Mekanika Fluida Jilid 1. Jakarta : Erlangga.
12. Raswari,. 1986. Teknologi Dan Perencanaan Sistem Perpipaan. Jakarta : Universitas Indonesia.

LAMPIRAN



Tabel A1 Sifat – Sifat Uap Air Pada Tekanan Atmosfer (J.P Holman, 1986 Hal 591)

T K	ρ kg/m ³	C_p kJ/kg.° C	μ kg/m.s	ν m ² /s	k W/m.° C	α m ² /s	Pr
380	0,5863	2,060	12,71x10 ⁻⁶	2,16x10 ⁻⁵	0,0246	0,2036x10 ⁻⁴	1,060
400	0,5542	2,014	13,44x10 ⁻⁶	2,42x10 ⁻⁵	0,0261	0,2338 x10 ⁻⁴	1,040
450	0,4902	1,980	15,25x10 ⁻⁶	3,11x10 ⁻⁵	0,0299	0,307 x10 ⁻⁴	1,010
500	0,4405	1,985	17,04x10 ⁻⁶	3,86x10 ⁻⁵	0,0399	0,387 x10 ⁻⁴	0,996
550	0,4005	1,997	18,84x10 ⁻⁶	4,70x10 ⁻⁵	0,0379	0,475 x10 ⁻⁴	0,991
600	0,3652	2,026	20,67x10 ⁻⁶	5,66x10 ⁻⁵	0,0422	0,573 x10 ⁻⁴	0,986
650	0,3380	2,056	22,67x10 ⁻⁶	6,64x10 ⁻⁵	0,0464	0,666 x10 ⁻⁴	0,995
700	0,3140	2,085	24,26x10 ⁻⁶	7,72x10 ⁻⁵	0,0505	0,772 x10 ⁻⁴	1,000
750	0,2931	2,119	26,04x10 ⁻⁶	8,88x10 ⁻⁵	0,0549	0,883 x10 ⁻⁴	1,005
800	0,2739	2,152	27,86x10 ⁻⁶	10,20x10 ⁻⁵	0,0592	1,001 x10 ⁻⁴	1,010
850	0,2579	2,186	29,69x10 ⁻⁶	11,52x10 ⁻⁵	0,0637	1,130 x10 ⁻⁴	1,019

Tabel A2 Entalpi Uap Superhated

	P = 1.60 MPa (201.37°C)				P = 1.80 MPa (207.11°C)				P = 2.00 MPa (212.38°C)			
Sat.	0.12374	2594.8	2792.8	6.4200	0.11037	2597.3	2795.9	6.3775	0.09959	2599.1	2798.3	6.3390
225	0.13293	2645.1	2857.8	6.5537	0.11678	2637.0	2847.2	6.4825	0.10381	2628.5	2836.1	6.4160
250	0.14190	2692.9	2919.9	6.6753	0.12502	2686.7	2911.7	6.6088	0.11150	2680.3	2903.3	6.5475
300	0.15866	2781.6	3035.4	6.8864	0.14025	2777.4	3029.9	6.8246	0.12551	2773.2	3024.2	6.7684
350	0.17459	2866.6	3146.0	7.0713	0.15460	2863.6	3141.9	7.0120	0.13860	2860.5	3137.7	6.9583
400	0.19007	2950.8	3254.9	7.2394	0.16849	2948.3	3251.6	7.1814	0.15122	2945.9	3248.4	7.1292
500	0.22029	3120.1	3472.6	7.5410	0.19551	3118.5	3470.4	7.4845	0.17568	3116.9	3468.3	7.4337
600	0.24999	3293.9	3693.9	7.8101	0.22200	3292.7	3692.3	7.7543	0.19962	3291.5	3690.7	7.7043
700	0.27941	3473.5	3920.5	8.0558	0.24822	3472.6	3919.4	8.0005	0.22326	3471.7	3918.2	7.9509
800	0.30865	3659.5	4153.4	8.2834	0.27426	3658.8	4152.4	8.2284	0.24674	3658.0	4151.5	8.1791
900	0.33780	3852.1	4392.6	8.4965	0.30020	3851.5	4391.9	8.4417	0.27012	3850.9	4391.1	8.3925
1000	0.36687	4051.2	4638.2	8.6974	0.32606	4050.7	4637.6	8.6427	0.29342	4050.2	4637.1	8.5936
1100	0.39589	4256.6	4890.0	8.8878	0.35188	4256.2	4889.6	8.8331	0.31667	4255.7	4889.1	8.7842
1200	0.42488	4467.9	5147.7	9.0689	0.37766	4467.6	5147.3	9.0143	0.33989	4467.2	5147.0	8.9654
1300	0.45383	4684.8	5410.9	9.2418	0.40341	4684.5	5410.6	9.1872	0.36308	4684.2	5410.3	9.1384
	P = 2.50 MPa (223.95°C)				P = 3.00 MPa (233.85°C)				P = 3.50 MPa (242.56°C)			
Sat.	0.07995	2602.1	2801.9	6.2558	0.06667	2603.2	2803.2	6.1856	0.05706	2603.0	2802.7	6.1244
225	0.08026	2604.8	2805.5	6.2629								
250	0.08705	2663.3	2880.9	6.4107	0.07063	2644.7	2856.5	6.2893	0.05876	2624.0	2829.7	6.1764
300	0.09894	2762.2	3009.6	6.6459	0.08118	2750.8	2994.3	6.5412	0.06845	2738.8	2978.4	6.4484
350	0.10979	2852.5	3127.0	6.8424	0.09056	2844.4	3116.1	6.7450	0.07680	2836.0	3104.9	6.6601
400	0.12012	2939.8	3240.1	7.0170	0.09938	2933.6	3231.7	6.9235	0.08456	2927.2	3223.2	6.8428
450	0.13015	3026.2	3351.6	7.1768	0.10789	3021.2	3344.9	7.0856	0.09198	3016.1	3338.1	7.0074
500	0.13999	3112.8	3462.8	7.3254	0.11620	3108.6	3457.2	7.2359	0.09919	3104.5	3451.7	7.1593
600	0.15931	3288.5	3686.8	7.5979	0.13245	3285.5	3682.8	7.5103	0.11325	3282.5	3678.9	7.4357
700	0.17835	3469.3	3915.2	7.8455	0.14841	3467.0	3912.2	7.7590	0.12702	3464.7	3909.3	7.6855
800	0.19722	3656.2	4149.2	8.0744	0.16420	3654.3	4146.9	7.9885	0.14061	3652.5	4144.6	7.9156
900	0.21597	3849.4	4389.3	8.2882	0.17988	3847.9	4387.5	8.2028	0.15410	3846.4	4385.7	8.1304
1000	0.23466	4049.0	4635.6	8.4897	0.19549	4047.7	4634.2	8.4045	0.16751	4046.4	4632.7	8.3324
1100	0.25330	4254.7	4887.9	8.6804	0.21105	4253.6	4886.7	8.5955	0.18087	4252.5	4885.6	8.5236
1200	0.27190	4466.3	5146.0	8.8618	0.22658	4465.3	5145.1	8.7771	0.19420	4464.4	5144.1	8.7053
1300	0.29048	4683.4	5409.5	9.0349	0.24207	4682.6	5408.8	8.9502	0.20750	4681.8	5408.0	8.8786

Tabel A3 Sifat – Sifat Udara Pada Tekanan Atmosfer (J.P Holman, 1986 Hal 589)

T K	ρ kg/m ³	C_p kJ/kg.°C	μ kg/m.s $\times 10^{-5}$	ν m ² /s $\times 10^{-6}$	k W/m.°C	α m ² /s	Pr
100	3.6010	1.0266	0.6924	1.923	0.009246	0.02501	0.770
150	2.3675	1.0099	1.0283	4.343	0.013735	0.05745	0.753
200	1.7684	1.0061	1.3283	7.490	0.01809	0.10165	0.739
250	1.4128	1.0053	1.5990	11.31	0.02227	0.15675	0.722
300	1.1774	1.0057	1.8462	15.69	0.02624	0.22160	0.708
350	0.9980	1.0090	2.075	20.76	0.03003	0.2983	0.697
400	0.8826	1.0140	2.286	25.90	0.03365	0.3760	0.689
450	0.7833	1.0207	2.484	31.71	0.03707	0.4222	0.683
500	0.7048	1.0295	2.671	37.90	0.04038	0.5564	0.680
550	0.6423	1.0392	2.848	44.34	0.04360	0.6532	0.680
600	0.5879	1.0551	3.018	51.34	0.04659	0.7512	0.680
650	0.5430	1.0635	3.177	58.51	0.04953	0.8578	0.682
700	0.5030	1.0752	3.332	66.25	0.05230	0.9672	0.684
750	0.4709	1.0856	3.481	73.91	0.05509	1.0774	0.686
800	0.4405	1.0978	3.625	82.29	0.05779	1.1951	0.689
850	0.4149	1.1095	3.765	90.75	0.06028	1.3097	0.692
900	0.3925	1.1212	3.899	99.3	0.06279	1.4271	0.696
950	0.3716	1.1321	4.023	108.2	0.06525	1.5510	0.699
1000	0.3524	1.1417	4.152	117.8	0.06752	1.6779	0.702
1100	0.3204	1.160	4.44	138.6	0.0732	1.969	0.704
1200	0.2947	1.179	4.69	159.1	0.0782	2.251	0.707
1300	0.2707	1.197	4.93	182.1	0.0837	2.583	0.705
1400	0.2515	1.214	5.17	205.5	0.0891	2.920	0.705
1500	0.2355	1.230	5.40	229.1	0.0946	3.262	0.705
1600	0.2211	1.248	5.63	254.5	0.100	3.609	0.705
1700	0.2082	1.267	5.85	280.5	0.105	3.977	0.705
1800	0.1970	1.287	6.07	308.1	0.111	4.379	0.704
1900	0.1858	1.309	6.29	338.5	0.117	4.811	0.704
2000	0.1762	1.338	6.50	369.0	0.124	5.260	0.702
2100	0.1682	1.372	6.72	399.6	0.131	5.715	0.700
2200	0.1602	1.419	6.93	432.6	0.139	6.120	0.707
2300	0.1538	1.482	7.14	464.0	0.149	6.540	0.710
2400	0.1458	1.574	7.35	504.0	0.161	7.020	0.718
2500	0.1394	1.688	7.57	543.5	0.175	7.441	0.730

Tabel A4 Dimensi Pipa Baja (J.P Holman, 1986 Hal 596)

Ukuran Nominal Pipa (Inch)	Diameter Luar (Inch)	Skedul no	Tebal Dinding (Inch)	Diameter Dalam (Inch)	Luas Penampang Logam (Inch ²)	Luas Penampang Dalam (ft ²)
1/8	0.405	40	0.068	0.269	0.072	0.00040
		80	0.095	0.215	0.093	0.00025
¼	0.540	40	0.088	0.364	0.125	0.00072
		80	0.119	0.302	0.157	0.00050
3/8	0.675	40	0.091	0.493	0.167	0.00133
		80	0.126	0.423	0.217	0.00098
½	0.840	40	0.109	0.622	0.250	0.00211
		80	0.147	0.546	0.320	0.00163
¾	1.050	40	0.113	0.824	0.333	0.00371
		80	0.154	0.742	0.433	0.00300
1	1.315	40	0.133	1.049	0.494	0.00600
		80	0.179	0.957	0.639	0.00499
1 ½	1.900	40	0.145	1.610	0.799	0.01414
		80	0.200	1.500	1.068	0.01225
		160	0.281	1.338	1.429	0.00976
2	2.375	40	0.154	2.067	1.075	0.02330
		80	0.218	1.939	1.477	0.02050
3	3.500	40	0.216	3.068	2.228	0.05130
		80	0.300	2.900	3.016	0.04587
4	4.500	40	0.237	4.026	3.173	0.08840
		80	0.337	3.826	4.407	0.7986
5	5.563	40	0.258	5.047	4.304	0.1390
		80	0.375	4.813	6.112	0.1263
		120	0.500	4.563	7.953	0.1136
		160	0.625	4.313	9.696	0.1015
6	6.625	40	0.280	6.065	5.584	0.2006
		80	0.432	5.761	8.405	0.1810
10	10.75	40	0.365	10.020	11.90	0.5475
		80	0.500	9.750	16.10	0.5185