

# **TUGAS AKHIR**

## **PENGGUNAAN SISIPAN PITA TERPILIN TERHADAP UNJUK KERJA DI DALAM APK PIPA GANDA**

*Diajukan Untuk Memenuhi Syarat Memperoleh  
Gelara Sarjana Teknik Mesin Pada Fakultas Teknik  
Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara*

**Disusun Oleh:**

**MUHAMMAD FACHRULROZI DAMANIK**  
**1407230200**



**UMSU**

Unggul | Cerdas | Terpercaya

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA  
MEDAN  
2019**

## HALAMAN PENGESAHAN

Tugas Akhir ini diajukan oleh:

Nama : Muhammad Fachrulrozi Damanik  
NPM : 1407230200  
Program Studi : Teknik Mesin  
Judul Skripsi : Penggunaan Sisipan Pita Terpilin Terhadap Unjuk Kerja di  
Dalam APK Pipa Ganda  
Bidang ilmu : Konversi Energi

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Tim Penguji dan diterima sebagai salah satu syarat yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Medan, 13 Maret 2019

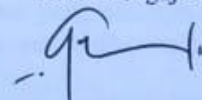
Mengetahui dan menyetujui:

Dosen Penguji I



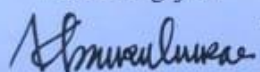
H. Muharnif, S.T., M.Sc

Dosen Penguji II



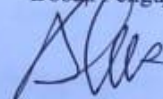
Chandra A Siregar, S.T., M.T

Dosen Penguji III



Khairul Umurani, S.T., M.T

Dosen Penguji IV



Sudirman Lubis, S.T., M.T

Program Studi Teknik Mesin  
Ketua,



Affandi, S.T., M.T

## SURAT PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS AKHIR

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama Lengkap : Muhammad Fachrulrozi Damanik  
Tempat /Tanggal Lahir : Medan/01 Februari 1994  
NPM : 1407230200  
Fakultas : Teknik  
Program Studi : Teknik Mesin

Menyatakan dengan sesungguhnya dan sejujurnya, bahwa laporan Tugas Akhir saya yang berjudul:

**“Penggunaan Sisipan Pita Terpilin Terhadap Unjuk Kerja Di Dalam APK Pipa Ganda”,**

Bukan merupakan plagiarisme, pencurian hasil karya milik orang lain, hasil kerja orang lain untuk kepentingan saya karena hubungan material dan non-material, ataupun segala kemungkinan lain, yang pada hakekatnya bukan merupakan karya tulis Tugas Akhir saya secara orisinal dan otentik.

Bila kemudian hari diduga kuat ada ketidaksesuaian antara fakta dengan kenyataan ini, saya bersedia diproses oleh Tim Fakultas yang dibentuk untuk melakukan verifikasi, dengan sanksi terberat berupa pembatalan kelulusan/kesarjanaan saya.

Demikian Surat Pernyataan ini saya buat dengan kesadaran sendiri dan tidak atas tekanan ataupun paksaan dari pihak manapun demi menegakkan integritas akademik di Program Studi Teknik Sipil/Mesin/Elektro, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Medan, Maret 2019

Saya yang menyatakan,  
  
M. Fachrulrozi Damanik



## ABSTRAK

Penyuar panas aliran berlawanan arah merupakan alat penyuar kalor yang digunakan untuk memindahkan panas dari fluida yang bertemperatur lebih tinggi menuju fluida yang bertemperatur lebih rendah. Nilai koefisien perpindahan panas dipengaruhi oleh karakteristik aliran. Efektivitas perpindahan kalor dari sebuah alat penyuar kalor salah satunya dipengaruhi oleh jenis aliran yang berada di dalamnya. Aliran yang turbulen diketahui memiliki nilai perpindahan kalor yang lebih baik dibandingkan dengan jenis aliran laminar. Tujuan penelitian ini menganalisis unjuk kerja perbandingan nilai koefisien perpindahan panas konveksi dan penurunan tekanan pada perpindahan panas tipe berlawanan arah pipa polos dan dengan menggunakan sisipan pita terpilin di pipa dalam. Digunakan dua pipa, yaitu pipa air panas ukuran 2 inci sch 40 dengan panjang 1600 mm dan pipa pendingin ukuran 3 inci sch 40 dengan panjang 2000 mm. Parameter yang dibuat yaitu debit aliran air dingin 25 °C di pipa luar dan temperatur air panas masuk ke pipa dalam sebesar 90 °C dengan debit aliran dijaga konstan. Masing-masing percobaan menggunakan variasi bilangan Reynolds 500 sampai 3000 dengan kelipatan 500 menjadi 6 variasi yang dikonversikan menjadi laju aliran massa yang akan dimasukkan ke saluran masuk pada masing-masing pipa. Hasil menunjukkan kenaikan variasi  $\Delta P$  penurunan tekanan 0,04 Pa sampai 1,02 Pa yang dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi bilangan Reynolds yang divariasikan maka nilai dari pressure drop itu sendiri akan semakin besar. Kenaikan penurunan tekanan dengan pita terpilin lebih tinggi dari pada tanpa pita terpilin karena memberikan tambahan tahanan aliran pada air yang mengalir yang akan meningkatkan aliran dengan laju aliran volumetrik yang sama. Begitu juga dengan besar bilangan Reynolds terhadap koefisien perpindahan panas, besaran bilangan Reynolds berbanding lurus dengan koefisien perpindahan panas karena akan meningkatkan penurunan temperatur air dibandingkan dengan tanpa sisipan terpilin.

Kata kunci: sisipan pita terpilin, laju aliran massa , bilangan Reynold, penurunan tekanan, koefisien perpindahan panas

## **ABSTRACT**

*Counterflow heat exchanger is a heat exchanger used to move heat from a higher temperature fluid to a lower temperature fluid. The value of heat transfer coefficient is influenced by flow characteristics. The effectiveness of heat transfer from a heat exchanger is influenced by the type of flow in it. Turbulent flow is known to have a better heat transfer value than the laminar flow type. The purpose of this study is to analyze the performance of the comparison of the value of the convection heat transfer coefficient and the pressure drop in the heat transfer type opposite the plain tube and by using twisted tape inserts in the inner pipe. Two pipes are used, namely a 2 inch sch 40 hot water pipe with a length of 1600 mm and a cooling pipe size of 3 inches sch 40 with a length of 2000 mm. The parameters made are the flow rate of cold water 25 oC in the outer pipe and the temperature of hot water entering the inner pipe by 90 oC with a constant flow flow. Each experiment uses a variation of Reynolds numbers 500 to 3000 with multiples of 500 to 6 variations that are converted into mass flow rates that will be inserted into the inlet in each pipe. The results show an increase in variation  $\Delta P$  a pressure drop of 0.04 Pa to 1.02 Pa which can be concluded that the higher the Reynolds number is varied the greater the value of the pressure drop itself. Increased pressure drop with twisted tape is higher than without twisted tape because it provides additional flow resistance to flowing water which will increase flow with the same volumetric flow rate. Likewise with the large Reynolds number for the heat transfer coefficient, the Reynolds number number is directly proportional to the heat transfer coefficient because it will increase the decrease in water temperature compared to without twisted insertion.*

*Keywords: twisted tape insert, mass flow rate, Reynold number, pressure drop, heat transfer coefficient*

## KATA PENGANTAR

Dengan nama Allah Yang Maha Pengasih lagi Maha Penyayang. Segala puji dan syukur penulis ucapkan kehadirat Allah SWT yang telah memberikan karunia dan nikmat yang tiada terkira. Salah satu dari nikmat tersebut adalah keberhasilan penulis dalam menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini yang berjudul “Evaluasi Stabilitas Bendung Pada Daerah Irigasi Namu Sira-Sira Kecamatan Sei Bingai Kabupaten Langkat” sebagai syarat untuk meraih gelar akademik Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara (UMSU), Medan.

Banyak pihak telah membantu dalam menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini, untuk itu penulis menghaturkan rasa terimakasih yang tulus dan dalam kepada:

1. Bapak Khairul Umurani, S.T., M.T, selaku Dosen Pembimbing I yang telah banyak membimbing dan mengarahkan penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini, sekaligus sebagai Wakil Dekan III Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
2. Bapak Sudirman Lubis, S.T., M.T, selaku Dosen Pembimbing II yang telah banyak membimbing dan mengarahkan penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
3. Bapak H. Muharnif, S.T., M.Sc, selaku Dosen Pembimbing I yang telah banyak memberikan koreksi dan masukan kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
4. Bapak Chandra A Siregar, S.T., M.T, yang telah banyak memberikan koreksi dan masukan kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
5. Bapak Munawar Alfansury Siregar, S.T., M.T, selaku Dekan Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
6. Seluruh Bapak/Ibu Dosen di Program Studi Teknik Mesin, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara yang telah banyak memberikan ilmu keteknikmesinan kepada penulis.
7. Ayahanda tersayang Sri Girdar Damanik dan ibundaku tercinta Nilawati, yang telah bersusah payah membesarkan dan membiayai studi penulis.

8. Bapak/Ibu Staf Administrasi di Biro Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
9. Sahabat-sahabat penulis: Yuwinda Arthika, S.T., Agus Sulistiadi, Fiki Ariza, Abdullah Afif Al Karim, Bayu Septian, Ahmad Syahputra Siregar, Kevin Ghifari, M. Hidayat, Zulkifli Sembiring, Alm T. Ferdi Maulana dan lainnya yang tidak mungkin namanya disebut satu per satu yang telah member semangat dan dukungannya kepada penulis dalam penyelesaian tugas akhir ini.

Laporan Tugas Akhir ini tentunya masih jauh dari kesempurnaan, untuk itu penulis berharap kritik dan masukan yang konstruktif untuk menjadi bahan pembelajaran berkesinambungan penulis di masa depan. Semoga laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi dunia konstruksi teknik Mesin/Sipil/Elektro.

Medan, 13 Maret 2019



Muhammad Fachrulrozi Damanik

## DAFTAR ISI

<b>LEMBAR PENGESAHAN</b>	<b>ii</b>
<b>LEMBAR PERNYATAN KEASLIAN SKRIPSI</b>	<b>iii</b>
<b>ABSTRAK</b>	<b>iv</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>v</b>
<b>KATA PENGANTAR</b>	<b>vi</b>
<b>DAFTAR ISI</b>	<b>viii</b>
<b>DAFTAR TABEL</b>	<b>xi</b>
<b>DAFTAR GAMBAR</b>	<b>xii</b>
<b>DAFTAR NOTASI</b>	<b>xv</b>
<b>BAB 1 PENDAHULUAN</b>	
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Perumusan Masalah	2
1.3. Ruang Lingkup	2
1.4. Tujuan Penelitian	3
1.5. Manfaat Penelitian	4
1.6. Sistematika Penulisan	4
<b>BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA</b>	<b>6</b>
2.1. Dasar Perpindahan Panas	6
2.2. Aliran Dalam Sebuah Pipa ( <i>Internal Flow in Tube</i> )	7
2.2.1. Kondisi aliran	7
2.2.2. Kecepatan rata-rata	9
2.2.3. Temperatur rata-rata	9
2.2.4. Penukaran Kalor	10
2.2.5. Teknik Peningkatan Perpindahan pada Penukaran Kalor	13
2.2.6. Teknik Peningkatan Perpindahan Panas pada Penukaran Kalor	14
2.2.7. Sisipan Pipa Terpilin ( <i>Twisted Tape Insert</i> )	19
2.2.8. Karakteristik Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan	24
2.2.8.1. Korelasi Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan di Daerah Aliran Laminar dan Turbulen melalui sebuah Pipa Bulat Halus	24
2.2.8.2. Korelasi Empiris Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan dengan <i>Twisted Tape Insert</i> di Daerah Aliran Laminar	27
2.2.8.3. Korelasi Empiris Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan dengan <i>Twisted Tape</i>	



	<i>Insert di Daerah Turbulen</i>	28
	2.2.8.4. Karakteristik Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan pada Penukar Kalor Pipa Konsentrik Dengan <i>Twisted Tape Insert</i>	28
2.3.	Simulasi Pada Komputer	30
2.3.1.	Komputasi Dinamika Fluida	30
2.3.2.	Pemilihan model matematis	30
2.3.3.	Diskritisasi	30
2.3.4.	Analisis Skema Numerik	30
2.3.5.	Penyelesaian Numerik	30
2.3.6.	Pemrosesan Grafis ( <i>post-processing</i> )	31
2.3.7.	<i>Pre-Processor</i>	31
2.3.8.	<i>Solver</i>	31
2.3.9.	<i>Post-Processor</i>	31
2.4.	Persamaan Diferensial Parsial	32
2.4.1.	Bentuk Umum Hukum Konservasi	34
<b>BAB 3</b>	<b>METODOLOGI</b>	
3.1.	Tempat dan Waktu Penelitian	39
3.1.1	Tempat	39
3.2.	Alat Dan Bahan Penelitian	39
3.2.1	Alat	39
3.3.	Diagram Alir	41
3.4.	Proses pembuatan pipa dengan <i>Software Solidworks 2014</i>	43
3.5.	Proses <i>Assembly Part</i>	44
3.6.	Proses Simulasi	45
<b>BAB 4</b>	<b>HASIL DAN PEMBAHASAN</b>	
4.1.	Hasil Simulasi Pada Pipa Tanpa Sisipan Pita Terpilin	49
4.1.1.	Hasil Simulasi Pada Pipa Tanpa Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 500	49
4.1.2.	Hasil Simulasi Pada Pipa Tanpa Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 1000	51
4.1.3.	Hasil Simulasi Pada Pipa Tanpa Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 1500	53
4.2.	Hasil Simulasi Pada Pipa Dengan Sisipan Pita Terpilin	56
4.2.1.	Hasil Simulasi Pada Pipa Dengan Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 500	56
4.2.2.	Hasil Simulasi Pada Pipa Dengan Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 1000	58
4.2.3.	Hasil Simulasi Pada Pipa Dengan Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 1500	60
4.3.	Grafik Pembahasan Simulasi Perpindahan Panas Tanpa Sisipan Pita Terpilin Dalam Pipa	64
4.4.	Grafik Pembahasan Simulasi Perpindahan Kalor Dengan Sisipan Pita Terpilin Dalam Pipa	69
4.5.	Pengaruh Bilangan Reynolds dan Sisipan Pita Terpilin Terhadap Penurunan Tekanan ( $\Delta P$ )	73

4.6. Pengaruh Bilangan Reynolds dan Sisipan Pita Terpilin Terhadap <i>Heat Transfer Coefficient</i> .	74
4.7. Pengaruh Bilangan Reynolds dan Sisipan Pita Terpilin Terhadap Penurunan Temperatur	76
<b>BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN</b>	
5.1. Kesimpulan	78
5.2. Saran	78
<b>DAFTAR PUSTAKA</b>	79
<b>LAMPIRAN</b>	
<b>LEMBAR ASISTENSI</b>	
<b>DAFTAR RIWAYAT HIDUP</b>	

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1.	: Klasifikasi Orde dan Linearitas Persamaan Diferensial Parsial	33
Tabel 2.2.	: Klasifikasi Persamaan Diferensial Parsial Orde Dua – Linear	34
Tabel 3.1.	: Waktu pelaksanaan penelitian	39
Tabel 4.1.	: Hasil Simulasi Pada Pipa Tanpa Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 500	50
Tabel 4.2.	: Hasil Simulasi Pada Pipa Tanpa Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 1000	52
Tabel 4.3.	: Hasil Simulasi Pada Pipa Tanpa Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 1500	55
Tabel 4.4.	: Hasil Simulasi Pada Pipa Dengan Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 500	57
Tabel 4.5.	: Hasil Simulasi Pada Pipa Dengan Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 1000	59
Tabel 4.6.	: Hasil Simulasi Pada Pipa Dengan Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 1500	61
Tabel 4.7.	: Hasil Perhitungan Variasi Bilangan Reynolds Terhadap Beberapa Parameter Tanpa Sisipan Pita Terpilin	63
Tabel 4.8.	: Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap <i>Pressure Drop</i> Pada Pipa Dalam Tanpa Sisipan Pita Terpilin	64
Tabel 4.9.	: Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap <i>Pressure Drop</i> Pada Pipa Luar Tanpa Sisipan Pita Terpilin	65
Tabel 4.10.	: Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap <i>Heat Transfer Coefficient</i> Pada Pipa Tanpa Sisipan Pita Terpilin	66
Tabel 4.11.	: Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap Temperatur Pada Pipa dalam Tanpa Sisipan Pita Terpilin	67
Tabel 4.12.	: Hasil Perhitungan Variasi Bilangan Reynolds Terhadap Beberapa Parameter Dengan Sisipan Pita Terpilin	68
Tabel 4.13.	: Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap <i>Pressure Drop</i> Pada Pipa Dalam Dengan Sisipan Pita Terpilin	69
Tabel 4.14.	: Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap <i>Pressure Drop</i> Pada Pipa Luar Dengan Sisipan Pita Terpilin	70
Tabel 4.15.	: Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap <i>Heat Transfer Coefficient</i> Pada Pipa Dengan Sisipan Pita Terpilin	71
Tabel 4.16.	: Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap Temperatur Pada Pipa dalam Dengan Sisipan Pita Terpilin	72
Tabel 4.17.	: Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap <i>Pressure Drop</i> Pada Pipa Dalam Tanpa Dan Dengan Sisipan Pita Terpilin	73
Tabel 4.18.	: Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap <i>Heat Transfer Coefficient</i> Pada Pipa Tanpa Dan Dengan Sisipan Pita Terpilin	74
Tabel 4.19.	: Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap Penurunan Temperatur Pada Pipa Dalam Tanpa Dan Dengan Sisipan Pita Terpilin	76

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.	: Ilustrasi Jenis-Jenis Perpindahan Panas	7
Gambar 2.2.	: Perkembangan Profil Kecepatan Dan Perubahan Tekanan Pada Saluran Masuk Aliran Pipa	8
Gambar 2.3.	: Profil Temperatur Aktual Dan Rata-Rata Pada Aliran Dalam Pipa	9
Gambar 2.4.	: (a) Arah Aliran Fluida, Dan (b) Perubahan Temperatur Fluida Pada Penukar Kalor Searah	10
Gambar 2.5.	: (A) Arah Aliran Fluida, Dan (B) Perubahan Temperatur Fluida Pada Penukar Kalor Berlawanan Arah	11
Gambar 2.6.	: Penukar Kalor Pipa Konsentrik	12
Gambar 2.7.	: Analogi Listrik Untuk Perpindahan Panas Pada Penukar Kalor Pipa Konsentrik	12
Gambar 2.8.	: Jenis-Jenis Peralatan <i>Tube Insert</i>	17
Gambar 2.9.	: Jenis-Jenis <i>Twisted Tape</i> (A) <i>Full-Length Twisted Tape</i> , (B) <i>Regularly Spaced Twisted Tape</i> , Dan (C) <i>Smoothly Varying Pitch Full-Length Twisted Tape</i>	20
Gambar 2.10.	: Berbagai Jenis Modifikasi <i>Twisted Tape Insert</i> (A) <i>Classic Twisted Tape</i> , (B) <i>Perforated Twisted Tape</i> , (C) <i>Notched Twisted Tape</i> , (D) <i>Jagged Twisted Tape</i>	20
Gambar 2.11.	: <i>Broken Twisted Tape</i> Dengan Berbagai <i>Twist Ratio</i>	21
Gambar 2.12.	: (A) <i>Typical Twisted Tape</i> , (B) <i>C-Cc Twisted Tape</i> Dengan $\theta = 30^\circ$ , (C) <i>C-Cc Twisted Tape</i> Dengan $\theta = 60^\circ$ , (D) <i>C-Cc Twisted Tape</i> Dengan $\theta = 90^\circ$	21
Gambar 2.13.	: (A) <i>Full Length Twisted Tape Insert</i> , (B) <i>Regularly Spaced Twisted Tape Element</i>	21
Gambar 2.14.	: (A) <i>Single Twisted Tape</i> (St), (B) <i>Twin Co-Twisted Tapes</i> (Cots) Dan (C) <i>Twin Counter Twisted Tapes</i> (Cts)	22
Gambar 2.15.	: <i>Twisted Tape With Centre Wing</i> , Dan <i>Twisted Tape With Centre Wing And Alternate-Axis</i>	22
Gambar 2.16.	: <i>Peripherally-Cut Twisted Tape</i> Dan <i>Peripherally-Cut Twisted Tape With Alternate Axis</i> , (A) Pandangan depan, (B) Pandangan Isometric	22
Gambar 2.17.	: (A) <i>Twisted Tape With Serrated-Edge At Various Serration Width Ratios, W/W</i> , <i>Twisted Tape With Serrated-Edge At Various Serration Width Depth Ratios, D/W</i>	23
Gambar 2.18.	: (A) <i>Straight Delta-Winglet Twisted Tape (S-Dwt)</i> , (B) <i>Oblique Delta-Winglet Twisted Tapes (O-Dwt)</i>	23
Gambar 2.19.	: Konfigurasi Geometri Sebuah <i>Twisted Tape Insert</i>	24
Gambar 2.20.	: Bentuk Umum Persamaan Konservasi Untuk Kuantitas Skala	35

Gambar 2.21.	: Konservasi Pada Elemen Diskret	37
Gambar 3.1.	: Komputer Laboratorium Komputer Fakultas Teknik	40
Gambar 3.2.	: Perangkat Lunak Solidworks 2014 64 bit : 8 GB	40
Gambar 3.3.	: Diagram alir	41
Gambar 3.4.	: Lembar kerja <i>solidworks</i> 2014	42
Gambar.3.5.	: <i>Sketch</i> pipa	42
Gambar 3.6.	: <i>Extrude sketch</i>	43
Gambar 3.7.	: Bentuk <i>flange</i> pipa	43
Gambar 3.8.	: <i>Extrude sketch</i> dan pembuatan <i>pitch</i> pita terpilin	44
Gambar 3.9.	: Menyatukan <i>part</i>	44
Gambar 3.10.	: Menambah menubar <i>solidworks</i> flow simulation	45
Gambar 3.11.	: Memulai simulasi	45
Gambar 3.12.	: Menentukan jenis fluida	45
Gambar 3.13.	: Menentukan jenis material	46
Gambar 3.14.	: Menentukan nilai kekasaran permukaan	46
Gambar 3.15.	: Memasukan besar kecepatan dan tempratur aliran	47
Gambar 3.16.	: Menentukan nilai <i>pressure</i> dan tempratur	47
Gambar 3.17.	: Menentukan <i>goals</i>	47
Gambar 3.18.	: <i>Cut plot</i>	48
Gambar 4.1.	: Visualisasi <i>Pressure Drop</i> pada Bilangan Reynolds 500 tanpa sisipan pita terpilin	50
Gambar 4.2.	: Visualisasi Temperatur pada Bilangan Reynolds 500 tanpa sisipan pita terpilin	51
Gambar 4.3.	: Visualisasi <i>Pressure Drop</i> pada Bilangan Reynolds 1000 tanpa sisipan pita terpilin	53
Gambar 4.4.	: Visualisasi Temperatur pada Bilangan Reynolds 1000 tanpa sisipan pita terpilin	53
Gambar 4.5.	: Visualisasi <i>Pressure Drop</i> pada Bilangan Reynolds 1500 tanpa sisipan pita terpilin	55
Gambar 4.6.	: Visualisasi Temperatur pada Bilangan Reynolds 1500 tanpa sisipan pita terpilin	55
Gambar 4.7.	: Visualisasi <i>Pressure Drop</i> pada Bilangan Reynolds 500 dengan sisipan pita terpilin	57
Gambar 4.8.	: Visualisasi Temperatur pada Bilangan Reynolds 500 dengan sisipan pita terpilin	57
Gambar 4.9.	: Visualisasi <i>Pressure Drop</i> pada Bilangan Reynolds 1000 dengan sisipan pita terpilin	59
Gambar 4.10.	: Visualisasi Temperatur pada Bilangan Reynolds 1000 dengan sisipan pita terpilin	59
Gambar 4.11.	: Visualisasi <i>Pressure Drop</i> pada Bilangan Reynolds 1500 dengan sisipan pita terpilin	61
Gambar 4.12.	: Visualisasi Temperatur pada Bilangan Reynolds 1500 dengan sisipan pita terpilin	62
Gambar 4.13.	: Grafik Bilangan Reynolds Terhadap <i>Pressure Drop</i> Pada Pipa Dalam Tanpa Sisipan Pita Terpilin	64

Gambar 4.14. : Grafik Bilangan Reynolds Terhadap <i>Pressure Drop</i> Pada Pipa Luar Tanpa Sisipan Pita Terpilin	65
Gambar 4.15. : Grafik Bilangan Reynolds Terhadap <i>Heat Transfer Coefficient</i> Pada Pipa Tanpa Sisipan Pita Terpilin	66
Gambar 4.16. : Grafik Bilangan Reynolds Terhadap Temperatur Pada Pipa Tanpa Sisipan Pita Terpilin	67
Gambar 4.17. : Grafik Bilangan Reynolds Terhadap <i>Pressure Drop</i> Pada Pipa Dalam Dengan Sisipan Pita Terpilin	69
Gambar 4.18. : Grafik Bilangan Reynolds Terhadap <i>Pressure Drop</i> Pada Pipa Luar Dengan Sisipan Pita Terpilin	70
Gambar 4.19. : Grafik Bilangan Reynolds Terhadap <i>Heat Transfer Coefficient</i> Pada Pipa Dalam Dengan Sisipan Pita Terpilin	71
Gambar 4.20. : Grafik Bilangan Reynolds Terhadap Temperatur Pada Pipa Dengan Sisipan Pita Terpilin	72
Gambar 4.21. : Grafik Bilangan Reynolds Terhadap <i>Pressure Drop</i> Pada Pipa Dalam Tanpa Dan Dengan Sisipan Pita Terpilin	73
Gambar 4.22. : Grafik Bilangan Reynolds Terhadap <i>Heat Transfer Coefficient</i> Pada Pipa Tanpa Dan Dengan Sisipan Pita Terpilin	75
Gambar 4.23. : Grafik Bilangan Reynolds Terhadap Penurunan Temperatur Pada Pipa Dalam Tanpa Dan Dengan Sisipan Pita Terpilin	76

## DAFTAR NOTASI

$A_i$	: luas permukaan dalam pipa dalam ( $m^2$ )
$A_c$	: luas penampang melintang aliran ( $m^2$ )
$A_o$	: luas permukaan luar pipa dalam ( $m^2$ )
$A_s$	: luas perpindahan panas ( $m^2$ )
$C_{p,c}$	: panas jenis air dingin di <i>annulus</i> ( $kJ/kg \cdot ^\circ C$ )
$C_{p,h}$	: panas jenis air panas di pipa dalam ( $kJ/kg \cdot ^\circ C$ )
$D_h$	: diameter hidrolis ( $m$ )
$d_i$	: diameter dalam pipa dalam ( $m$ )
$d_o$	: diameter luar pipa dalam ( $m$ )
$h_i$	: koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )
$h_o$	: koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di <i>annulus</i> ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )
$h_p$	: koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam tanpa sisipan pitaterpilin ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )
$h_s$	: koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam dengan sisipan pita terpilin ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )
$k_i$	: konduktivitas termal rata-rata air panas di pipa dalam ( $W/m \cdot ^\circ C$ )
$L_t$	: panjang pengukuran penurunan tekanan di pipa dalam ( $m$ )
$\dot{m}_c$	: laju aliran massa air dingin di <i>annulus</i> ( $kg/s$ )
$\dot{m}_h$	: laju aliran massa air panas di pipa dalam ( $kg/s$ )
$N_{ui}$	: bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam
$N_{uo}$	: bilangan Nusselt rata-rata di <i>annulus</i>
$p$	: keliling terbasahi ( <i>wetted perimeter</i> ) ( $m$ )
$Pr$	: bilangan Prandtl
$Q$	: laju perpindahan panas ( $W$ )
$Q_c$	: laju perpindahan panas di <i>annulus</i> ( $W$ )
$Q_h$	: laju perpindahan panas di pipa dalam ( $W$ )
$Re$	: bilangan Reynolds
$T_b$	: temperatur bulk rata-rata fluida ( $^\circ C$ )
$T_{c,in}$	: temperatur air dingin masuk <i>annulus</i> ( $^\circ C$ )
$T_{c,out}$	: temperatur air dingin keluar <i>annulus</i> ( $^\circ C$ )
$T_{h,in}$	: temperatur air panas masuk pipa dalam ( $^\circ C$ )
$T_{h,out}$	: temperatur air panas keluar pipa dalam ( $^\circ C$ )
$U$	: koefisien perpindahan panas <i>overall</i> ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )
$U_i$	: koefisien perpindahan panas <i>overall</i> berdasarkan permukaan dalam pipa dalam ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )
$U_o$	: koefisien perpindahan panas <i>overall</i> berdasarkan permukaan luar pipa dalam ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )
$V$	: kecepatan rata-rata fluida di pipa dalam ( $m/s$ )
$\rho$	: densitas air di pipa dalam ( $kg/m^3$ )
$\nu$	: viskositas kinematik air panas di pipa dalam ( $kg/m \cdot s$ )

- $\mu$  : viskositas dinamik air panas di pipa dalam (kg/m.s)  
 $\Delta P$  : penurunan tekanan (Pa)  
 $\Delta T_1, \Delta T_2$  : perbedaan temperatur antara dua fluida pada sisi masuk dan keluar penukar kalor ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $\Delta LMTD$  : beda temperatur rata-rata logaritmik ( $^{\circ}\text{C}$ )





# BAB 1 PENDAHULUAN

## 1.1. Latar Belakang

Fenomena perpindahan panas dengan memanfaatkan penukar kalor untuk suatu keperluan industri perangkat elektronik dan transportasi. Penggunaan penukar kalor (*heat exchanger*) untuk mengontrol sistem atau substansi temperatur dengan menambah atau menghilangkan energi termal. Penukar kalor tinggi menuju temperatur lebih rendah dalam suatu permukaan penampang, baik secara langsung maupun tidak langsung.

Penukar kalor adalah alat yang berfungsi untuk mengubah temperatur fluida dengan cara mempertukarkan panas dengan fluida lainnya, baik melalui suatu dinding pembatas maupun tanpa dinding pembatas dimana fluida-fluida tersebut mempunyai temperatur yang berbeda. Aplikasi penukar kalor telah banyak dijumpai dalam kehidupan sehari-hari, dan merupakan salah satu faktor penting dalam perkembangan teknologi khususnya dalam bidang penukar kalor. Bentuk-bentuk aplikasi dari penukar kalor seperti sistem pendingin, otomotif, proses industri dan pemanas air tenaga surya. Semakin berkembangnya bentuk aplikasi dari sistem penukar kalor harus selalu diikuti dengan perkembangan teknologi untuk meningkatkan (*heat transfer enhancement technology*). Saat ini telah banyak penelitian untuk meningkatkan proses pertukaran kalor baik secara pasif, aktif maupun campuran sampai pada percobaan untuk mengurangi ukuran dan biaya dari sebuah penukar kalor.

Pada teknik aktif, peningkatan perpindahan panas dilakukan dengan memberikan tambahan energi aliran ke fluida, sedangkan pada teknik pasif, peningkatan perpindahan panas diperoleh tanpa menyediakan tambahan energi aliran. Dalam teknik campuran, dua atau lebih dari teknik aktif dan pasif digunakan secara simultan untuk menghasilkan peningkatan perpindahan panas, dimana peningkatan perpindahan panas lebih tinggi daripada jika peningkatan perpindahan panas dioperasikan secara terpisah. Tujuan utama dari perkembangan teknologi perpindahan panas adalah meningkatkan proses perpindahan panas sampai titik optimum, dimana perkembangan-perkembangan tersebut mengarah pada efektivitas alat penukar kalor yang semakin tinggi nilainya.

Efektivitas perpindahan kalor dari sebuah alat penukar kalor dipengaruhi oleh banyak hal. Salah satunya adalah jenis aliran yang berada di dalam alat penukar kalor. Aliran yang turbulen diketahui memiliki nilai perpindahan kalor yang lebih baik dibandingkan dengan jenis aliran laminar. Dengan meningkatkan turbulensi aliran fluida dalam pipa diharapkan koefisien perpindahan kalor konveksinya akan meningkat. Salah satu jenis teknik pasif dalam peningkatan perpindahan panas adalah dengan menggunakan sisipan (*insert*). Sisipan pita terpilin (*twisted tape insert*) adalah salah satu jenis sisipan yang banyak digunakan untuk meningkatkan perpindahan panas dalam sebuah penukar kalor, hal ini dikarenakan *twisted tape insert* ringkas, murah, dan perawatannya mudah. *Twisted tape insert* di dalam pipa penukar kalor telah digunakan secara luas sebagai alat untuk memutar aliran (*swirl flow*) secara kontinu untuk meningkatkan laju perpindahan panas dengan meningkatkan turbulensi aliran di dalam pipa, sehingga nilai efektivitas dari alat penukar kalor tersebut meningkat.

*Twisted tape insert* terbukti dapat meningkatkan perpindahan panas dalam sebuah penukar kalor, walau dengan mengorbankan penurunan tekanan (*pressure drop*) yang besar. Penurunan tekanan ini sangat berpengaruh terhadap besarnya energi dari pompa yang digunakan untuk mengalirkan fluida tersebut atau yang biasa disebut dengan daya pemompaan (*pumping power*). Sekarang banyak dilakukan modifikasi *twisted tape insert* yang bertujuan untuk mengurangi penurunan tekanan yang terjadi akibat penambahan *twisted tape insert*, atau untuk lebih menaikkan perpindahan panas yang terjadi dalam sebuah penukar kalor.

Oleh karena itu, penelitian ini akan menguji simulasi efek teknik perpindahan kalor dengan menggunakan sisipan pipa terpilin (*twisted tape insert*).

## 1.2. Perumusan Masalah

Bagaimanakah pengaruh sisipan pita terpilin (*twisted tape insert*) terhadap unjuk kerja di dalam APK pipa ganda.

## 1.3. Ruang Lingkup

Karena luasnya permasalahan, penulis merasa perlu untuk membatasi masalah yang akan dibahas dalam laporan ini, mengingat keterbatasan waktu, tempat, kemampuan dan pengalaman.

Adapun hal-hal yang akan dibatasi dalam tugas sarjana ini adalah sebagai berikut:

1. Alat penukar kalor berupa pipa konsentrik (*concentric tube heat exchanger*) satu laluan dengan bentuk penampang pipa adalah lingkaran dengan lebar celah antar pipa konstan sebesar 17,47 mm, dengan panjang penukar kalor 1600 mm.
2. Pipa-pipa yang digunakan terbuat dari aluminium dimana dimensi pipa luar; diameter luar 88,9 mm dan diameter dalam 77,93 mm (pipa 3 inci sch 40), dan pipa dalam ; diameter luar 60,45 mm dan diameter dalam 52,63 mm (pipa 2 inci sch 40).
3. *Twisted tape insert* terbuat dari aluminium strip dengan panjang *pitch* 45 mm dan lebar 2 mm.
4. Arah aliran kedua fluida dalam alat penukar kalor adalah berlawanan arah (*counterflow*).
5. Pengujian dilakukan pada posisi penukar kalor mendatar.
6. Fluida yang digunakan dalam pengujian ini adalah air panas dan air dingin.
7. Parameter yang dibuat konstan yaitu debit aliran air dingin dengan temperature 25 °C di pipa luar dan temperatur air panas masuk ke pipa dalam sebesar 90 °C.
8. Variasi menggunakan Bilangan Reynold dari 500 – 3000 dengan kelipatan 500 pada pipa luar dan pipa dalam.
9. Simulasi dilakukan dengan 2 percobaan yaitu tanpa sisipan pita terpilin dalam pipa dan dengan sisipan pita terpilin dalam pipa.

#### 1.4. Tujuan Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk :

1. Mengetahui pengaruh penambahan sisipan pita terpilin di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik saluran *annular* aliran berlawanan arah terhadap karakteristik perpindahan panas, *pressure drop* dan *heat transfer coefficient*..

2. Membandingkan karakteristik perpindahan panas , *pressure drop* dan *heat transfer coefficient* pipa polos dengan penambahan sisipan pita terpilin dalam pipa konsentrik saluran *annular* aliran berlawanan arah.

#### 1.5. Manfaat Penelitian

Hasil penelitian yang didapat diharapkan memberi manfaat sebagai berikut:

1. Mampu memberikan tambahan pengetahuan dalam ilmu penukar kalor khususnya mengenai metode peningkatan perpindahan panas secara pasif dengan menggunakan sisipan pita terpilin (*twisted tape insert*).
2. Dapat diterapkan pada penukar kalor untuk meningkatkan perpindahan panas yang murah, perawatan mudah dan ringkas.

#### 1.6. Sistematika Penulisan

Dalam penulisan laporan skripsi ini dibagi dalam 5 (lima) bab yang terdiri dari :

##### BAB 1 : PENDAHULUAN

Merupakan pendahuluan yang secara umum memberikan gambaran tentang hal-hal yang melatarbelakangi penelitian ini dilaksanakan, batasan masalah, tujuan penelitian, manfaat penelitian dan sistematika penulisan laporan.

##### BAB 2 : TINJAUAN PUSTAKA

Dalam bab ini berisi tentang landasan teori yang diperoleh dari literatur untuk mendukung pengujian.

##### BAB 3 : METODOLOGI PENELITIAN

Dalam bab ini berisi tentang metode penelitian, tempat penelitian, alat dan bahan yang digunakan, variabel penelitian, prosedur pengujian, dan diagram alir pengujian.

##### BAB 4 : HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam bab ini berisi tentang data hasil pengujian, perhitungan, dan analisa terhadap data hasil pengujian.

## BAB 5 : KESIMPULAN DAN SARAN

Bagian terakhir ini akan memaparkan hal-hal yang dapat disimpulkan berdasarkan pembahasan sebelumnya beserta saran-saran yang sekiranya dapat diberikan untuk perbaikan dikemudian hari.

## BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1. Dasar Perpindahan Panas

Perpindahan panas (*heat transfer*) adalah ilmu untuk meramalkan perpindahan yang terjadi karena adanya perbedaan temperatur di antara benda dan material. Sebuah penelitian untuk menyelidiki karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan pada penukar kalor pipa ganda (*double pipes heat exchanger*) tanpa *twisted tape insert*, dan *twisted tape insert* dengan berbagai nilai *pitch*. Seksi uji yang digunakan adalah pipa tembaga lurus dengan panjang 2.000 mm dan ukuran diameter pipa dalam dan pipa luar berturut-turut adalah 8,10 mm dan 9,54 mm. *Twisted tape insert* berupa aluminium strip dengan tebal 1 mm dan panjang 2.000 mm. Dalam pengujian tersebut fluida yang digunakan adalah air panas pada suhu 40 °C dan 45 °C dan air dingin dengan suhu 15 °C dan 20 °C, dan variasi *pitch* dari *twisted tape insert* yaitu 2,5 cm dan 3,0 cm. Hasil penelitian menunjukkan bahwa *twisted tape insert* mempunyai pengaruh yang besar terhadap peningkatan laju perpindahan panas, akan tetapi penurunan tekanan yang terjadi juga bertambah besar. Semakin besar bilangan Reynolds maka laju perpindahan panas semakin tinggi, dimana *twisted tape insert* dengan *pitch* 2,5 cm mempunyai laju perpindahan panas yang paling tinggi (Naphon, 2006).

Dari termodinamika telah diketahui bahwa energi yang berpindah itu dinamakan kalor (*heat*), sedangkan ilmu perpindahan panas tidak hanya menjelaskan bagaimana energi` panas itu berpindah dari satu benda ke benda lain, tetapi juga dapat meramalkan laju perpindahan panas yang terjadi pada kondisi-kondisi tertentu. Sebagai contoh pada peristiwa pendinginan yang berlangsung pada suatu batangan baja panas yang dicelupkan ke dalam air. Dengan termodinamika, hanya dapat meramalkan suhu kesetimbangan akhir dari sistem kesetimbangan baja dan air itu. Namun termodinamika tidak akan dapat menunjukkan berapa lama waktu yang dibutuhkan untuk mencapai kesetimbangan itu. Sebaliknya, ilmu perpindahan panas dapat membantu meramalkan suhu batangan baja ataupun air sebagai fungsi waktu.

Ada tiga macam cara perpindahan panas dilihat dari cara perpindahannya, yaitu konduksi (hantaran), konveksi (aliran), dan radiasi (pancaran).

1. Perpindahan panas secara konduksi

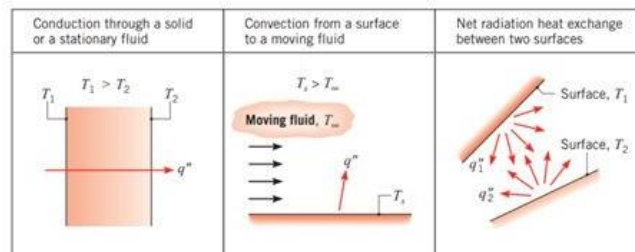
Konduksi adalah perpindahan panas melalui zat tanpa disertai perpindahan partikel-partikel zat tersebut yang umumnya terjadi pada zat padat.

2. Perpindahan panas secara konveksi

Konveksi adalah perpindahan panas akibat adanya gerakan/perpindahan molekul dari tempat dengan temperatur tinggi ke tempat yang temperaturnya lebih rendah disertai dengan perpindahan partikel-partikel zat perantaranya.

3. Perpindahan panas secara radiasi

Radiasi adalah perpindahan panas dengan cara pancaran gelombang cahaya dan tidak memerlukan zat perantara.



Gambar 2.1 Ilustrasi jenis-jenis perpindahan panas (Incropera,2006)

2.2. Aliran Dalam Sebuah Pipa (*Internal Flow in Tube*)

2.2.1. Kondisi aliran

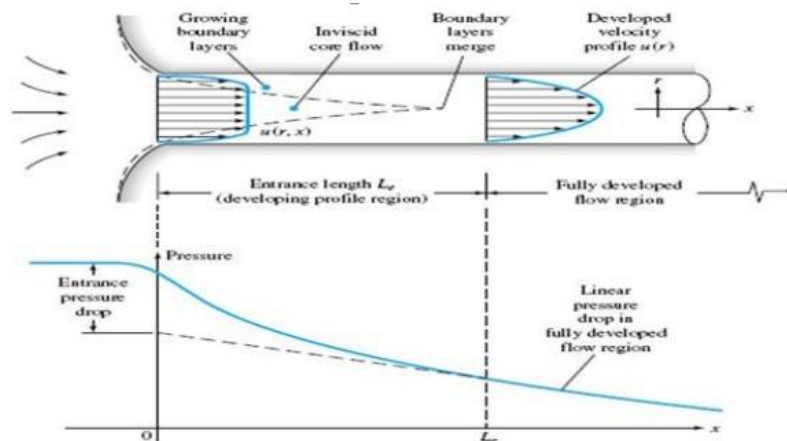
Daerah aliran di dekat lokasi fluida memasuki pipa disebut sebagai daerah masuk (*entrance region*). Terdapat aliran laminar di dalam sebuah pipa bulat dengan jari – jari, dimana fluida memasuki pipa dengan kecepatan yang seragam. Ketika fluida bergerak melewati pipa, efek viskos menyebabkannya tetap menempel pada dinding pipa (kondisi lapisan batas tanpa-slip) dan lapisan batas (*boundary layer*) akan berkembang dengan meningkatnya  $x$ . Jadi, sebuah lapisan batas dimana efek viskos menjadi penting timbul di sepanjang dinding pipa sedemikian rupa sehingga profil kecepatan awal berubah menurut jarak sepanjang pipa,  $x$ , sampai fluida mencapai ujung akhir dari panjang daerah masuk, dimana setelah di luar itu profil kecepatan tidak berubah lagi menurut  $x$ . Aliran ini yang disebut dengan aliran kembang penuh (*fully developed flow*), dan jarak dari arah masukan hingga terjadinya kondisi ini disebut dengan ” *hydrodynamic entry length* ”,  $L_h$ . Profil kecepatan pada daerah aliran kembang penuh berbentuk parabola untuk aliran laminar, sedangkan untuk aliran turbulen berbentuk lebih



datar karena aliran berputar pada arah pipa.

Untuk aliran dalam pipa parameter tak berdimensi yang paling penting adalah bilangan Reynolds,  $Re$ , yaitu menyatakan perbandingan antara efek inersia dan viskos dalam aliran. Bilangan Reynold untuk pipa bulat didefinisikan :

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\nu} \quad (2.1)$$



Gambar 2.2 Perkembangan profil kecepatan dan perubahan tekanan pada saluran masuk aliran pipa (White, 2001)

Untuk aliran yang melewati pipa tidak bulat, bilangan Reynolds dihitung berdasarkan diameter hidrolis, yang didefinisikan :

$$Dh = \frac{4Ac}{p} \quad (2.2)$$

Aliran fluida di dalam sebuah pipa mungkin merupakan aliran laminar atau aliran turbulen. Kisaran bilangan Reynolds dimana akan diperoleh daerah aliran laminar, transisi atau turbulen tidak dapat ditentukan dengan tepat. Daerah aliran transisi dari aliran laminar ke turbulen mungkin berlangsung pada berbagai bilangan Reynolds, tergantung pada berapa besar aliran terganggu oleh getaran pipa, kekasaran permukaan, dan hal-hal sejenis lainnya. Untuk praktek pada umumnya, nilai bilangan Reynolds untuk aliran laminar, transisi, dan turbulen (J.P. Holman, 1993) adalah sebagai berikut:

$$Re < 2.300 \quad \text{aliran laminar} \quad (2.3)$$

$$2.000 \leq Re \leq 4.000 \quad \text{aliran transisi} \quad (2.4)$$

$$Re > 4.000 \quad \text{aliran turbulen} \quad (2.5)$$

Pada pipa yang sangat halus dengan kondisi tanpa gangguan aliran dan tanpa getaran pada pipa, aliran laminar dapat dipertahankan sampai pada bilangan Reynolds yang tinggi. Pada aliran berkembang penuh, nilai bilangan Reynolds untuk terjadinya aliran turbulen adalah  $Re > 4.000$ .

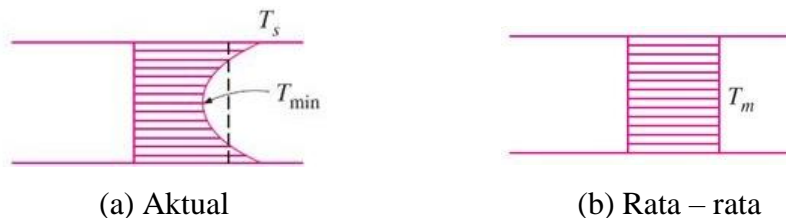
### 2.2.2. Kecepatan rata-rata

Karena kecepatan selalu bervariasi sepanjang masukan pipa, maka digunakan kecepatan rata-rata ( $v$ ) untuk menyelesaikan permasalahan mengenai aliran dalam pipa. Ketika kecepatan rata-rata ( $v$ ) dikalikan dengan massa jenis air ( $\rho$ ) dan luasan pipa ( $A$ ), maka akan didapat nilai laju aliran massa air ( $\dot{m}$ ) yang melalui pipa. Laju aliran massa air didefinisikan sebagai banyak sedikitnya massa air yang dialirkan tiap satuan waktu. Dituliskan dalam Persamaan (2.6) di bawah ini:

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A \quad (2.6)$$

### 2.2.3. Temperatur rata-rata

Ketika fluida yang mengalir pada pipa dipanaskan atau didinginkan, temperatur fluida pada setiap penampang pipa berubah dari  $T_s$  pada permukaan dinding ke maksimum (atau minimum pada proses pemanasan) pada pusat pipa. Untuk menyelesaikan permasalahan aliran fluida dalam pipa, maka digunakan temperatur rata-rata ( $T_m$ ) yang tetap seragam pada setiap penampang pipa. Tidak seperti kecepatan fluida, temperatur rata-rata ( $T_m$ ) akan berubah sewaktu-waktu ketika fluida dipanaskan atau didinginkan.



Gambar 2.3 Profil temperatur aktual dan rata-rata pada aliran dalam pipa (Cengel, 2003)

Temperatur rata-rata ( $T_m$ ) fluida berubah selama pemanasan atau pendinginan, sehingga sifat fluida pada aliran dalam pipa biasanya dihitung pada temperatur rata-rata *bulk* fluida (*bulk mean temperature*), yang merupakan rata-rata

rata dari temperatur rata – rata sisi masuk ( $T_{m,i}$ ) dan temperatur rata – rata sisi keluar ( $T_{m,o}$ ), yaitu :

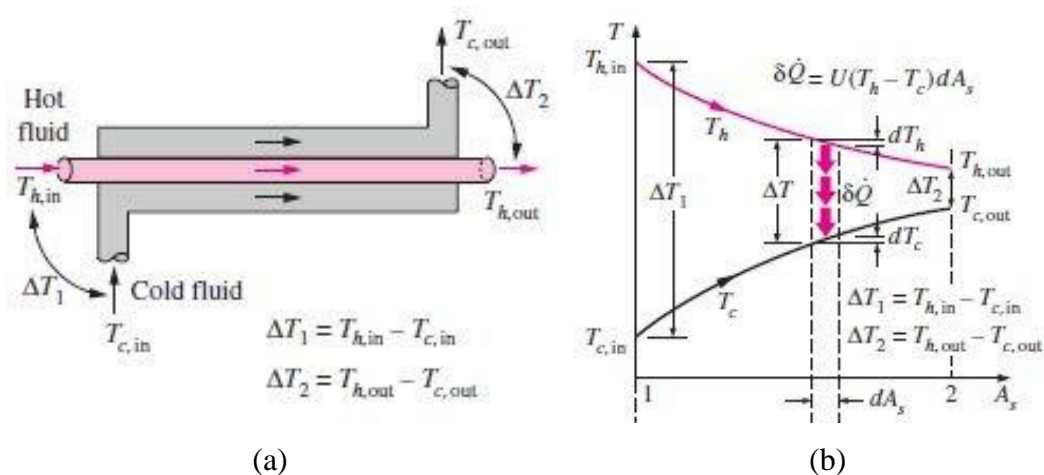
$$T_b = \frac{(T_{m,i} + T_{m,o})}{2} \quad (2.7)$$

#### 2.2.4. Penukar Kalor

Penukar kalor adalah alat yang berfungsi untuk mengubah temperatur fluida dengan cara mempertukarkan panas dengan fluida lainnya, baik melalui suatu dinding pembatas maupun tanpa dinding pembatas. Mekanisme perpindahan panas dalam penukar kalor berlangsung secara konduksi (pada dinding pipa) dan konveksi (pada aliran fluida kerja). Penukar kalor dapat diklasifikasikan berdasarkan beberapa hal, diantara klasifikasi tersebut adalah berdasarkan arah alirannya dan keringkasannya (*compactness*). Sebagai contoh : berdasarkan arah alirannya, yaitu penukar kalor aliran searah (*parallel flow heat exchanger*) dan berlawanan arah (*counter flow heat exchanger*), sedangkan berdasarkan keringkasannya, yaitu penukar kalor pipa konsentrik (*concentric tube heat exchanger*).

##### a. Penukar kalor aliran searah.

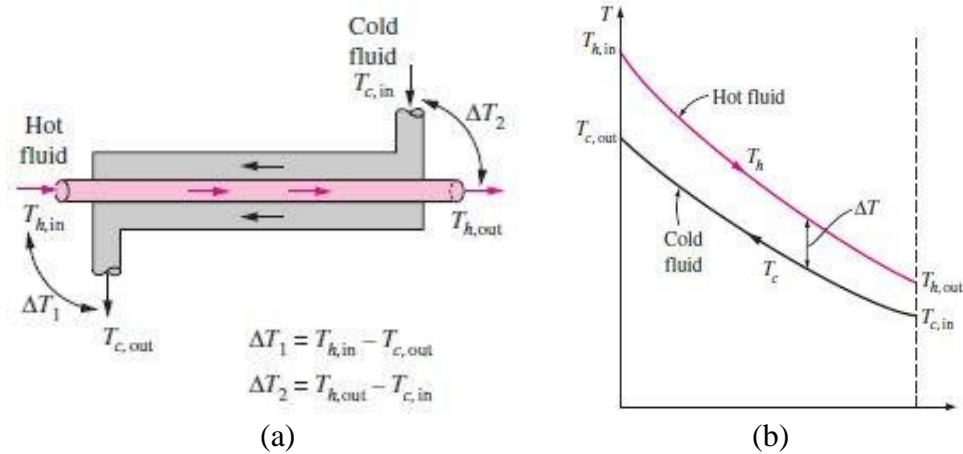
Aliran fluida yang didinginkan (fluida panas) mengalir searah dengan fluida yang mendinginkan (fluida dingin).



Gambar 2.4 (a) arah aliran fluida, dan (b) perubahan temperatur fluida pada penukar kalor searah (Cengel, 2003)

b. Penukar kalor aliran berlawanan arah

Aliran fluida yang didinginkan (fluida panas) mengalir berlawanan arah dengan fluida yang mendinginkan (fluida dingin).



Gambar 2.5 (a) arah aliran fluida, dan (b) perubahan temperatur fluida pada penukar kalor berlawanan arah (Cengel, 2003)

Dalam sebuah penukar kalor yang diisolasi dengan baik, laju perpindahan panas dari fluida panas sama dengan laju perpindahan panas ke fluida dingin. Sehingga,  $Q_h = Q_c$

$$Q_c = m \cdot C_{p,c} \cdot (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.8)$$

$$Q_h = m \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.9)$$

Dalam analisa sebuah penukar kalor, metode LMTD (*log mean temperature difference*) sangat sesuai untuk menentukan ukuran dari penukar kalor jika seluruh temperatur masuk dan keluar penukar kalor diketahui. Dalam metode LMTD, laju perpindahan panas ditentukan dari :

$$Q = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (2.10)$$

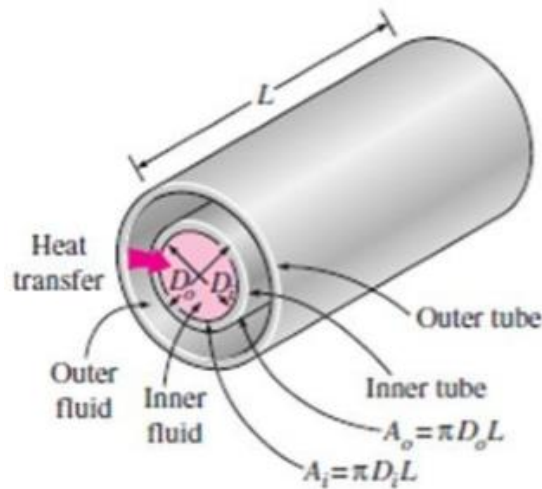
$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 + \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.11)$$

Nilai-nilai  $\Delta T_1$  dan  $\Delta T_2$  untuk penukar kalor aliran searah dan berlawanan arah berturut-turut dapat dilihat pada Gambar 2.4(b) dan 2.5(b).

c. Penukar kalor pipa konsentrik.

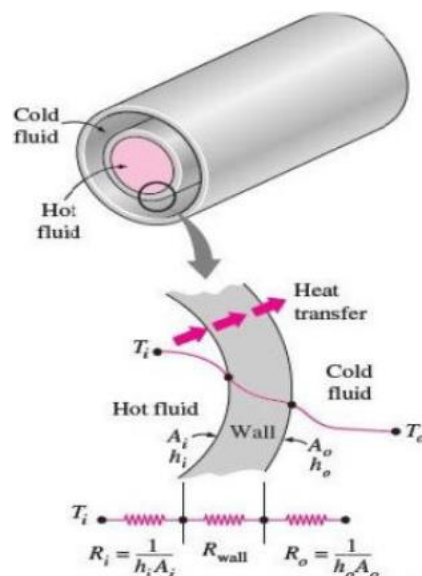
Pada penukar kalor ini terdapat dua buah pipa, yaitu pipa dalam (*inner tube*) dan pipa luar (*outer tube*). Pipa dalam digunakan untuk melewatkan fluida panas,

sedangkan fluida dingin dilewatkan melalui ruang (yang disebut *annulus*) yang dibentuk oleh kedua pipa yang konsentrik tersebut.



Gambar 2.6 Penukar kalor pipa konsentrik (Cengel,2003)

Perpindahan panas yang terjadi berawal secara konveksi dari fluida panas ke dinding dalam pipa dalam. Dari dinding dalam diteruskan secara konduksi ke dinding luar pipa dalam. Perpindahan panas akan dilanjutkan secara konveksi dari dinding luar pipa dalam ke fluida dingin yang ada pada *annulus*. Proses perpindahan panas pada penukar kalor ini dapat dianalogikan dengan jaringan tahanan listrik seperti Gambar 2.7 di bawah. Perpindahan panas menyeluruh dihitung dengan membagi beda temperatur total dengan jumlah total tahanan termal.



Gambar 2.7 Analogi listrik untuk perpindahan panas pada penukar kalor pipa konsentrik (Cengel,2003)

Tahanan termal total pada penukar kalor konsentrik pada Gambar 2.7 menjadi :

$$R = R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} \cdot \frac{\ln}{2\pi k} \cdot \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.12)$$

Dalam analisis penukar kalor, adalah tepat untuk menggabungkan semua tahanan termal dalam lintasan panas dari fluida panas ke fluida dingin dalam satu tahanan total, R, dan untuk menyatakan laju perpindahan panas antara dua fluida sebagai berikut :

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = U \cdot A \cdot \Delta T = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_{LMTD} = U_o \cdot A_o \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (2.13)$$

Dimana U adalah koefisien perpindahan panas *overall*, dengan satuan (W/m<sup>2</sup>.°C), dan  $\Delta T_{LMTD}$  adalah beda temperatur rata-rata logaritmik (*logarithmic mean temperature different*) (°C). Diperoleh nilai :

$$\frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_o \cdot A_o} = R = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln(d_o / D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad (2.14)$$

#### 2.2.5. Teknik Peningkatan Perpindahan pada Penukar Kalor

Pada penukar kalor metode perpindahan panas yang terjadi utamanya adalah konveksi dan konduksi. Persamaan perpindahan panas konveksi berkaitan dengan variabel penting yang dinamakan parameter tanpa dimensi (*dimensionless*). Parameter tanpa dimensi dalam kaitannya dengan perpindahan panas konveksi adalah :

##### a. Bilangan Reynolds (*Reynolds Number*)

Bilangan Reynolds (Re) didefinisikan sebagai perbandingan antara gaya inersia dengan gaya kekentalan, di dalam lapis batas kecepatan. Untuk kontrol volume yang berbeda pada lapis batas ini, gaya inersia diasosiasikan dengan sebuah kenaikan momentum dari fluida yang bergerak melewati kontrol volume. Gaya inersia dalam bentuk  $\partial[(\rho \cdot u) \cdot u] / \partial x$  dapat didekati dengan persamaan :  $F_I = \rho V^2 / L$ . Gaya kekentalan diwakili dengan gaya geser dalam bentuk  $\partial \tau_{yx} / \partial y = \partial[\mu(\partial u / \partial y)] / \partial y$ , dapat didekati dengan persamaan  $F_s = \mu V / L^2$ . Perbandingan kedua gaya tersebut dapat ditulis :

$$\frac{F_i}{F_s} = \frac{\rho V^2 / L}{\mu V / L^2} = \frac{\rho V L}{\mu} = Re_L \quad (2.15)$$

Untuk harga  $Re$  yang tinggi, gaya inersia akan lebih berpengaruh dari pada gaya kekentalan. Untuk harga  $Re$  yang rendah, gaya kekentalan akan lebih berpengaruh dari gaya inersia.

b. Bilangan Prandtl (*Prandtl Number*)

Bilangan Prandtl ( $Pr$ ) didefinisikan sebagai perbandingan antara diffusivitas momentum,  $\nu$  ( $m^2/s$ ), dengan diffusivitas termal,  $\alpha$  ( $m^2/s$ ). Bilangan Prandtl menyediakan sebuah pengukuran kerelatifan efektivitas momentum dan transfer energi dengan cara difusi di dalam lapis batas kecepatan dan termal. Bilangan Prandtl untuk gas hampir serupa, dalam kasusnya transfer energi dan momentum dengan difusi dapat dibandingkan (Incropera, 2006). Nilai  $Pr$  sangat dipengaruhi oleh pertumbuhan relatif lapis batas kecepatan dan termal.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.16)$$

c. Bilangan Nusselt (*Nusselt Number*)

Bilangan Nusselt ( $Nu$ ) adalah bilangan tanpa dimensi yang menyatakan perbandingan antara koefisien perpindahan panas konveksi ( $h$ ) terhadap konduktivitas termal fluida ( $k$ ). Bilangan ini menyediakan sebuah perhitungan tentang perpindahan panas konveksi yang terjadi pada permukaan. Bilangan Nusselt dirumuskan:

$$Nu = \frac{h \cdot d}{k} \quad (2.17)$$

Bilangan  $Nu$  merupakan fungsi universal dari bilangan  $Re$ , dan bilangan  $Pr$ . Apabila  $Re$  dan  $Pr$  diketahui, maka dapat digunakan untuk menghitung nilai  $Nu$  untuk fluida, nilai kecepatan, dan skala panjang yang berbeda.

## 2.2.6. Teknik Peningkatan Perpindahan Panas pada Penukar Kalor

Penukar kalor (*heat exchanger*) mempunyai banyak aplikasi di industri dan bidang rekayasa. Prosedur desain dari suatu penukar kalor sangat rumit,

diperlukan analisis yang tepat untuk memperkirakan laju perpindahan panas dan penurunan tekanan (*pressure drop*) selain persoalan seperti unjuk kerja dan aspek ekonomis dari peralatan. Tantangan utama dalam perancangan penukar kalor adalah membuat penukar kalor kompak dan menghasilkan laju perpindahan panas tinggi menggunakan daya pemompaan (*pumping power*) yang minimum. Teknik untuk meningkatkan perpindahan panas berhubungan dengan beberapa aplikasi keteknikan. Dalam tahun-tahun terakhir ini, karena biaya energi dan material yang tinggi, maka diusahakan menghasilkan peralatan penukar kalor yang lebih efisien.

Jika sebuah penukar kalor sudah berumur, tahanan terhadap perpindahan panas meningkat oleh karena pengotoran (*fouling*) atau terbentuknya kerak (*scaling*). Masalah-masalah ini lebih umum untuk penukar kalor-penukar kalor yang digunakan dalam aplikasi kelautan dan dalam industri-industri kimia. Dalam beberapa aplikasi khusus, seperti penukar kalor yang berhubungan dengan fluida-fluida yang mempunyai konduktivitas termal rendah (gas dan minyak) dan instalasi desalinasi, perlu untuk meningkatkan laju perpindahan panas. Laju perpindahan panas dapat diperbaiki dengan menggunakan sebuah gangguan dalam aliran fluida (memecah viskos dan lapis batas termal), tetapi dalam proses ini daya pemompaan dapat meningkat secara signifikan dan akhirnya biaya pemompaan menjadi tinggi. Sehingga, untuk mencapai laju perpindahan panas yang diinginkan dalam sebuah penukar kalor pada sebuah daya pemompaan yang ekonomis, beberapa teknik telah ditawarkan dalam tahun-tahun terakhir ini.

Dalam dekade terakhir ini, teknologi peningkatan perpindahan panas telah dipakai secara luas pada aplikasi-aplikasi penukar kalor; dalam bidang refrigerasi, otomotif dan proses industri. Tujuan dari meningkatkan perpindahan panas adalah mendorong atau mengakomodasi fluks-fluks kalor yang tinggi. Ini menghasilkan pengurangan ukuran penukar kalor, dimana secara umum menghasilkan biaya yang lebih rendah. Peningkatan perpindahan panas memungkinkan penukar kalor beroperasi pada kecepatan yang lebih rendah, tetapi masih menghasilkan koefisien perpindahan panas yang nilainya sama atau lebih besar. Ini berarti bahwa pengurangan penurunan tekanan berhubungan dengan biaya operasi yang lebih kecil bisa dicapai. Semua keuntungan ini membuat teknologi peningkatan perpindahan panas menarik dalam aplikasi penukar kalor.



Secara umum, teknik-teknik peningkatan perpindahan panas pada penukar kalor dapat diklasifikasikan dalam 3 kategori :

a. Metode aktif (*active method*)

Metode ini melibatkan beberapadaya masukan dari luar (*external power input*) untuk meningkatkan perpindahan panas, dan tidak menunjukkan banyak potensi yang berhubungan dengan kerumitan dalam desain. Daya luar tidak mudah untuk disediakan dalam beberapa aplikasi. Beberapa contoh metode aktif adalah pulsasi yang ditimbulkan oleh *cam* dan *reciprocating plungers*, penggunaan medan magnet untuk mengganggu partikel-partikel kecil ringan dalam sebuah aliran yang sedang mengalir.

b. Metode pasif (*passive method*)

Metode ini tidak memerlukan daya masukan luar, dan tambahan daya yang diperlukan untuk meningkatkan perpindahan panas diambil dari daya yang tersedia dalam sistem, dimana akhirnya memicu ke arah penurunan tekanan fluida. Industri penukar kalor telah bekerja keras untuk memperbaiki kontak termal (meningkatkan koefisien perpindahan panas) dan mengurangi daya pemompaan untuk memperbaiki efisiensi termohidrolik dari penukar kalor. Salah satu peningkatan perpindahan kalor secara konveksi yang paling populer saat ini adalah dengan membangkitkan turbulensi pada suatu aliran dalam pipa. Pembangkitan turbulensi dilakukan dengan memberikan usikan terhadap aliran yang salah satunya dengan cara menyisipkan *twisted tape* pada aliran dalam pipa. Turbulensi pada aliran menyebabkan munculnya komponen–komponen kecepatan radial disamping komponen kecepatan aksial yang sudah ada.

c. Metode gabungan (*compound method*)

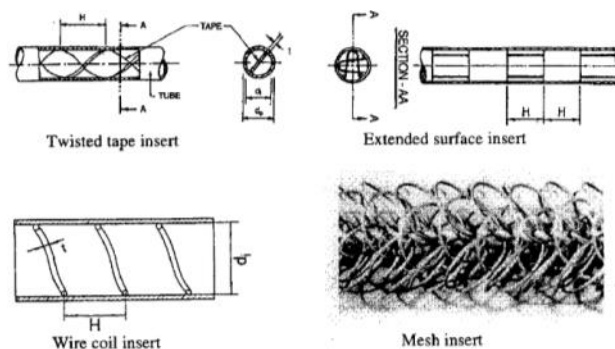
Metode gabungan adalah sebuah metode *hibrid* dimana kedua metode baik metode aktif dan pasif digunakan metode gabungan melibatkan desain yang kompleks sehingga dibatasi aplikasinya.

Teknik peningkatan perpindahan panas (metode aktif, pasif dan kombinasi metode aktif dan pasif) biasa digunakan dalam berbagai bidang seperti; industri-industri proses, pemanasan dan pendinginan dalam evaporator, pembangkit daya

termal, peralatan pengkondisian udara, refrigerator, radiator untuk kendaraan ruang angkasa, *automobiles* dan lain-lain. Metode pasif, dimana sisipan (*insert*) digunakan dalam lintasan aliran untuk meningkatkan laju perpindahan panas, menguntungkan dibandingkan dengan metode aktif, karena proses manufaktur *insert* sederhana dan teknik ini dapat secara mudah diterapkan ke suatu penukar kalor. Dalam desain alat penukar kalor kompak, teknik-teknik pasif dalam meningkatkan perpindahan panas memainkan peranan yang penting jika konfigurasi *insert* pasif yang sesuai dapat dipilih berdasarkan kondisi kerja penukar kalor (kondisi aliran dan perpindahan panas).

*Twisted tape*, *wire coils*, *ribs*, *fins*, *dimples*, *mesh insert* adalah alat-alat untuk meningkatkan perpindahan panas secara pasif yang paling sering digunakan. Berdasar penelitian akhir-akhir ini, *twisted tape* dan *wire coils* dikenal sebagai alat peningkatan perpindahan panas yang ekonomis. *Twisted tape insert* sesuai untuk daerah aliran laminar dan *wire coils insert* sesuai untuk aliran turbulen. Kelakuan termohidrolik dari sebuah *insert* pada dasarnya tergantung dari kondisi aliran (laminar atau turbulen) selain dari pada konfigurasi *insert*.

Untuk penukar kalor-penukar kalor cangkang dan pipa (*shell and tube*), teknologi *tube insert* adalah salah teknologi peningkatan perpindahan panas yang paling umum. Dengan teknologi *tube insert*, penambahan luasan perpindahan panas dapat diabaikan, sehingga penghematan biaya secara signifikan menjadi mungkin. Peralatan *tube insert* meliputi *twisted tape insert*, *wire coil insert*, *extended surface insert*, *mesh insert* dan lain-lain, seperti terlihat pada Gambar 2.8.



Gambar 2.8 Jenis-jenis peralatan *tube insert* (Wang, L.,2002)

*Twisted tape insert* menyebabkan aliran menjadi spiral sepanjang panjang pipa. *Twisted tape insert* secara umum tidak mempunyai kontak termal yang baik

dengan dinding pipa. *Wire coil insert* terdiri dari sebuah pegas spiral pilin (*helical coiled spring*) yang berfungsi sebagai sebuah kekasaran yang tidak menyatu (*non-integral roughness*). *Extended surface insert* adalah bentuk ekstrusi yang dimasukkan ke dalam pipa. Pipa kemudian dikencangkan untuk memberikan kontak termal yang baik antara dinding dan *insert*. *Insert* mengurangi diameter hidrolis dan bertindak sebagai permukaan yang diperluas. *Mesh insert* dibuat dari sebuah matrik dari filamen kawat yang tipis, dimana dapat mengganggu keseluruhan medan temperatur dan kecepatan dalam pipa. Unjuk kerja dan biaya adalah dua faktor utama yang memainkan peranan penting dalam pemilihan teknik-teknik pasif peningkatan perpindahan panas. Secara umum, *twisted tape insert* dan *wire coil insert* dipakai secara lebih luas dan lebih disukai dalam tahun-tahun belakangan ini dibandingkan metode-metode yang lain, mungkin karena teknik-teknik seperti *extended surface insert* relatif tinggi dan *mesh insert* karena menghasilkan masalah penurunan tekanan yang tinggi dan masalah pengotoran.

Secara umum, beberapa jenis *insert* ditempatkan dalam saluran aliran untuk menambah perpindahan panas, dan ini akan mengurangi diameter hidrolis saluran aliran. Peningkatan perpindahan panas dalam aliran pada sebuah pipa oleh *insert* seperti *twisted tape*, *wire coils*, *ribs* dan *dimples* utamanya karena halangan aliran (*flow blockage*) membagi aliran dan aliran sekunder (*secondary flow*). Halangan aliran menaikkan penurunan tekanan dan memicu efek-efek viskos karena luas aliran bebas yang berkurang. Halangan juga menaikkan kecepatan aliran dan dalam beberapa situasi memicu aliran sekunder secara signifikan. Aliran sekunder selanjutnya memberikan kontak termal yang lebih baik antara permukaan dan fluida, karena aliran sekunder menciptakan pusaran (*swirl*) dan menghasilkan pencampuran fluida memperbaiki gradien temperatur dimana pada akhirnya memicu koefisien perpindahan panas yang tinggi.

Aliran laminar dan turbulen umum terjadi dalam aplikasi penukar kalor. Dalam sebuah aliran turbulen, tahanan termal yang berpengaruh dibatasi oleh lapisan bawah viskos yang tipis (*thin viscous sublayer*). *Wirecoil insert* lebih efektif dalam aliran turbulen dibandingkan dengan *twisted tape*, karena *wire coil* mencampur aliran dalam lapisan bawah viskos di dekat dinding secara cukup efektif, sedangkan *twisted tape* tidak dapat mencampur dengan baik aliran di

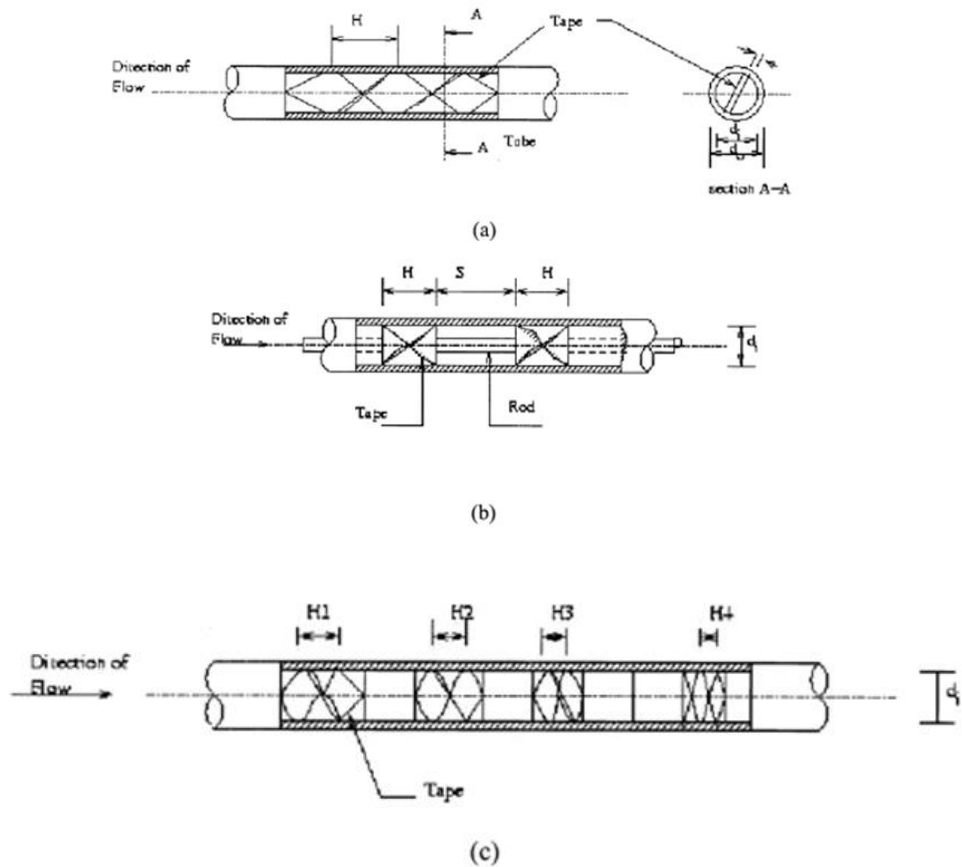
lapisan bawah viskos. Untuk aliran laminar, tahanan termal yang berpengaruh dibatasi oleh sebuah daerah yang lebih tebal dibandingkan dengan aliran turbulen. Sehingga, *wire coil insert* tidak efektif dalam aliran laminar karena tidak dapat mencampur aliran limbak (*bulk flow*) secara baik, dan hal ini berkebalikan dengan *twisted tape insert*. Oleh karena itu, *twisted tape* secara umum lebih disukai dalam aliran laminar. Bagaimanapun, ini hanya analisa awal, dan faktor lain seperti jenis fluida, mungkin juga mempengaruhi unjuk kerja. Fluida yang berbeda dengan bilangan Prandtl yang berbeda dapat mempunyai ketebalan lapis batas yang berbeda. Sehingga, pemilihan yang tepat seharusnya berdasarkan pada unjuk kerja termal dan hidrolis.

Peningkatan perpindahan panas yang dihasilkan oleh *twisted tape insert* dan *wire coil insert* adalah fungsi dari bilangan Reynolds dan sudut pilin (*helix angle*). Untuk *twisted tape insert* dan *wire coil insert* rasio peningkatan perpindahan panas meningkat dengan kenaikan bilangan Reynolds dan sudut pilin. Akan tetapi, untuk sudut pilin dan rasio ketebalan yang sama, *twisted tape insert* menunjukkan peningkatan perpindahan panas yang lebih baik dari pada *wire coil insert*. Ini mungkin disebabkan fakta bahwa *twisted tape insert* mengganggu keseluruhan medan aliran, sedangkan *wire coil insert* sebagian besar mengganggu aliran di dekat dinding. Sebagai tambahan, sifat fluida juga mempunyai pengaruh terhadap peningkatan unjuk kerja. Rasio peningkatan perpindahan panas lebih tinggi untuk fluida dengan bilangan Prandtl yang lebih tinggi. Secara fisik, mungkin karena fakta bahwa fluida-fluida dengan bilangan Prandtl tinggi mempunyai tebal lapis batas yang lebih tipis dibandingkan dengan fluida-fluida yang mempunyai bilangan Prandtl rendah. Sehingga, gangguan yang diakibatkan oleh *tube insert* lebih efisien untuk meningkatkan perpindahan panas. Bagaimanapun, kenaikan perpindahan panas sering dihubungkan dengan kerugian penurunan tekanan. Dapat disimpulkan bahwa *wire coil insert* menghasilkan penurunan tekanan yang lebih rendah dibandingkan *twisted tape insert*.

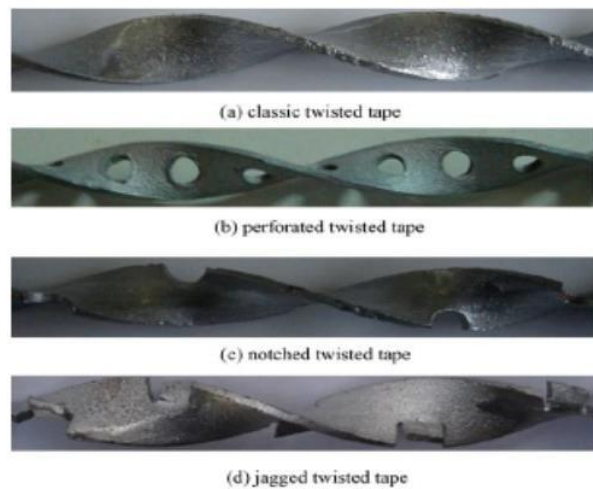
#### 2.2.7. Sisipan Pipa Terpilin (*Twisted Tape Insert*)

*Twisted tape* menimbulkan aliran spiral sepanjang panjang pipa. Gambar 2.9 menunjukkan 3 jenis konfigurasi *twisted tape* dengan  $180^\circ$  *twisted pitch*. Geometri *twisted tape insert* mengalami perkembangan dengan berbagai

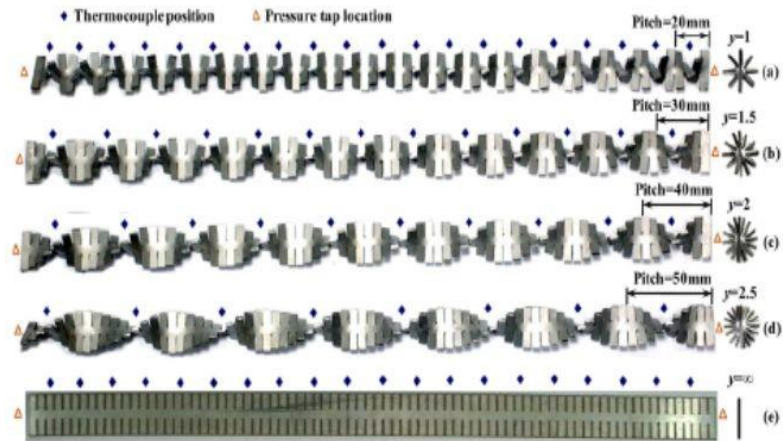
modifikasi untuk mengoptimalkan peningkatan perpindahan panas, seperti terlihat pada Gambar 2.10 sampai dengan Gambar 2.18.



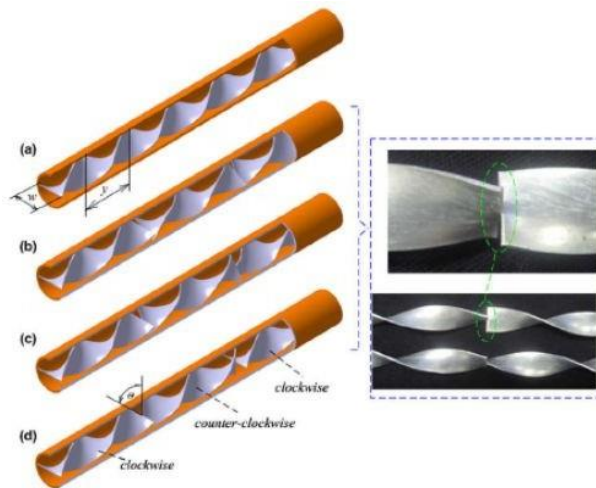
Gambar 2.9 Jenis-jenis *twisted tape* (a) *full-length twisted tape*, (b) *regularly spaced twisted tape*, dan (c) *smoothly varying pitch full-length twisted tape* (Dewan, A.,2004)



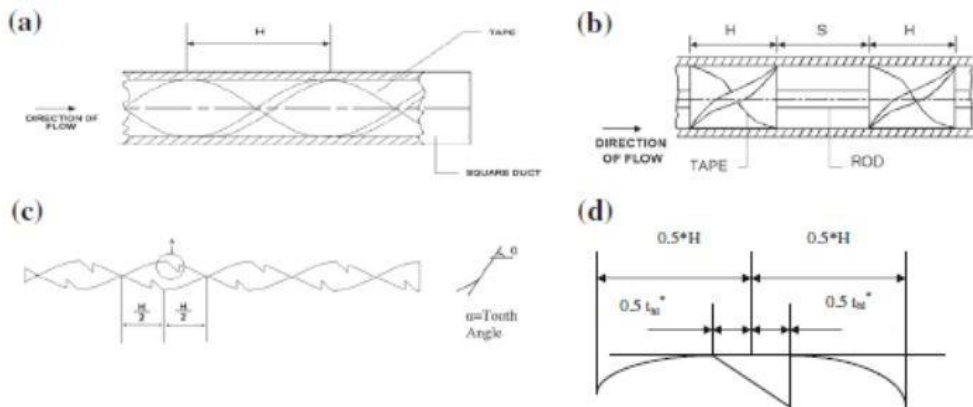
Gambar 2.10 Berbagai jenis modifikasi *twisted tape insert* (a) *classic twisted tape*,(b)*perforated twisted tape*, (c) *notched twisted tape*, (d) *jagged twisted tape* (Rahimi, 2009)



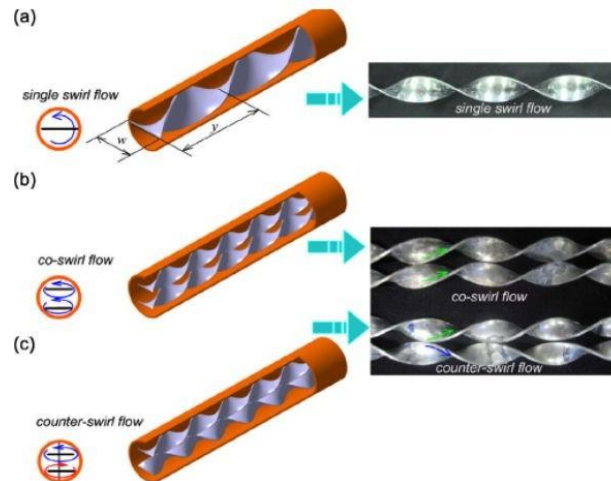
Gambar 2.11 *Broken twisted tape* dengan berbagai *twist ratio* (Cang, S.W, 2007)



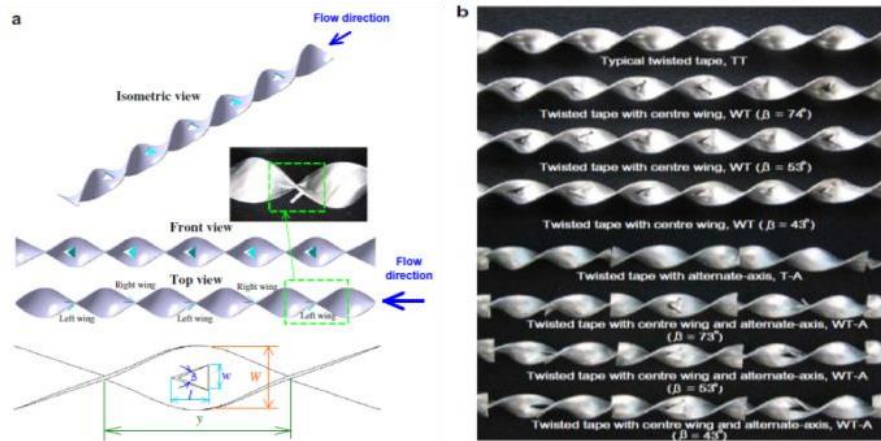
Gambar 2.12 (a) *Typical twisted tape*, (b) C-CC *twisted tape* dengan  $\theta = 30^\circ$ , (c) C-CC *twisted tape* dengan  $\theta = 60^\circ$ , (d) C-CC *twisted tape* dengan  $\theta = 90^\circ$  (Eimsa-ard, S., 2010)



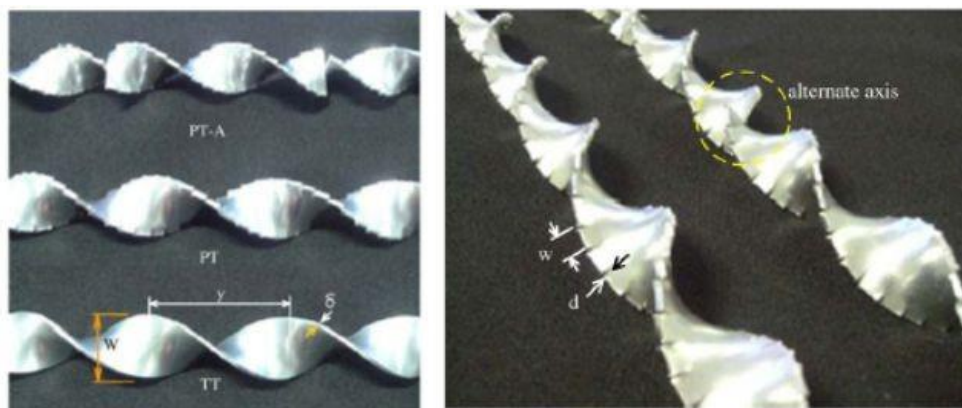
Gambar 2.13 (a) *Full length twisted tape insert*, (b) *Regularly spaced twisted tape element*



Gambar 2.14 (a) *single twisted tape* (ST), (b) *twin co-twisted tapes* (CoTs) dan (c) *twin counter twisted tapes* (CTs) (Eimsa-ard, S., 2010)



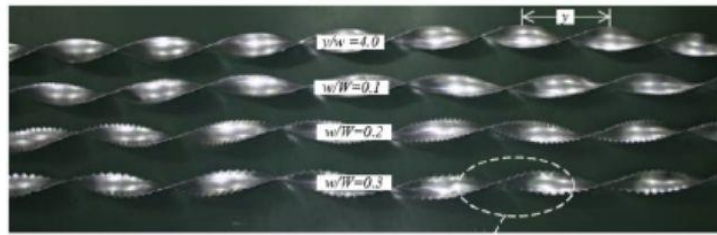
Gambar 2.15 *Twisted tape with centre wing*, dan *twisted tape with centre wing and alternate-axis* (Eimsa-ard, S., 2010)



2.2.7.1.1.

(b)

Gambar 2.16 *Peripherally-cut twisted tape* dan *peripherally-cut twisted tape with alternate axis*, (a) pandangan depan, (b) pandangan isometric (Seemawute, P., 2010)

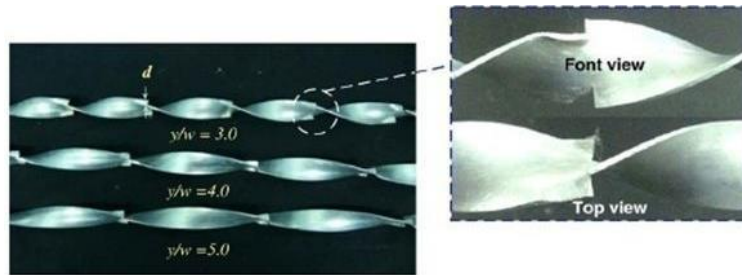


(a)

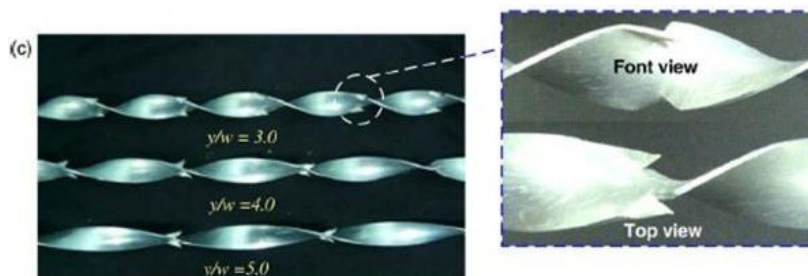


(b)

Gambar 2.17 (a) twisted tape with serrated-edge at various serration width ratios,  $w/W$ , twisted tape with serrated-edge at various serration width depth ratios,  $d/W$  (Eimsa-ard, S., 2010)



(a)



(b)

Gambar 2.18 (a) Straight delta-winglet twisted tape (S-DWT), (b) oblique delta-winglet twisted tapes (O-DWT) (Eimsa-ard, S., 2010)



Parameter-parameter pada *twisted tape insert* :

a. Twistpitch

*Twist pitch* didefinisikan sebagai jarak antara 2 titik pada bidang yang sama, diukur sejajar terhadap sumbu *twisted tape*.

b. Twistratio

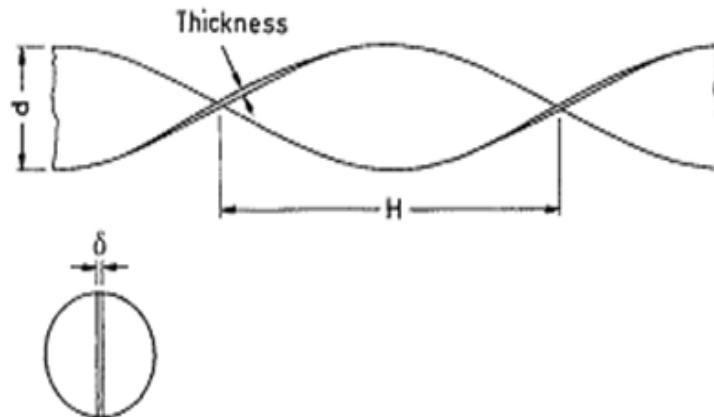
*Twist ratio* didefinisikan sebagai perbandingan *pitch* terhadap diameter dalam pipa.

$$y = \frac{H}{d_i} \quad (2.18)$$

Atau parameter alternatif, menggunakan sudut heliks (*helix angle*), dinyatakan sebagai :

$$\tan \alpha = \frac{\pi \cdot d_i}{2 \cdot H} = \frac{2}{2y} \quad (2.19)$$

Konfigurasi geometri sebuah *twisted tape insert* ditunjukkan pada Gambar 2.19. Pada Gambar 2.19,  $H$  adalah *twist pitch*,  $d$  adalah diameter dalam pipa atau lebar tape (*tape width*), dan  $\delta$  adalah ketebalan *tape*.



Gambar 2.19 Konfigurasi geometri sebuah *twisted tape insert*  
(Manglik-Bergles,1992)

## 2.2.8. Karakteristik Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan

### 2.2.8.1. Korelasi Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan di Daerah Aliran Laminar dan Turbulen melalui sebuah Pipa Bulat Halus

Untuk aliran laminar berkembang penuh (*fully developed*), dalam sebuah pipa bulat halus tanpa *insert*, bilangan Nusselt (Nu) mempunyai nilai yang konstan di bawah kondisi temperatur dinding yang konstan (*constant walltemperature*) sebagai berikut :

$$Nu = 3,657 \quad (2.20)$$

dan faktor gesekan Darcy (*Darcy friction factor*),  $f$  , untuk aliran ini diprediksikan dengan persamaan :

$$f = 64/Re \quad (2.21)$$

Dalam aliran laminar, faktor gesekan adalah hanya fungsi bilangan Reynolds (Re), dimana tidak tergantung pada kekasaran pipa.

Untuk pipa halus, faktor gesekan dalam aliran turbulen dapat ditentukan dari persamaan Petukhov pertama (*first Petukhov equation*) :

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (2.22)$$

Untuk aliran turbulen berkembang penuh dalam pipa bulat halus, bilangan Nusselt dapat diprediksikan dengan korelasi Dittus-Boelter :

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \quad (2.23)$$

Persamaan Dittus-Boelter berlaku untuk nilai-nilai;  $0,7 \leq Pr \leq 160$ ,  $Re \geq 10.000$ , dan  $L/D \geq 10$ . Untuk proses pemanasan,  $n = 0,4$  sedangkan proses pendinginan,  $n = 0,3$ . Sifat-sifat fluida dievaluasi pada temperatur fluida rata-rata *bulk* (*bulk mean fluid temperature*),  $T_b = (T_i + T_e)/2$ . Ketika perbedaan temperatur antara fluida dan dinding pipa sangat besar, perlu menggunakan sebuah faktor koreksi untuk menghitung perbedaan viskositas di dekat dinding pipa dan di pusat pipa.

Korelasi Dittus-Boelter sederhana, tetapi memberikan kesalahan hingga 25% (Incropera, 2006). Kesalahan ini dapat dikurangi hingga kurang dari 10% dengan menggunakan korelasi yang lebih kompleks tetapi akurat seperti menggunakan persamaan Petukhov kedua (*second Petukhov equation*), sebagai berikut :

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.24)$$

Persamaan Petukhov kedua berlaku untuk nilai-nilai;  $0,5 \leq Pr \leq 2.000$ , dan  $10^4 < Re < 5 \times 10^6$ . Akurasi persamaan ini pada bilangan Reynolds yang rendah diperbaiki dengan modifikasi oleh Gnielinski (Incropera, 2006) :

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1, + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.25)$$

Persamaan Gnielinski berlaku untuk nilai-nilai;  $0,5 \leq Pr \leq 2.000$ , dan  $3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$ . Dimana faktor gesekan,  $f$ , dapat ditentukan dari hubungan yang sesuai seperti persamaan Petukhov pertama (Persamaan 2.22). Persamaan Gnielinski lebih disukai dalam perhitungan. Pada Persamaan (2.24) dan (2.25) sifat-sifat fluida dievaluasi pada temperatur fluida rata-rata *bulk*.

Tidak seperti aliran laminar, faktor gesekan dan koefisien konveksi dalam aliran turbulen adalah fungsi dari kekasaran permukaan. Faktor gesekan dalam aliran turbulen berkembang penuh tergantung pada bilangan Reynolds dan kekasaran relatif,  $\varepsilon/D$  (*relative roughness*,  $\varepsilon/D$ ). Colebrook mengkombinasikan semua data faktor gesekan untuk aliran transisi dan turbulen dalam pipa-pipa halus dan kasar ke dalam sebuah persamaan implisit yang dikenal sebagai persamaan Colebrook (Incropera, 2006), sebagai berikut:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (2.26)$$

Kesulitan dalam penggunaannya adalah bahwa rumus ini berbentuk implisit dalam ketergantungannya terhadap  $f$ . Artinya, untuk suatu kondisi yang diberikan ( $Re$  dan  $\varepsilon/D$ ), tidaklah mungkin mencari penyelesaian untuk  $f$  tanpa melakukan suatu metode iterasi. Dengan penggunaan *Excel* atau aplikasi komputer matematis, perhitungan seperti itu tidaklah sulit. Miller (1996) menyarankan bahwa iterasi tunggal akan memberikan hasil dalam 1% jika perkiraan awal dihitung dari:

$$f_0 = 0,25 \cdot \left[ \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{5,74}{Re \cdot 0,9} \right) \right]^{-2} \quad (2.27)$$

Moody menggambarkan persamaan Colebrook dalam sebuah diagram yang dikenal dengan Diagram Moody, dimana meskipun diagram ini dibentuk untuk pipa bulat, tetapi dapat juga digunakan untuk pipa tidak bulat dengan mengganti diameter pipa dengan diameter hidrolis. Untuk aliran turbulen dalam pipa-pipa halus juga dapat dihitung dengan persamaan Blasius (White 4<sup>th</sup> edition):

$$f = 0,3164 \cdot \text{Re}^{-0,25} \quad (2.28)$$

Valid untuk aliran turbulen dengan  $\text{Re} \leq 10^5$ .

#### 2.2.8.2. Korelasi Empiris Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan dengan *Twisted Tape Insert* di Daerah Aliran Laminar

Korelasi berikut digunakan untuk memperkirakan koefisien perpindahan panas dan faktor gesekan di daerah laminar untuk *twisted tape insert*. Manglik dan Berges (1993) mengembangkan sebuah korelasi untuk kasus temperatur dinding konstan untuk aliran berkembang penuh berdasarkan data sebelumnya dan data penelitian mereka sendiri. Korelasi untuk perpindahan panas di daerah laminar sebagai berikut :

$$Nu = 4,162 \left[ 6,413 \times 10^{-9} (S_w \cdot \text{Pr}^{0,391})^{3,385} \right]^{0,2} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.29)$$

Berdasar data yang sama, sebuah korelasi untuk faktor gesekan telah dikembangkan :

$$(f \cdot \text{Re}_d = 15,767 \left( \frac{\pi + 2 - 2t/d_i}{\pi - 4t/d_i} \right) (1 + 10^{-6} S_w^{2,25})^{1/6} \quad (2.30)$$

Faktor gesekan dan bilangan Reynolds berdasarkan kecepatan pusaran (*swirl velocity*).

$$u_{sw} = u_c (1 + \tan^2 \alpha)^{1/2} \quad (2.31)$$

Kondisi-kondisi eksperimental untuk mengembangkan korelasi-korelasi di atas adalah sebagai berikut : air ( $3 \leq \text{Pr} \leq 6,5$ ) dan ethylene glycol ( $68 \leq \text{Pr} \leq 100$ ) adalah digunakan sebagai fluida-fluida uji, tiga *twist ratio* berbeda ( $y = 3,0, 4,5,$

dan 6,0) yang diuji, bilangan Reynolds dari 300 sampai 30.000, dimana meliputi daerah laminar, transisi dan turbulen. Rata-rata ketakpastian (*uncertainties*)  $Nu$  dan  $f$  berturut-turut adalah  $\pm 4,1\%$  dan  $\pm 4,5\%$ . Korelasi ini aktualnya meliputi data untuk *ethylene glycol* dan *polybutene* ( $1.000 \leq Pr \leq 7.000$ ) dari Marner dan Bergles.

#### 2.2.8.3. Korelasi Empiris Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan dengan *Twisted Tape Insert* di Daerah Turbulen

Korelasi perpindahan panas Manglik dan Bergles (Sarma, P.K, 2002) sebagai berikut :

$$Nu_i = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(1 + 0,769 \frac{2di}{H}\right) \cdot \phi_2 \quad (2.32)$$

$$\phi_2 \left(\frac{\pi}{\pi - 4t/di}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\pi + 2 - 2t/di}{\pi - 4t/di}\right)^{0,2} \quad (2.33)$$

#### 2.2.8.4. Karakteristik Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan pada Penukar Kalor Pipa Konsentrik Dengan *Twisted Tape Insert*

Untuk aliran-aliran fluida dalam sebuah penukar kalor pipa konsentrik, seperti terlihat pada Gambar 2.20, laju perpindahan panas dari fluida panas di dalam pipa dalam dapat dinyatakan sebagai :

$$Qh = m \cdot Cp(T_i - T_o) = h_i \cdot A_i(T_{b,i} - T) \quad (2.34)$$

Persamaan (2.33) dapat juga dinyatakan dengan parameter koefisien perpindahan panas *overall* untuk sisi dalam pipa dalam :

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta_{LMTD} \quad (2.35)$$

Untuk penukar kalor pipa konsentrik dengan arah aliran kedua fluida berlawanan arah (*counter-flow*), nilai beda temperatur rata-rata logaritmik dinyatakan sebagai berikut :

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})}\right)} \quad (2.36)$$

Koefisien perpindahan panas *overall*, U, sistem pada penukar kalor konsentrik ini dinyatakan dengan :

$$U = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_i} + \frac{d_i \cdot \ln(d_o/d_i)}{2k} + \frac{d_i}{d_o \cdot h_o} \right]} \quad (2.37)$$

Dari Persamaan (2.33), (2.35), (2.36), maka nilai U dapat dihitung :

$$U = \frac{m \cdot Cp \cdot (T_{h,i} - T_{h,o})}{A_i \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (2.38)$$

$$U = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_i} + \frac{d_i \cdot \ln(d_o/d_i)}{2k} + \frac{d_i}{d_o \cdot h_o} \right]} \quad (2.39)$$

Bilangan Nusselt rata-rata pada sisi pipa dalam,  $Nu$  dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \quad (2.40)$$

Dimana  $k$  adalah konduktivitas termal fluida di pipa dalam, dihitung dari sifat fluida pada temperatur fluida rata-rata.

Bilangan Reynolds (Re) aliran fluida di dalam pipa, dihitung dengan persamaan :

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} \quad (2.41)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu} \quad (2.42)$$

### 2.3. Simulasi Pada Komputer

#### 2.3.1. Komputasi Dinamika Fluida

Simulasi adalah imitasi dari sistem atau proses yang terjadi dalam dunia nyata dalam serangkaian waktu (Banks, et al., 2004). Simulasi memiliki beberapa keuntungan seperti, mampu menjawab pertanyaan “bagaimana jika”, memberikan hipotesa mengenai *bagaimana* dan *mengapa* suatu fenomena dapat terjadi, serta waktu fenomena yang sedang diamati dapat dipercepat maupun diperlambat. Simulasi dapat dilakukan dengan komputer. Simulasi komputer merupakan alat yang secara virtual mampu menginvestigasi perilaku sistem yang sedang dipelajari. Dengan mengubah beberapa variabel, simulasi ini dapat membuat prediksi. Komputasi fluida dinamis (Computational Fluid Dynamics) merupakan sekumpulan metodologi yang memungkinkan komputer menyajikan simulasi numerik dari aliran fluida. Seluruh sistem, ditransformasikan ke dalam bentuk virtual, dan dapat divisualisasikan melalui komputer (Hirsch, 2007). Komponen-komponen dalam komputasi fluida dinamis adalah sebagai berikut.

#### 2.3.2. Pemilihan model matematis

Pada tahap ini, ditentukan batasan dunia fisik yang akan disimulasikan, dan model matematika yang relevan. Model tersebut berbentuk persamaan diferensial parsial dan hukum-hukum tambahan sesuai dengan jenis fluida.

#### 2.3.3. Diskritisasi

Pada tahap ini, dilakukan diskritisasi spasial untuk menentukan ruang geometri (*mesh*), dan diskritisasi model persamaan untuk menentukan skema numerik.

#### 2.3.4. Analisis Skema Numerik

Skema numerik yang digunakan perlu dianalisis untuk memenuhi serangkaian kondisi dan aturan, dan menghasilkan akurasi dan stabilitas yang diinginkan.

#### 2.3.5. Penyelesaian Numerik

Solusi dari skema numerik harus diperoleh, dengan metode integrasi waktu tertentu.

### 2.3.6. Pemrosesan Grafis (*post-processing*)

Pada tahap ini, data-data numerik hasil simulasi ditampilkan melalui visualisasi grafis agar dapat dimengerti dan diinterpretasikan. Sementara, Versteeg dan Malalasekera (Versteeg & Malalasekera, 2007) membagi struktur pada komputasi fluida dinamis ke dalam tiga elemen berikut.

### 2.3.7. *Pre-Processor*

Tahap ini berisi masukan (*input*) dari permasalahan aliran fluida, antara lain:

- Pendefinisian domain komputasi, yaitu pendefinisian ruang geometri yang diinginkan.
- Pembuatan/*generate grid mesh*.
- Pemilihan fenomena yang akan dimodelkan.
- Pendefinisian atribut-atribut fluida.
- Penentuan kondisi-kondisi batas yang diinginkan.

### 2.3.8. *Solver*

Dengan metode *finite volume*, algoritma untuk penyelesaian numeric terdiri dari beberapa langkah berikut:

- Integrasi persamaan aliran fluida yang digunakan, pada seluruh domain.
- Diskretisasi, yaitu konversi dari persamaan integral ke dalam sistem persamaan aljabar.
- Solusi persamaan aljabar dengan metode iteratif.

### 2.3.9. *Post-Processor*

Tahap ini berupa visualisasi data-data hasil simulasi, mencakup:

- Tampilan domain geometri dan *grid*.
- Plot vektor.
- Plot garis dan bayangan.
- 2D dan 3D *surface plot*.
- *Particle Tracking*.
- *View manipulation (translation, rotation, scalling, dan lain-lain)*.



Komputasi fluida dinamis sangat berguna di berbagai bidang baik industri maupun nonindustri. Beberapa contohnya adalah aerodinamik pesawat dan kendaraan, hidrodinamika kapal, pembangkit listrik, mesin turbo, rekayasa elektrik dan elektronik, rekayasa proses kimia, lingkungan eksternal dan internal bangunan, teknik kelautan, teknik lingkungan, hidrologi dan oseanografi, meteorologi, dan rekayasa biomedis.

#### 2.4. Persamaan Diferensial Parsial

Persamaan diferensial parsial digunakan di seluruh bidang matematika terapan dan bisa dimanfaatkan untuk memodelkan beragam permasalahan praktis seperti peramalan cuaca, desain pesawat terbang, mobil berkecepatan tinggi, serta penilaian potensi investasi saham finansial (Griffiths, et al., 2015). Persamaan ini juga dapat digunakan untuk menjelaskan beragam sistem dalam dunia fisik, seperti mekanika fluida dan benda padat, evolusi populasi dan penyakit, serta fisika matematis (Shearer & Levy, 2015).

Diberikan sebuah fungsi  $u$  yang bergantung pada  $x$  dan  $y$ , turunan parsial dari  $u$  terhadap  $x$  di sembarang titik  $(x, y)$  didefinisikan dengan

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{u(x + \Delta x, y) - u(x, y)}{\Delta x} \quad (2.43)$$

Serupa, turunan parsial  $u$  terhadap  $y$  di sembarang titik  $(x, y)$  didefinisikan sebagai

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \lim_{\Delta y \rightarrow 0} \frac{u(x, y + \Delta y) - u(x, y)}{\Delta y} \quad (2.44)$$

Sebuah persamaan yang mengandung turunan parsial dari fungsi yang tidak diketahui, dengan dua atau lebih variabel bebas disebut dengan persamaan diferensial parsial (Chapra & Canale, 2015). Contoh bentuk persamaan tersebut adalah sebagai berikut.

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + 2xy \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + u = 1 \quad (2.45)$$

$$\frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial y} + x \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + 8u = 5y \quad (2.46)$$

$$\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}\right)^3 + 6 \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial y} = x \quad (2.47)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + xu \frac{\partial u}{\partial y} = x \quad (2.48)$$

Bentuk persamaan diferensial parsial dapat dikaji berdasarkan orde, linearitas, serta karakteristiknya. *Orde* adalah tingkat tertinggi suku turunan. Sementara linearitas bergantung pada bentuk fungsi  $u$ , turunan  $u$ , dan koefisien persamaan tersebut. Suatu persamaan disebut fungsi linear jika fungsi tersebut linear pada  $u$  dan turunan  $u$ , serta koefisien persamaan tersebut hanya bergantung pada variabel bebas ( $x$  atau  $y$ ) atau konstanta. Contoh klasifikasi orde dan linearitas persamaan diferensial parsial terdapat dalam Tabel 3.1 berikut.

Tabel 2.1. Klasifikasi Orde dan Linearitas Persamaan Diferensial Parsial

Persamaan	Orde	Linear
(2.24)	2	Ya
(2.25)	3	Ya
(2.26)	3	Tidak
(2.27)	2	Tidak

Persamaan diferensial parsial linear orde dua, dengan dua variabel bebas, dapat dikelompokkan menjadi eliptik, parabolik, dan hiperbolik. Beberapa persamaan tersebut dapat dinyatakan dalam bentuk umum berikut,

$$A \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + B \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} + C \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - D = 0 \quad (2.49)$$

dengan  $A$ ,  $B$ , dan  $C$  adalah fungsi dari  $x$  dan  $y$ , dan  $D$  adalah sebuah fungsi dari  $x$ ,  $y$ ,  $u$ ,  $\partial u$ ,  $\partial u/\partial x$ , dan  $\partial u/\partial y$ .

Tabel 2.2. Klasifikasi Persamaan Diferensial Parsial Orde Dua – Linear

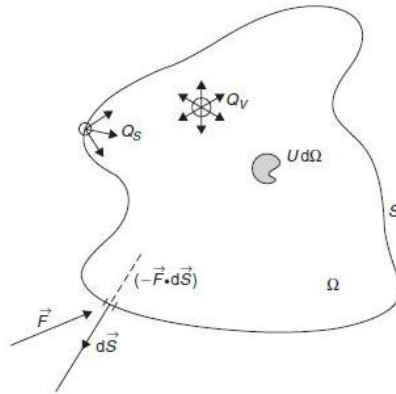
$B^2 - 4AC$	Klasifikasi
<0	Eliptik
=0	Parabolik
>0	Hiperbolik

Klasifikasi persamaan tersebut ditentukan berdasarkan nilai diskriminannya sesuai dengan Tabel 3.2 di atas. Persamaan *eliptik* biasa digunakan untuk system dengan karakteristik yang stabil (*steady-state*). Persamaan *parabolik*, menunjukkan bagaimana suatu fungsi bervariasi dalam ruang dan waktu. Beberapa kasus merujuk pada masalah penjalaran, yaitu bagaimana solusi menjalar atau berubah dalam waktu. Sementara untuk kategori *hiperbolik* juga merujuk penjalaran pada solusi, namun disertai osilasi.

#### 2.4.1. Bentuk Umum Hukum Konservasi

Hukum konservasi menjadi dasar dalam pemahaman mengenai dunia fisik, tentang proses yang dapat atau tidak dapat terjadi di alam. Menurut Hirsch (Hirsch, 2007), hukum konservasi pada sebuah kuantitas  $U$  mengikuti aturan logis dan konsisten berikut “*The variation of the total amount of a quantity  $U$  inside a given domain is equal to the balance between the amount of that quantity entering and leaving the considered domain, plus the contributions from eventual sources generating that quantity.*” Perubahan total kuantitas  $U$  pada sebuah domain, sebanding dengan jumlah kuantitas yang masuk dan keluar pada domain tersebut, ditambah kontribusi dari beberapa sumber penghasil kuantitas tersebut. Jumlah kuantitas yang masuk dan keluar ini disebut dengan fluks.

Berdasarkan studi sifat fisik pada sistem aliran fluida, tidak semua aliran kuantitas mematuhi hukum konservasi. Seperti yang diketahui hingga kini, hokum-hukum yang menjelaskan tentang aliran fluida (dinamika fluida), didefinisikan oleh konservasi dari tiga kuantitas berikut, yaitu massa, momentum (produk dari densitas dan kecepatan) dan energi.



Gambar 2.20. Bentuk umum persamaan konservasi untuk kuantitas skalar.  
 Sumber: Hirsch, 20076. Gambar telah diolah.

Suatu volume  $\Omega$ , dibatasi oleh sebuah permukaan tertutup  $S$ . Simbol  $\Omega$  disebut dengan *kontrol volume*, dan  $S$  disebut dengan *kontrol permukaan*. Jumlah total kuantitas  $U$  di dalam sebuah domain volume  $\Omega$ , disimbolkan sebagai berikut.

$$\int_{\Omega} U d\Omega \quad (2.50)$$

Sementara perubahan ( $\partial$ ) per unit waktu ( $\partial t$ ) pada jumlah total kuantitas  $U$  di dalam  $\Omega$ , disimbolkan sebagai berikut.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} U d\Omega \quad (2.51)$$

Total fluks merujuk pada hukum konservasi “jumlah kuantitas  $U$  yang masuk dan keluar pada domain”. Fluks sendiri didefinisikan sebagai jumlah kuantitas  $U$  yang melintasi suatu unit permukaan per unit waktu. Fluks adalah vektor, yaitu besaran yang memiliki nilai dan arah. Jika vektor ini paralel dengan permukaan, maka tidak ada fluks yang akan memasuki domain. Oleh karena itu, hanya fluks yang searah dengan normal permukaan saja yang akan memasuki suatu domain, dan berkontribusi terhadap perubahan kuantitas  $U$ . Jadi, jumlah yang melintasi permukaan suatu elemen  $d\vec{S}$  per unit waktu, didefinisikan oleh produk skalar dari fluks dan elemen permukaan berikut.

$$F_n dS = \vec{F} \cdot d\vec{S} \quad (2.52)$$

Dengan vektor elemen permukaan  $d\vec{S}$  menunjuk sepanjang *normal arah keluar*. Total kontribusi dari fluks yang masuk adalah jumlah pada seluruh elemen

permukaan  $d\vec{S}$  dari permukaan tertutup  $S$ , dan disimbolkan sebagai berikut.

$$-\oint \vec{F} \cdot d\vec{S} \quad (2.53)$$

Tanda minus artinya, fluks berkontribusi positif ketika memasuki domain. Selanjutnya sumber-sumber lain yang turut berkontribusi pada kuantitas  $U$ , dibagi menjadi sumber volume dan sumber permukaan,  $Q_v$  dan  $\vec{Q}_s$  dan total kontribusinya berbentuk sebagai berikut.

$$\int_{\Omega} Q_v d\Omega + \oint_s \vec{Q} \cdot d\vec{S} \quad (2.54)$$

Berikut, bentuk umum hukum konservasi pada kuantitas  $U$ ,

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} U d\Omega = -\oint_s \vec{F} \cdot d\vec{S} + \int_{\Omega} Q_v d\Omega + \oint_s \vec{Q}_s \cdot d\vec{S} \quad (2.55)$$

Teorema Gauss menyatakan bahwa integral permukaan dari fluks sama dengan integral volume dari divergen fluks tersebut,

$$\oint_s \vec{F} \cdot d\vec{S} = \int_{\Omega} \vec{\nabla} \vec{F} d\Omega \quad (2.56)$$

Dengan catatan bahwa tiap volume  $\Omega$  diselimuti oleh permukaan  $S$ , sehingga bentuk Persamaan (2.33), dapat dinyatakan sebagai berikut.

$$\int_{\Omega} \frac{\partial U}{\partial t} d\Omega + \int_{\Omega} \vec{\nabla} \vec{F} d\Omega = \int_{\Omega} Q_v d\Omega + \int_{\Omega} \vec{\nabla} \vec{Q}_s d\Omega \quad (2.57)$$

Persamaan di atas diintegrasikan pada domain yang sama, yaitu pada volume  $\Omega$ , sehingga akan berlaku juga secara lokal di tiap titik pada domain tersebut. Dengan kata lain, persamaan di atas dapat dinyatakan dalam bentuk diferensial berikut.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \vec{\nabla} \vec{F} = Q_v + \vec{\nabla} \vec{Q}_s \quad (2.58)$$

Jika tidak ada sumber pada domain, maka  $Q_v = Q_s = 0$ , sehingga Persamaan (2.36) berbentuk sebagai berikut.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \vec{\nabla} \vec{F} = 0 \quad (2.59)$$

Fluks dihasilkan dari dua kontribusi, yaitu transpor konvektif dan difusi. Fluks konvektif  $\vec{F}_c$ , merepresentasikan jumlah kuantitas  $U$  yang diangkut oleh aliran dengan kecepatan  $\vec{v}$ ,

$$\vec{F}_c = U\vec{v} \quad (2.60)$$

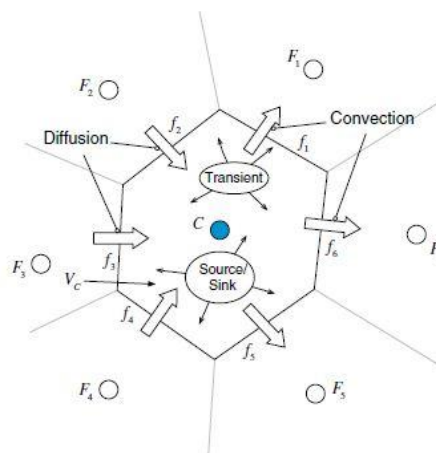
Dengan  $U = \rho u$ , variabel  $u$  merupakan kuantitas per unit massa. Sementara Fluks difusi  $\vec{F}_D$  adalah kontribusi yang dihasilkan fluida dalam kondisi tenang, berkenaan dengan efek makroskopik atau agitasi molekuler,

$$\vec{F}_D = -k\rho\vec{\nabla}u \quad (2.61)$$

Dengan  $k$  adalah koefisien difusi, sehingga Persamaan (2.36) dapat dinyatakan dalam bentuk berikut.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (k\rho\vec{\nabla}u) = \vec{\nabla} \cdot (k\rho\vec{\nabla}u) + Q_v + \vec{\nabla} \vec{Q}_s \quad (2.62)$$

Persamaan di atas disebut juga persamaan transport dalam bentuk konservatif. Moukalled dkk., (Moukalled, et al., 2016) mengilustrasikan bentuk persamaan transport konveksi difusi seperti gambar berikut, dengan  $F_i$  adalah elemen tetangga,  $f_i$  adalah sisi ke- $i$  sel  $C$ , dan  $V_c$  adalah volume kontrol.



Gambar 2.21. Konservasi pada elemen diskret.

## BAB 3 METODE PENELITIAN

### 3.1. Tempat dan Waktu Penelitian

#### 3.1.1. Tempat

Adapun tempat dilakukannya simulasi numerik untuk alat penukar kalor pipa ganda ini dilakukan di gedung D lantai tiga (3) di fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

#### 3.1.2. Waktu

Pengerjaan studi numerik ini dilaksanakan setelah mendapat persetujuan dari dosen pembimbing, dan terlihat pada Tabel 3.1.

Tabel. 3.1. Waktu pelaksanaan penelitian

No	Kegiatan	Bulan				Keterangan
		Des	Jan	Feb	Mar	
1.	Pengajuan judul	■				
2.	Studi Litelatur		■			
3.	Pengumpulan data		■			
4.	Perancangan desain		■	■		
5.	Pengujian desain			■	■	
6.	Penyelesaian laporan penelitian				■	

### 3.2. Alat Dan Bahan Penelitian

Adapun alat dan bahan yang digunakan dalam studi numerik ini adalah :

#### 3.2.1 Alat

##### 1. Komputer dengan spesifikasi:

- Prosesor Intel(R) Xeon(R) CPU E3-1246 v3 @3.50Ghz 3.50Ghz
- Memori 8.00 GB
- SistemOperasi Windows 7 64-bit

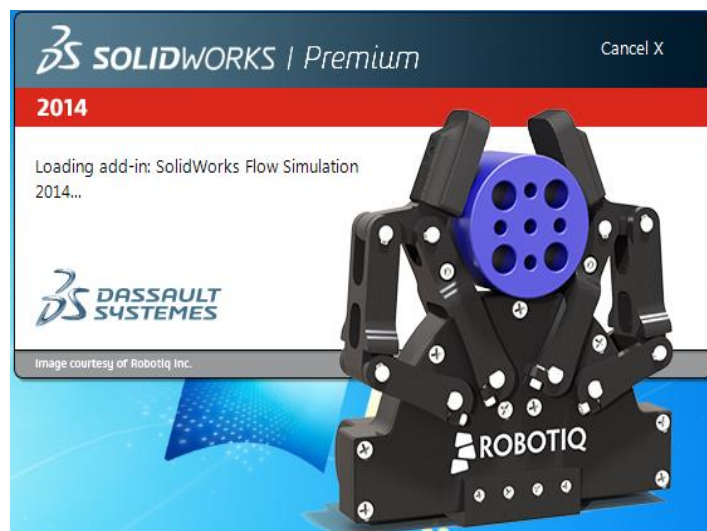


Gambar 3.1. Komputer Laboratorium Komputer Fakultas Teknik

## 2. Perangkat Lunak Solidworks 2014

Perangkat Lunak *solidwork* yang sudah terinstal pada komputer adalah *solidwork* 2014 64 bit yang didalamnya terdapat *sketch* gambar 3D adalah sebagai berikut:

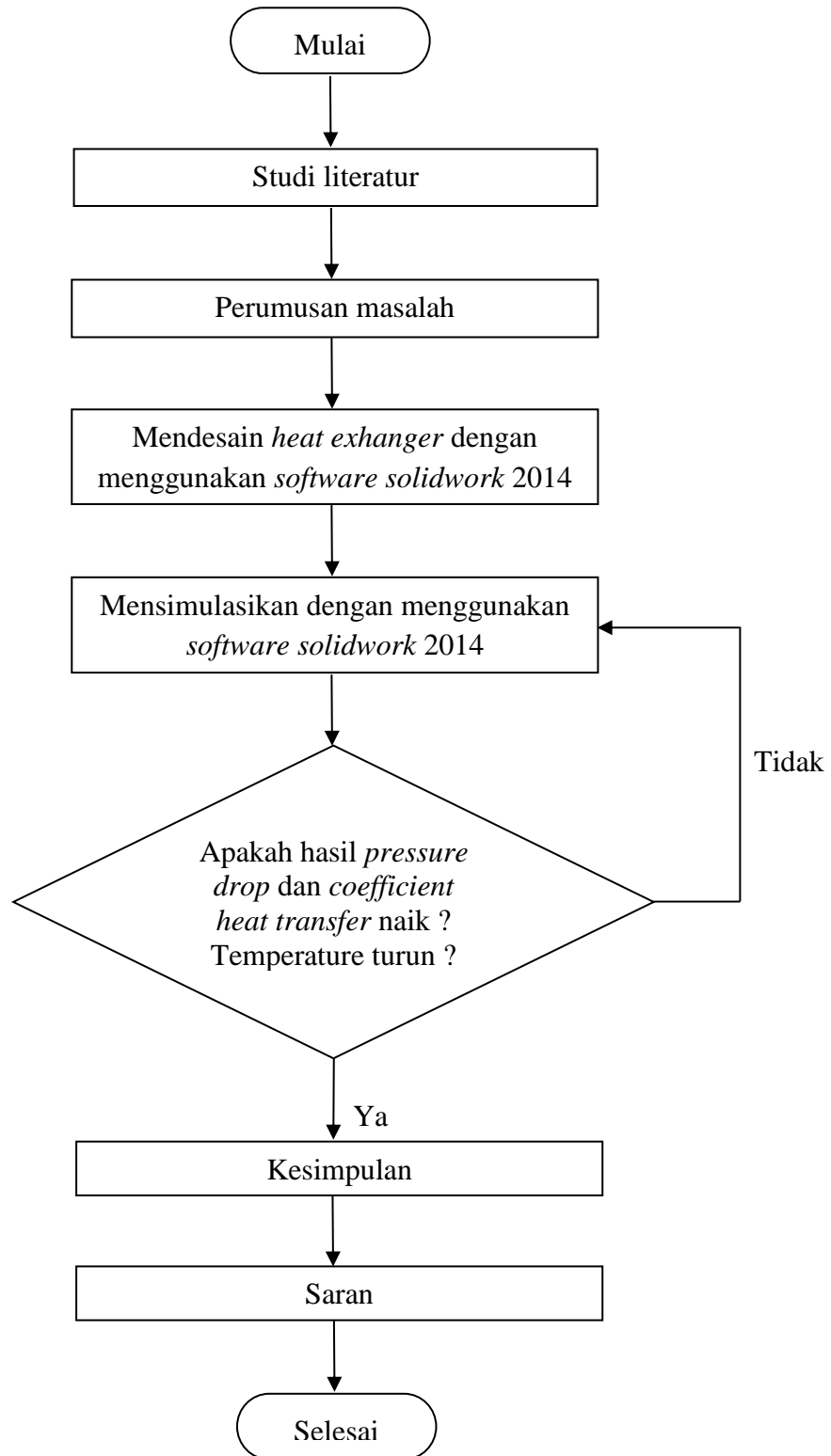
1. Processor : AMD with Radeon Support 64 bit Operation System
2. RAM : 4 GB or more
3. Disk Space : 5 GB or more



Gambar 3.2. Perangkat Lunak Solidworks 2014



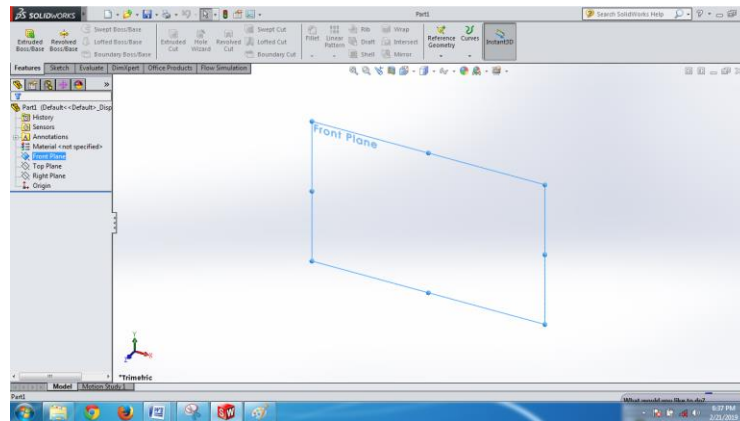
### 3.3 Diagram Alir Simulasi



Gambar 3.3 Diagram alir

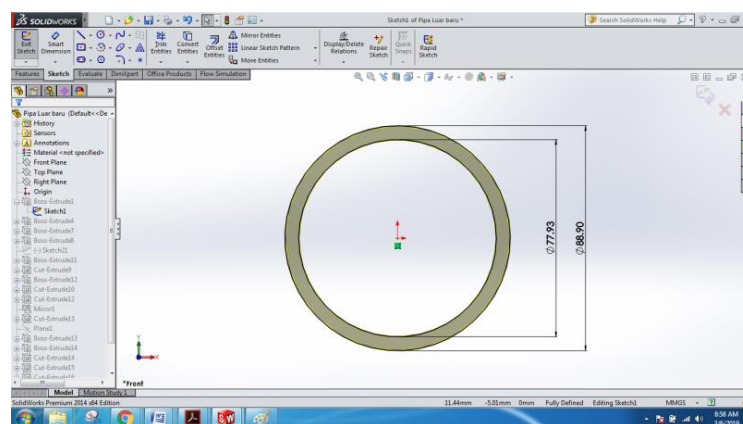
### 3.4 Proses pembuatan pipa dengan *Software Solidworks 2014*

Model *heat exchanger* yang akan dirancang adalah jenis pipa ganda dengan jenis aliran berlawanan, berikut ini adalah langkah-langkah perancangan model dengan menggunakan *software Solidworks 2014*.



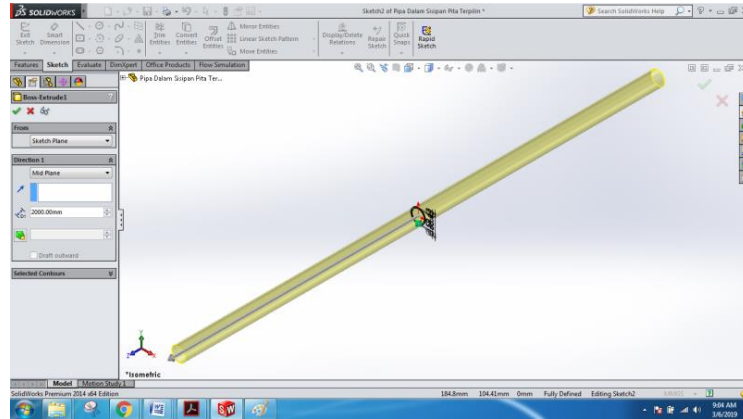
Gambar 3.4 Lembar kerja *solidworks 2014*

Pertama buka *software solidworks 2014* yang terinstal pada computer maka akan muncul jendela kerja *solidworks 2014*. Untuk memulai gambar gambar baru pilih dile, kemudian klik *New*, pilih *part* maka akan muncul lembar kerja *part* yang akan dibuat seperti gambar 3.3. Klik *sketch* pada *plane* dalam *feature manager*. Klik *circle* dan masukkan ukuran pipa luar diameter luar = 88,9 mm dan diameter dalam 77,93mm dan ukuran pipa dalam diameter luar =.60,45mm dan diameter dalam 52,63mm.



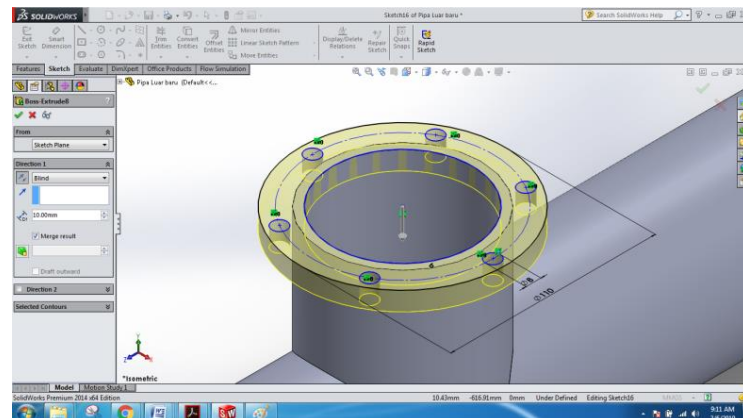
Gambar 3.5 *Sketch* pipa

Setelah desain ukuran telah dibuat pilih *features* lalu klik *extrude boss/base* dengan memasukkan nilai masing-masing 2000 mm untuk pipa luar, dan 1600 mm untuk pipa da sebagai nilai panjang masing-masing pipa.



Gambar 3.6. *Extrude sketch*

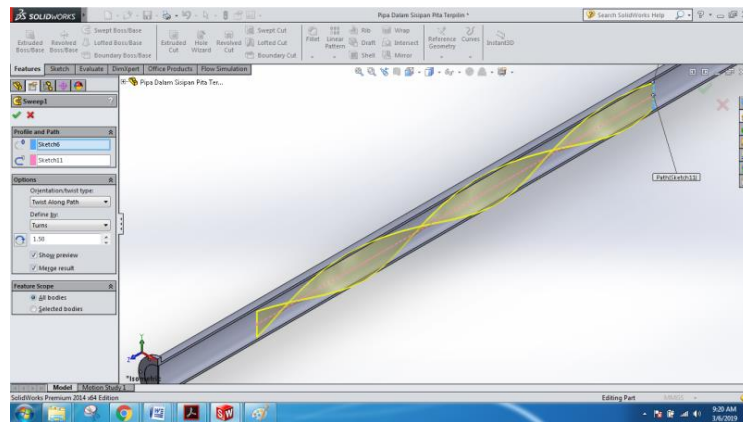
Kemudian membuat flange dengan klik *top plane* dan buat flange pada bagian ujung pipa luar dan pipa dalam



Gambar 3.7. Bentuk *flange* pipa

Membuat sisipan pita terpilin dalam pipa dengan memberi ukuran pada *center rectangle* pada pipa dalam lalu buat ukuran lebar = 1,5 mm dan Panjang = 45 mm. Setelah desain ukuran telah dibuat pilih *Feature* kemudian klik *extrude boos/base* dengan memasukkan nilai 800mm sebagai nilai panjang sisipan pita terpilin dalam pipa lalu mirror agar panjang menjadi 1600 mm. Membuat pita menjadi terpilin dengan cara pilih *Feature* lalu klik *Swept Boss/Base* kemudian pada options, pada menu *Orientation/twist type* dan pilih *Twist Along Path* lalu

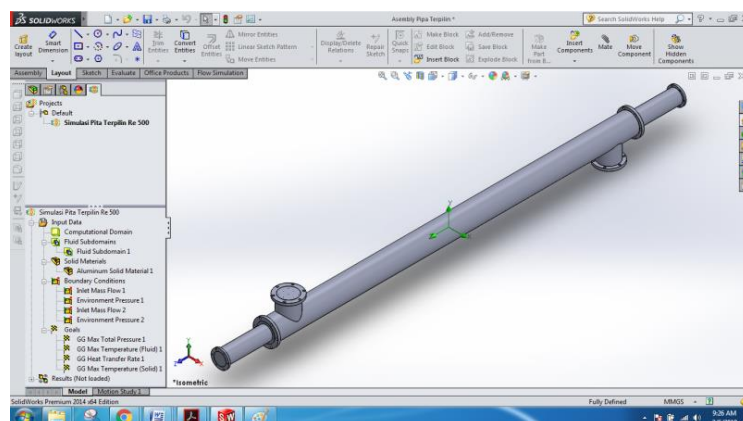
pada *Define by* pilih *Turns* kemudian isi *Angle defined in number of turn* 30.00 dan centang hijau.



Gambar 3.8. *Extrude sketch* dan pembuatan *pitch* pita terpelin

### 3.5 Proses *Assembly Part*

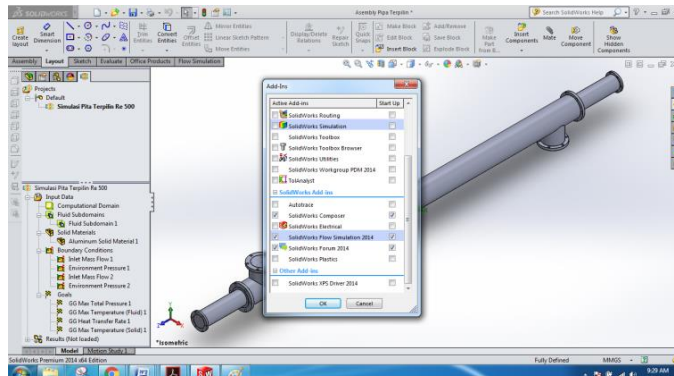
Menggabungkan kedua part pipa yang telah dibuat sebelumnya dengan cara membuka lembar baru klik *new* pilih *assembly* lalu *ok*. Memilih objek untuk dirakit (*assembling*) dengan cara klik *insert component* – *browse* – pilih objek yang telah dibuat – *open*. Menggabungkan objek yang akan dirakit melalui perintah *mate*, klik pipa luar yang berbentuk silinder, lalu klik pipa dalam yang berbentuk silinder juga klik tanda centak berwarna hijau.



Gambar 3.9. Menyatukan *part*

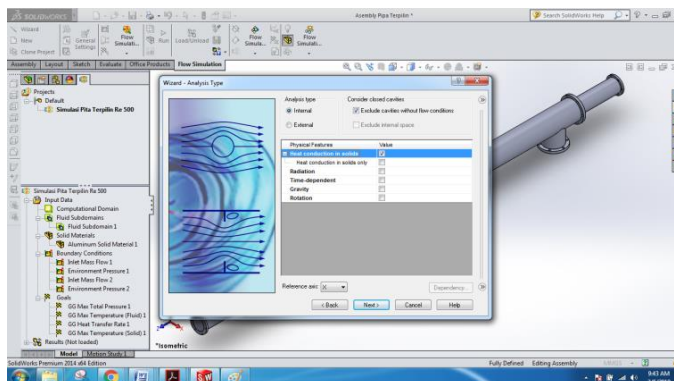
### 3.6 Proses Simulasi

Cara menampilkan *flow simulation* pada *menu bar* klik *add-ins* beri tanda centang pada kotak *flow simulation*.



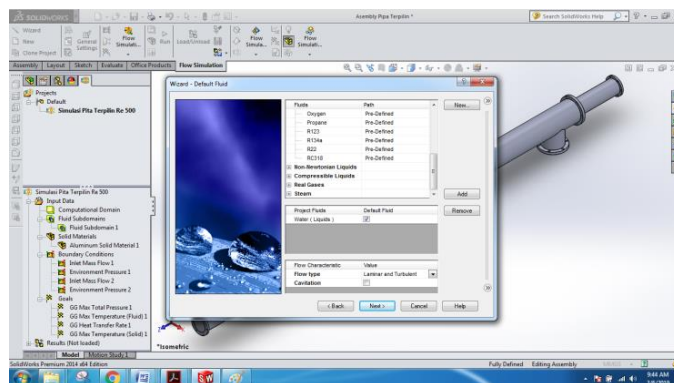
Gambar 3.10. Menambah menubar solidworks flow simulation

Melakukan simulasi aliran dengan langka klik pada *menu bar flow simulation – wizard* – klik *next* – beri tanda centang *heat conduction in solid* – *next*.



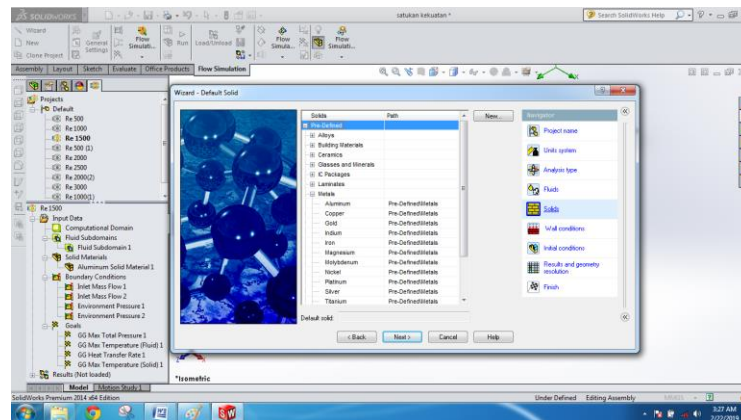
Gambar 3.11. Memulai simulasi

Memilih jenis fluida yang akan digunakan saat simulasi berhubung fluida maka yang digunakan adalah air lalu pilih *water*.



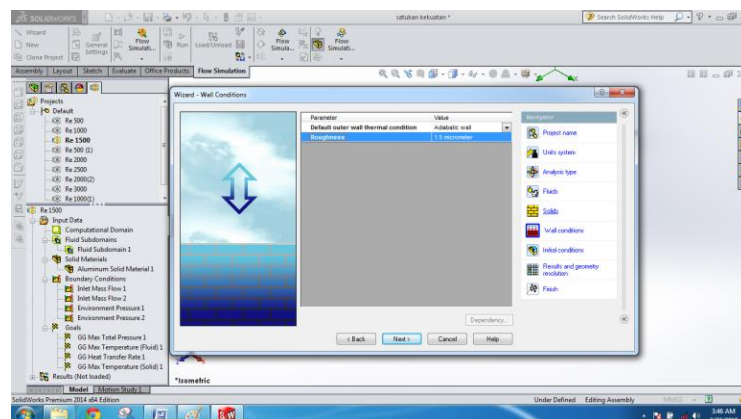
Gambar 3.12. Menentukan jenis fluida

Memilih jenis material yang akan digunakan pada simulasi yang dipilih yaitu material aluminium



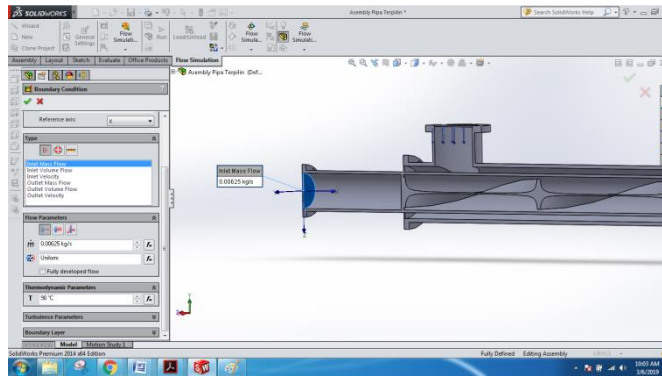
Gambar 3.13. Menentukan jenis material

Memasukan nilai angka kekasaran karena dengan menggunakan material jenis aluminium dengan standar kekasarannya adalah 1,3 - 1,5 micron maka isi nilai *roughness* dengan nilai 1,5 klik *next* untuk menuju langkah berikutnya.



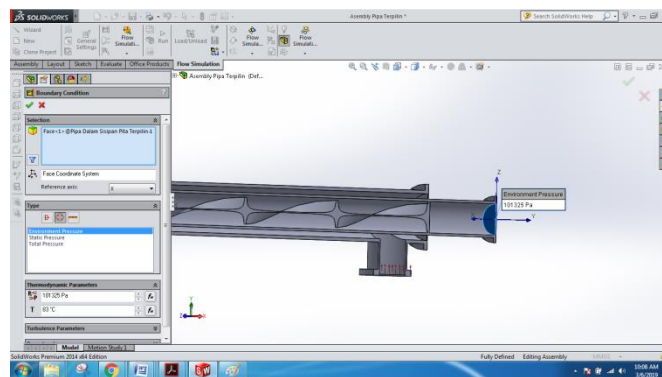
Gambar 3.14. Menentukan nilai kekasaran permukaan

Klik kanan pada *boundary condition* – klik *insert boundary condition* – klik *inlet mass flow*– masukan nilai massa alirannya missal 0,00625 – lalu klik *thermodynamic parameter* masukan nilai temperatur fluida masuk 90 °C.



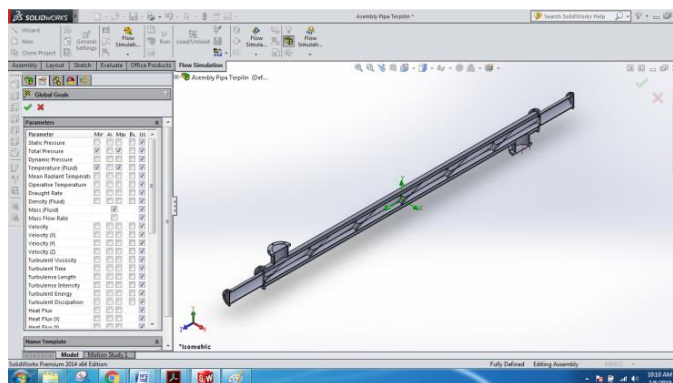
Gambar 3.15. Memasukkan besar kecepatan dan tempratur aliran

Klik kanan pada *boundary condition* – klik *insert boundary condition* – klik pada bagian *lid* yang akan dijadikan saluran keluar klik pada *type* – *pressure opening* – *environment pressure*. Kemudian lakukan juga pada pipa luar sama seperti perintah pada pipa dalam.



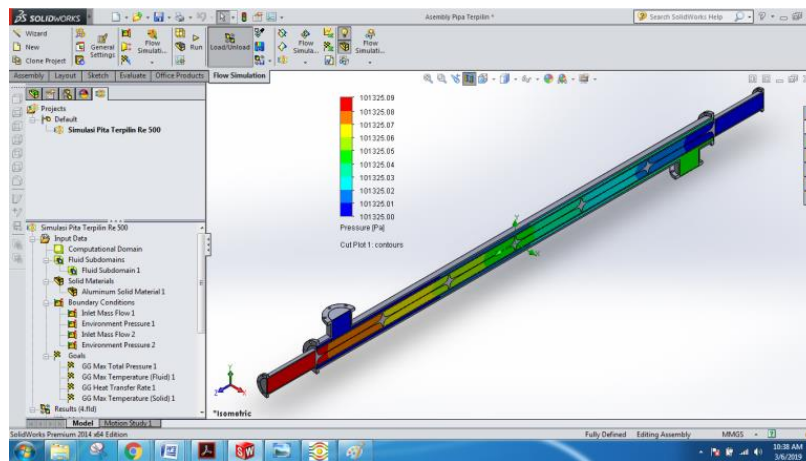
Gambar 3.16. Menentukan nilai pressure dan tempratur

Klik kanan pada *goal* – pilih *insert global goal* – klik centang pada kotak *total pressure (max)*, *temperature fluid (max)*, *temperature solid (max)* – *heat transfer rate (max)* dan klik pada centang hijau. Kemudian klik *run* dan tunggu sampai selesai.



Gambar 3.17. Menentukan goals

Apabila proses running sudah selesai maka klik *result* – klik *cut plot* – pilih *plane* atau bagian perpotongan yang ingin kita lihat hasil simulasinya misalnya *right plane* – klik tanda centang hijau.



Gambar 3.18. *Cut plot*



## BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil dari simulasi penelitian efek teknik perpindahan kalor menggunakan sisipan pita terpilin dalam pipa yang menggunakan perangkat lunak *Solidworks* 2014 disajikan dalam dua kali percobaan yaitu pipa dalam yang disisipkan dengan pita terpilin dan pipa dalam yang tidak di sisipkan pita terpilin. Masing-masing percobaan menggunakan variasi bilangan Reynolds (Re) dari 500 sampai 3000 dengan jarak 500, menjadi 6 variasi yang di konversikan menjadi 6 (enam) variasi pulapada laju aliran massa ( $\dot{m}$ ). Berikut ini adalah hasil dari simulasi teknik perpindahan kalor yang dikelompokkan berdasarkan variasi bilangan Reynolds yang di konversikan menjadi laju aliran massa dengan variasi kecepatan yang masuk kedalam saluran *inlet* pipa anulus dan pipa dalam pada alat perpindahan kalor.

### 4.1. Hasil Simulasi Pada Pipa Tanpa Sisipan Pita Terpilin

#### 4.1.1. Hasil Simulasi Pada Pipa Tanpa Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 500

➤  $\dot{m}_h$  pipa dalam

$$\dot{m}_h = \rho \cdot A \cdot V$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A}$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot d^2$$

$$\text{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

$$\text{Re} = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot A \cdot \nu}$$

$$\text{Re} = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \nu}$$

$$\dot{m}_h = \text{Re} \cdot \rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d \cdot \nu$$

$$\dot{m}_h = 500 \cdot 965,06 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,05236 \text{ m} \cdot 0,315 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} = 0,00625 \text{ kg/s}$$

➤  $\dot{m}_c$  pipa luar

$$\dot{m}_c = \rho \cdot A \cdot V$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A}$$

$$A = \frac{\pi(d_c^2 - d_h^2)}{4}$$

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

$$Re = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot A \cdot \nu}$$

$$Re = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \nu}$$

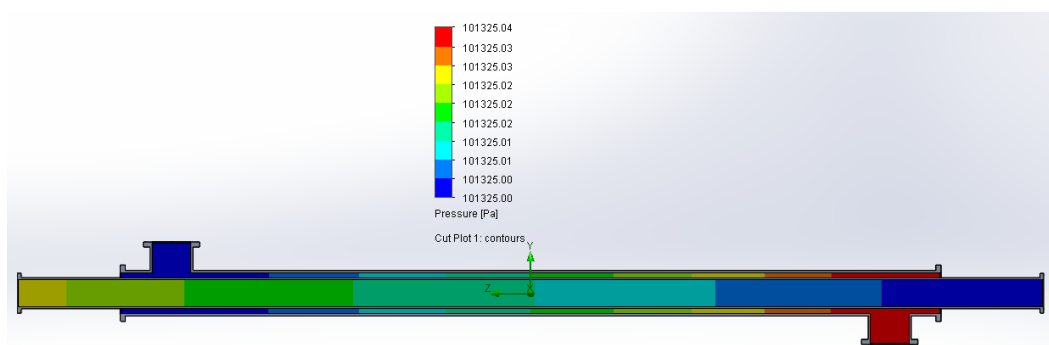
$$\dot{m}_c = Re \cdot \rho \cdot \frac{\pi(d_c^2 - d_h^2)}{4} \cdot \nu$$

$$\dot{m}_c = 500 \cdot 997,13 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{\pi(0,07793^2 - 0,06045^2)}{4} \cdot 0,890 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

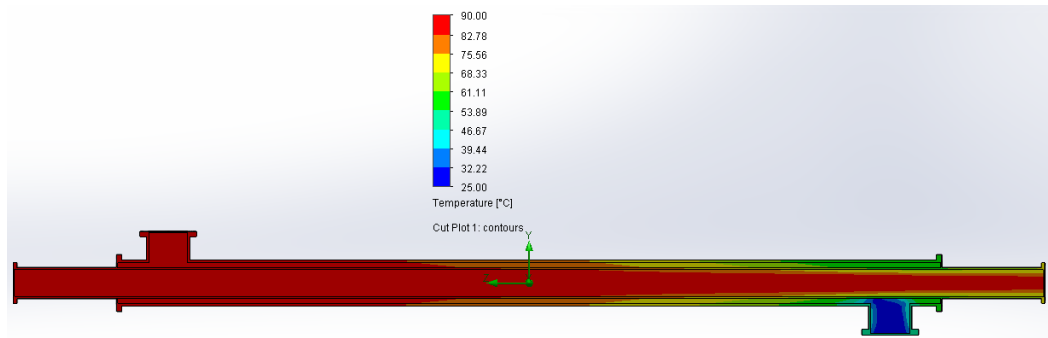
$$\dot{m}_c = 0,000843 \text{ kg/s}$$

Tabel 4.1. Hasil Simulasi Pada Pipa Tanpa Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 500

$\dot{m}_h$ 1	$\dot{m}_c$ 1	$\Delta P_h$	$\Delta P_c$	Th1	Th 2	Tc1	Tc 2	U
(kg/s)	(kg/s)	(Pa)	(Pa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(W/m <sup>2</sup> °C)
0,000843	0,00625	0,03	0,04	90	88,64	25	87,66	298.363



Gambar 4.1 Visualisasi *Pressure Drop* pada Bilangan Reynolds 500 tanpa sisipan pita terpilin



Gambar 4.2. Visualisasi Temperatur pada Bilangan Reynolds 500 tanpa sisipan pita terpilin

Pada hasil simulasi dengan nilai bilangan Reynolds 500 pipa polos menunjukkan bahwa pada gambar terlihat adanya *pressure drop* yaitu dengan cara tekanan maksimal dikurang tekanan minimal. Pada inlet pipa kecil didapat *pressure drop* sebesar 0,03 Pa. Kemudian Pada inlet pipa kecil terjadi *pressure drop* sebesar 0,04 Pa. Temperatur keluar pipa luar tercatat 88,64 °C dan temperatur keluar pada pipa luar tercatat 87,66 °C. Kemudian hasil pada *heat transfer coefficient* tercatat 298.363 W/m<sup>2</sup>°C.

#### 4.1.2. Hasil Simulasi Pada Pipa Tanpa Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 1000

➤  $\dot{m}_h$  pipa dalam

$$\dot{m}_h = \rho \cdot A \cdot V$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A}$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

$$Re = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot A \cdot \nu}$$

$$Re = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \nu}$$

$$\dot{m} = Re \cdot \rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d \cdot \nu$$

$$\dot{m} = 1000 \cdot 965,06 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,05236 \text{ m} \cdot 0,315 \cdot 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\dot{m} = 0,01256 \text{ kg/s}$$

➤  $\dot{m}_c$  pipa luar

$$\dot{m}_c = \rho \cdot A \cdot V$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A}$$

$$A = \frac{\pi(dc^2 - dh^2)}{4}$$

$$\text{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

$$\text{Re} = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot A \cdot \nu}$$

$$\text{Re} = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \nu}$$

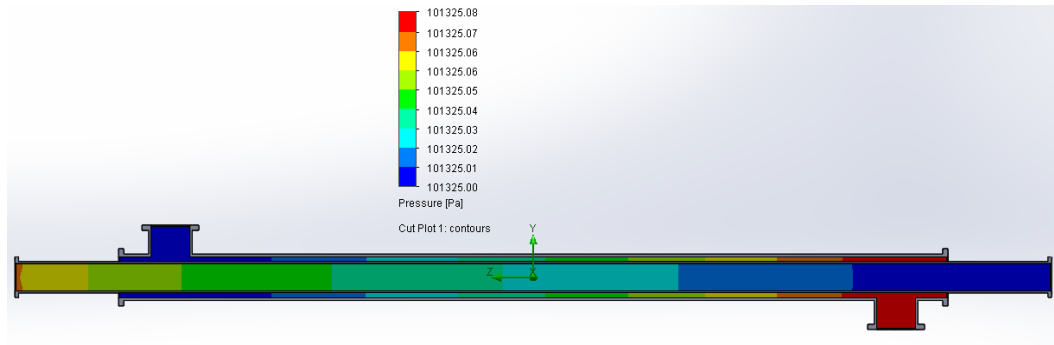
$$\dot{m}_c = \text{Re} \cdot \rho \cdot \frac{\pi(dc^2 - dh^2)}{4} \cdot \nu$$

$$\dot{m}_c = 1000 \cdot 997,13 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{\pi(0,07793^2 - 0,06045^2)}{4} \text{ m} \cdot 0,890 \cdot 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$$

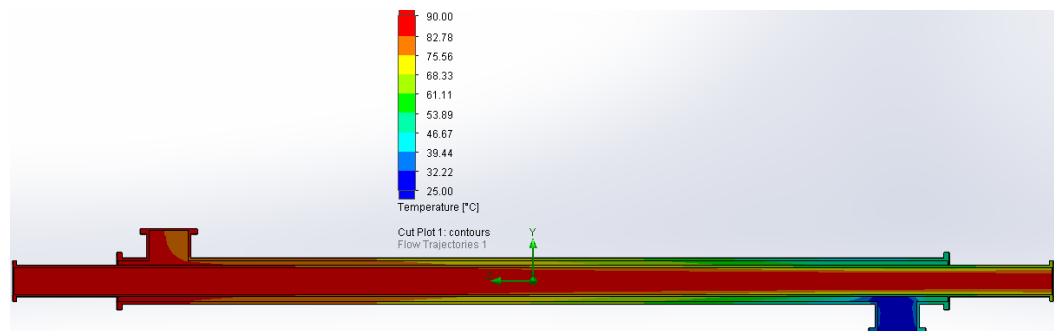
$$\dot{m}_c = 0,001686 \text{ kg/s}$$

Tabel 4.2. Hasil Simulasi Pada Pipa Tanpa Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 1000

$\dot{m}_h 1$	$\dot{m}_c 1$	$\Delta P_h$	$\Delta P_c$	Th1	Th2	Tc1	Tc2	U
(kg/s)	(kg/s)	(Pa)	(Pa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(W/m <sup>2</sup> °C)
0,01256	0,001686	0,06	0,08	90	87,26	25	82,37	328.998



Gambar 4.3. Visualisasi *Pressure Drop* pada Bilangan Reynolds 1000 tanpa sisipan pita terpilin



Gambar 4.4. Visualisasi Temperatur pada Bilangan Reynolds 1000 tanpa sisipan pita terpilin

Pada hasil simulasi dengan nilai bilangan Reynolds 1000 tanpa sisipan pita terpilin menunjukkan bahwa pada gambar terlihat adanya *pressure drop* yaitu dengan cara tekanan maksimal dikurang tekanan minimal. Pada inlet pipa kecil *pressure drop* sebesar 0,06 Pa. Kemudian Pada inlet pipa besar didapat *pressure drop* sebesar 0,08 Pa. Temperatur keluar pipa dalam tercatat 87,26°C dan temperatur keluar pada pipa luar tercatat 82,37°C. Kemudian hasil pada *heat transfer coefficient* tercatat 328.998 W/m<sup>2</sup>°C.

#### 4.1.3 Hasil Simulasi Pada Pipa Tanpa Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 1500

➤  $\dot{m}_h$  pipa dalam

$$\dot{m}_h = \rho \cdot A \cdot V$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A}$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot d^2$$

$$\text{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

$$\text{Re} = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot A \cdot \nu}$$

$$\text{Re} = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \nu}$$

$$\dot{m} = \text{Re} \cdot \rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d \cdot \nu$$

$$\dot{m} = 1500 \cdot 965,06 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,05236 \text{ m} \cdot 0,315 \cdot 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\dot{m} = 0,01884 \text{ kg/s}$$

➤  $\dot{m}_c$  pipa luar

$$\dot{m}_c = \rho \cdot A \cdot V$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A}$$

$$A = \frac{\pi(dc^2 - dh^2)}{4}$$

$$\text{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

$$\text{Re} = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot A \cdot \nu}$$

$$\text{Re} = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \nu}$$

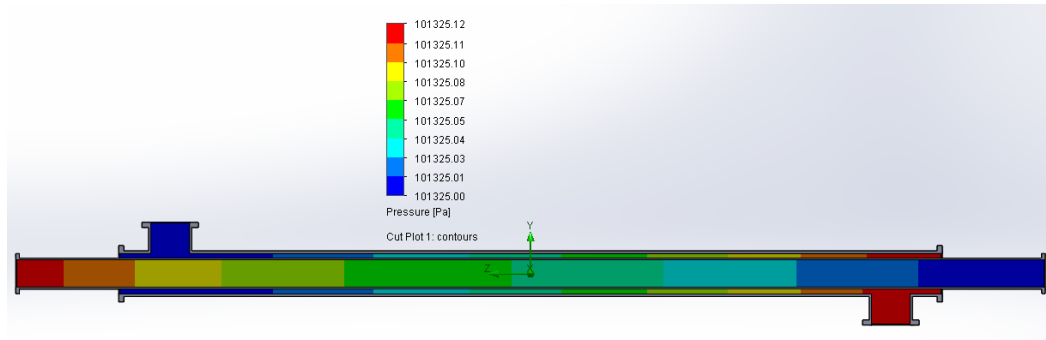
$$\dot{m}_c = \text{Re} \cdot \rho \cdot \frac{\pi(dc^2 - dh^2)}{4} \cdot \nu$$

$$\dot{m}_c = 1500 \cdot 997,13 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{\pi(0,07793^2 - 0,06045^2) \text{ m}}{4} \cdot 0,890 \cdot 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$$

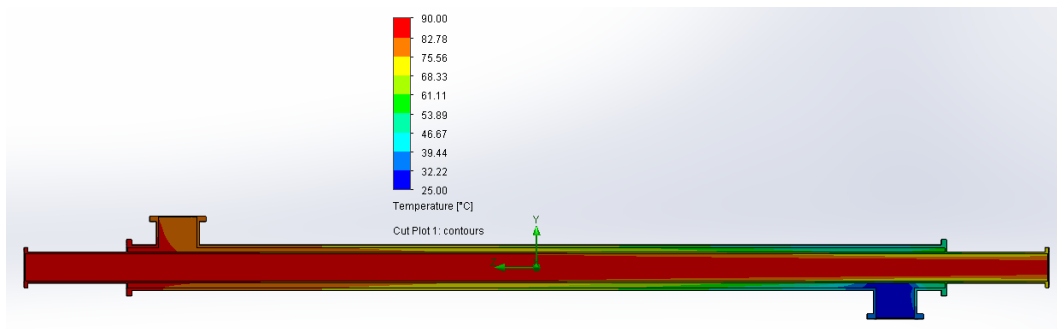
$$\dot{m}_c = 0,002529 \text{ kg/s}$$

Tabel 4.3. Hasil Simulasi Pada Pipa Tanpa Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 1500

$\dot{m}_h$ 1	$\dot{m}_c$ 1	$\Delta P_h$	$\Delta P_c$	$Th1$	$Th2$	$Tc1$	$Tc2$	U
(kg/s)	(kg/s)	(Pa)	(Pa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(W/m <sup>2</sup> °C)
0,01884	0,002529	0,12	0,12	90	85,16	25	79,53	374.445



Gambar 4.5. Visualisasi *Pressure Drop* pada Bilangan Reynolds 1500 tanpa sisipan pita terpilin



Gambar 4.6. Visualisasi Temperatur pada Bilangan Reynolds 1500 tanpa sisipan pita terpilin

Pada hasil simulasi dengan nilai bilangan Reynolds 1500 tanpa sisipan pita terpilin menunjukkan bahwa pada gambar terlihat adanya *pressure drop* yaitu dengan cara tekanan maksimal dikurang tekanan minimal. Pada inlet pipa kecil terjadi *pressure drop* sebesar 0,12 Pa. Kemudian Pada inlet pipa besar didapat *pressure drop* sebesar 0,12 Pa. Temperatur keluar pipa dalam tercatat 85,16 °C dan temperatur keluar pada pipa luar tercatat 79,53°C. Kemudian hasil pada *heat transfer coefficient* tercatat 374.445 W/m<sup>2</sup>°C.

## 4.2. Hasil Simulasi Pada Pipa Dengan Sisipan Pita Terpilin

### 4.2.1. Hasil Simulasi Pada Pipa Dengan Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 500

➤  $\dot{m}_h$  pipa dalam

$$\dot{m}_h = \rho \cdot A \cdot V$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A}$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot d^2$$

$$\text{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

$$\text{Re} = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot A \cdot \nu}$$

$$\text{Re} = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \nu}$$

$$\dot{m} = \text{Re} \cdot \rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d \cdot \nu$$

$$\dot{m} = 500 \cdot 965,06 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,05236 \text{ m} \cdot 0,315 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\dot{m} = 0,00625 \text{ kg/s}$$

➤  $\dot{m}_c$  pipa luar

$$\dot{m}_c = \rho \cdot A \cdot V$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A}$$

$$A = \frac{\pi(d_c^2 - d_h^2)}{4}$$

$$\text{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

$$\text{Re} = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot A \cdot \nu}$$

$$\text{Re} = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \nu}$$



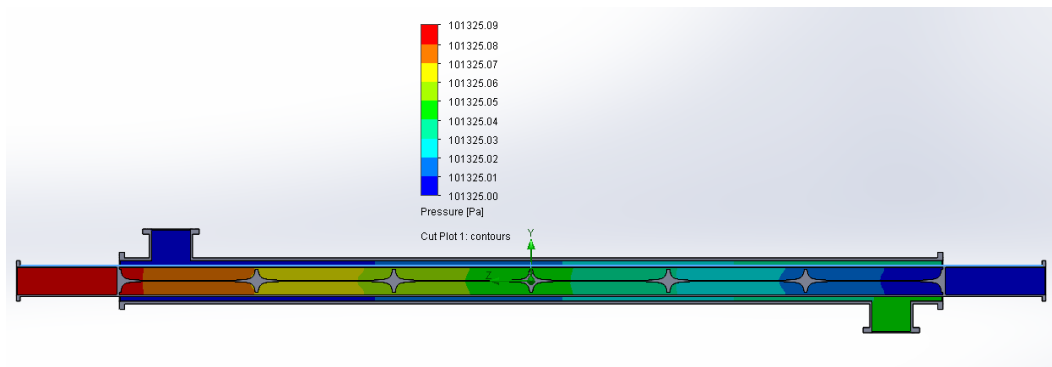
$$\dot{m}_c = Re \cdot \rho \cdot \frac{\pi(dc^2 - dh^2)}{4} \cdot v$$

$$\dot{m}_c = 500 \cdot 997,13 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{\pi(0,07793^2 - 0,06045^2) \text{ m}}{4} \cdot 0,890 \cdot 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$$

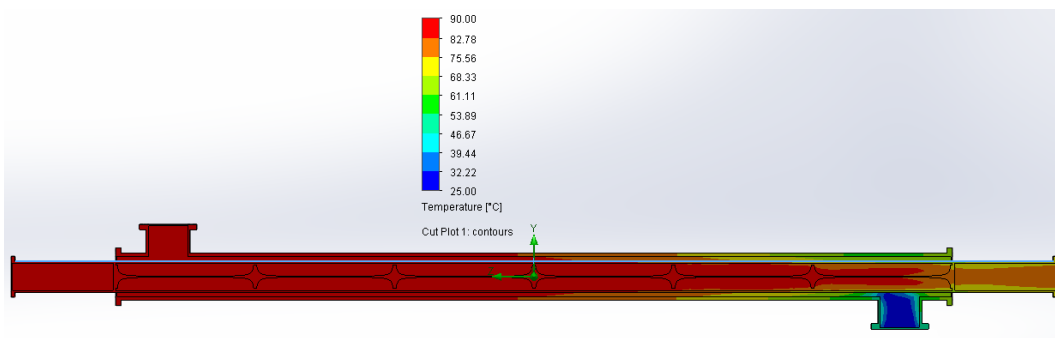
$$\dot{m}_c = 0,000843 \text{ kg/s}$$

Tabel 4.4. Hasil Simulasi Pada Pipa Dengan Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 500

$\dot{m}_h$ 1	$\dot{m}_c$ 1	$\Delta P_h$	$\Delta P_c$	Th1	Th2	Tc1	Tc2	U
(kg/s)	(kg/s)	(Pa)	(Pa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(W/m <sup>2</sup> °C)
0,00625	0,000843	0,08	0,04	90	79,04	25	88,76	299.017



Gambar 4.7. Visualisasi *Pressure Drop* pada Bilangan Reynolds 500 dengan sisipan pita terpilin



Gambar 4.8. Visualisasi Temperatur pada Bilangan Reynolds 500 dengan sisipan pita terpilin

Pada hasil simulasi dengan nilai bilangan Reynolds 500 dengan sisipan pita terpilin menunjukkan bahwa pada gambar terlihat adanya *pressure drop* yaitu dengan cara tekanan maksimal dikurang tekanan minimal. Pada inlet pipa kecil didapat *pressure drop* sebesar 0,08 Pa. Kemudian Pada inlet pipa besar terjadi

pressure drop sebesar 0,04 Pa. Temperatur keluar pipa dalam tercatat 79,04°C dan temperatur keluar pada pipa luar tercatat 88,76°C. Kemudian hasil pada Heat Transfer Coefficient tercatat 299.017 W/m<sup>2</sup>°C.

#### 4.2.2. Hasil Simulasi Pada Pipa Dengan Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 1000

➤  $\dot{m}_h$  pipa dalam

$$\dot{m}_h = \rho \cdot A \cdot V$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A}$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot d^2$$

$$\text{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

$$\text{Re} = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot A \cdot \nu}$$

$$\text{Re} = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \nu}$$

$$\dot{m} = \text{Re} \cdot \rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d \cdot \nu$$

$$\dot{m} = 1000 \cdot 965,06 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,05236 \text{ m} \cdot 0,315 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\dot{m} = 0,01256 \text{ kg/s}$$

➤  $\dot{m}_c$  pipa luar

$$\dot{m}_c = \rho \cdot A \cdot V$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A}$$

$$A = \frac{\pi(dc^2 - dh^2)}{4}$$

$$\text{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

$$Re = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot A \cdot v}$$

$$Re = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot v}$$

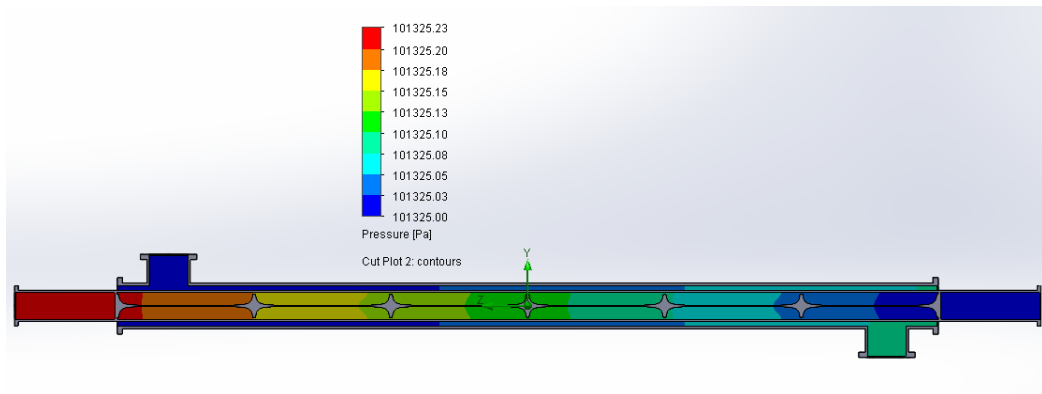
$$\dot{m}_c = Re \cdot \rho \cdot \frac{\pi (dc^2 - dh^2)}{4} \cdot v$$

$$\dot{m}_c = 1000 \cdot 997,13 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{\pi (0,07793^2 - 0,06045^2) \text{ m}}{4} \cdot 0,890 \cdot 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$$

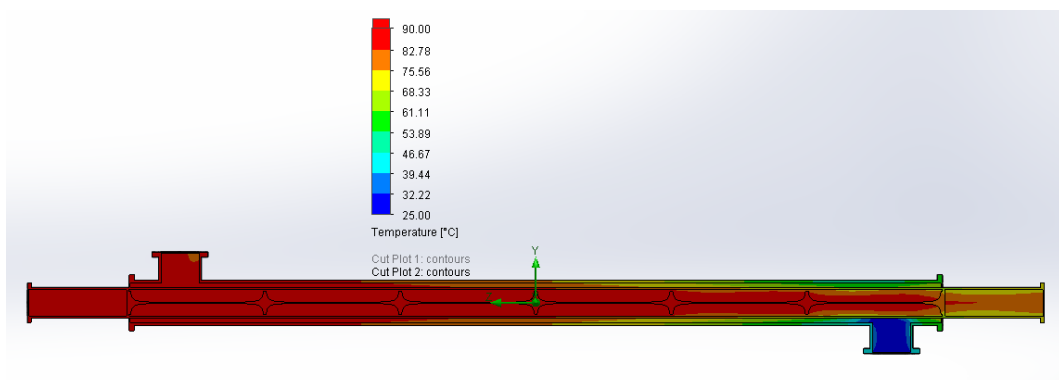
$$\dot{m}_c = 0,001686 \text{ kg/s}$$

Tabel 4.5. Hasil Simulasi Pada Pipa Dengan Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 1000

$\dot{m}_h 1$	$\dot{m}_c 1$	$\Delta P_h$	$\Delta P_c$	Th1	Th2	Tc1	Tc2	U
(kg/s)	(kg/s)	(Pa)	(Pa)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(W/m <sup>2</sup> °C)
0,01256	0,001686	0,23	0,08	90	81,74	25	85,87	356.233



Gambar 4.9. Visualisasi *Pressure Drop* pada Bilangan Reynolds 1000 dengan sisipan pita terpilin



Gambar 4.10. Visualisasi Temperatur pada Bilangan Reynolds 1000 dengan sisipan pita terpilin

Pada hasil simulasi dengan nilai bilangan Reynolds 1000 dengan sisipan pita terpilin menunjukkan bahwa pada gambar terlihat adanya *pressure drop* yaitu dengan cara tekanan maksimal dikurang tekanan minimal. Pada inlet pipa kecil \didapat *pressure drop* sebesar 0,23 Pa. Kemudian Pada inlet pipa besar didapat *pressure drop* sebesar 0,08 Pa. Temperatur keluar pipa dalam tercatat 81,74°C dan temperatur keluar pada pipa luar tercatat 85,87°C. Kemudian hasil pada Heat Transfer Coefficient tercatat 356.233 W/m<sup>2</sup>°C.

#### 4.2.3. Hasil Simulasi Pada Pipa Dengan Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 1500

➤  $\dot{m}_h$  pipa dalam

$$\dot{m}_h = \rho \cdot A \cdot V$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A}$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$\text{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

$$\text{Re} = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot A \cdot \nu}$$

$$\text{Re} = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \nu}$$

$$\dot{m} = \text{Re} \cdot \rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d \cdot \nu$$

$$\dot{m} = 1500 \cdot 965,06 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,05236 \text{ m} \cdot 0,315 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\dot{m} = 0,01884 \text{ kg/s}$$

➤  $\dot{m}_c$  pipa luar

$$\dot{m}_c = \rho \cdot A \cdot V$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A}$$

$$A = \frac{\pi(dc^2 - dh^2)}{4}$$

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

$$Re = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot A \cdot \nu}$$

$$Re = \frac{\dot{m} \cdot d}{\rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \nu}$$

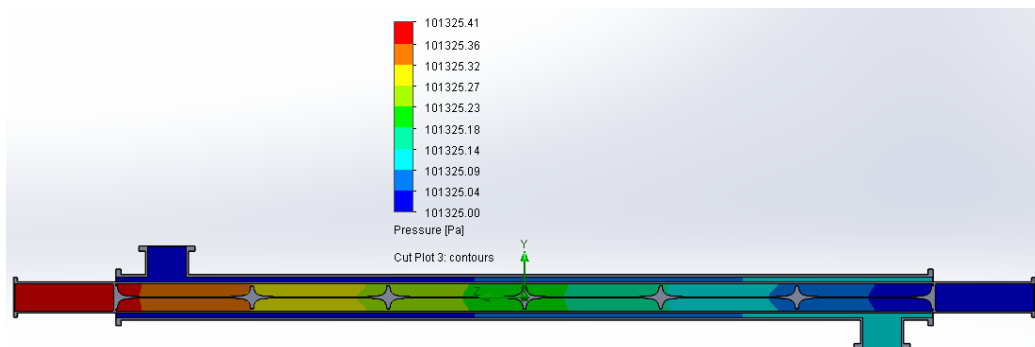
$$\dot{m}_c = Re \cdot \rho \cdot \frac{\pi(dc^2 - dh^2)}{4} \cdot \nu$$

$$\dot{m}_c = 1500 \cdot 997,13 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{\pi(0,07793^2 - 0,06045^2)m}{4} \cdot 0,890 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

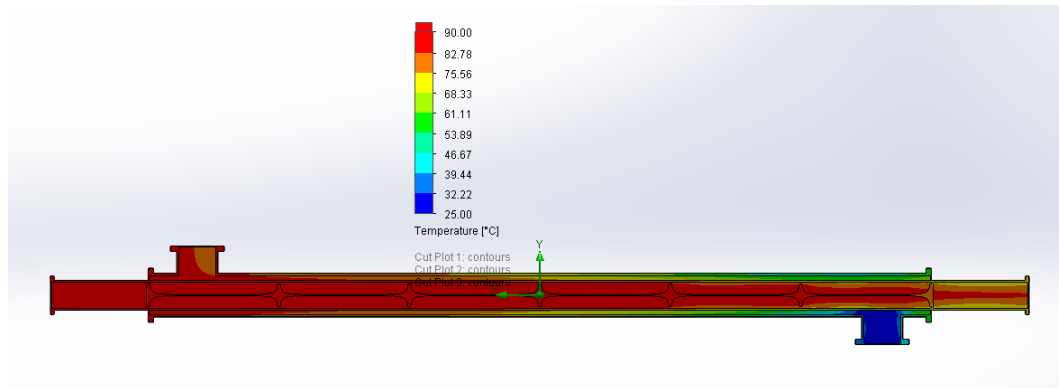
$$\dot{m}_c = 0,002529 \text{ kg/s}$$

Tabel 4.6. Hasil Simulasi Pada Pipa Dengan Sisipan Pita Terpilin Dengan Bilangan Reynold 1500

$\dot{m}_h$ 1 (kg/s)	$\dot{m}_c$ 1 (kg/s)	$\Delta P_h$ (Pa)	$\Delta P_c$ (Pa)	Th1 (°C)	Th2 (°C)	Tc1 (°C)	Tc2 (°C)	U (W/m <sup>2</sup> °C)
0,0188	0,002529	0,4	0,12	90	82,98	25	82,08	457,939



Gambar 4.11. Visualisasi *Pressure Drop* pada Bilangan Reynolds 1500 dengan sisipan pita terpilin



Gambar 4.12. Visualisasi Temperatur pada Bilangan Reynolds 1500 dengan sisipan pita terpilin

Pada hasil simulasi dengan nilai bilangan Reynolds 1500 dengan sisipan pita terpilin menunjukkan bahwa pada gambar terlihat adanya *pressure drop* yaitu dengan cara tekanan maksimal dikurang tekanan minimal. Pada inlet pipa kecil terjadi *pressure drop* sebesar 0,40 Pa. Kemudian Pada inlet pipa besar didapat *pressure drop* sebesar 0,12 Pa. Temperatur keluar pipa dalam tercatat 82,98°C dan temperatur keluar pada pipa luar tercatat 82,08°C. Kemudian hasil pada Heat Transfer Coefficient tercatat 457.939 W/m<sup>2</sup> °C.

Berikut ini hasil pengolahan semua data simulasi variasi bilangan Reynolds yang disusun ke dalam tabel dan grafik. Grafik ini terdiri dari beberapa hubungan antar variabel yang diamati, yaitu grafik koefisien perpindahan kalor (Uc), penurunan tekanan ( $\Delta P$ ). Dari berbagai grafik tersebut diharapkan dapat mengungkap fenomena yang menjadi permasalahan dalam simulasi ini yaitu perpindahan panas dan penurunan tekanan aliran berlawanan pada alat penukar kalor pipa ganda yang tercantum sebagai berikut.

Tabel 4.7. Hasil Perhitungan Variasi Bilangan Reynolds Terhadap Beberapa Parameter Tanpa Sisipan Pita Terpilin

No	Reynolds	m Pipa Dalam (kg/s)	m Pipa Luar (kg/s)	Tekanan Masuk Pipa Dalam (Pa)	Tekanan Keluar Pipa Dalam (Pa)	Th in (°C)	Th out (°C)
1	500	0,00625	0,000843	101325,03	101325	90	88,64
2	1000	0,01256	0,001686	101325,06	101325	90	87,26
3	1500	0,01884	0,002529	101325,12	101325	90	85,16
4	2000	0,02513	0,003372	101325,19	101325	90	84,42
5	2500	0,03141	0,004215	101325,27	101325	90	84,35
6	3000	0,03769	0,005058	101325,35	101325	90	84,26

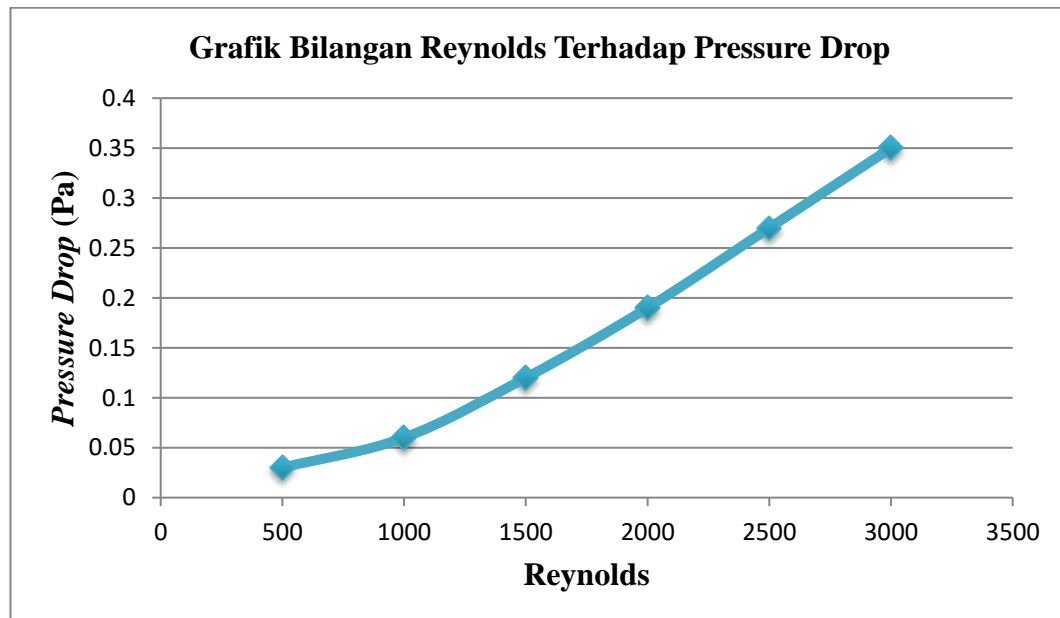
Tekanan Masuk Pipa Luar (Pa)	Tekanan Keluar Pipa Luar (Pa)	Tc in (°C)	Tc out (°C)	$\Delta P$ Pipa Dalam (Pa)	$\Delta P$ Pipa Luar (Pa)	Heat Transfer Coefficient [W/m <sup>2</sup> °C]
101325,04	101325	25	87,66	0,03	0,04	298.363
101325,08	101325	25	82,37	0,06	0,08	328.998
101325,12	101325	25	79,53	0,12	0,12	374.445
101325,17	101325	25	76,77	0,19	0,17	433.196
101325,22	101325	25	75,16	0,27	0,22	480.753
101325,28	101325	25	74,32	0,35	0,28	518.934

#### 4.3. Grafik Pembahasan Simulasi Perpindahan Panas Tanpa Sisipan Pita Terpilin Dalam Pipa

Setelah seluruh perhitungan telah dilakukan, selanjutnya hasil perhitungan dari simulasi tanpa sisipan terpilin dalam pipa yang diperoleh dapat ditampilkan dalam bentuk grafik. Dari grafik dapat disimpulkan bahwa keseluruhan jenis aliran fluida yang disimulasikan saling berhubungan. Adapun beberapa grafik yang ditampilkan diantaranya adalah:

Tabel 4.8. Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap *Pressure Drop* Pada Pipa Dalam Tanpa Sisipan Pita Terpilin

No	Reynolds	$\Delta P$ Pipa Dalam (Pa)
1	500	0,03
2	1000	0,06
3	1500	0,12
4	2000	0,19
5	2500	0,27
6	3000	0,35



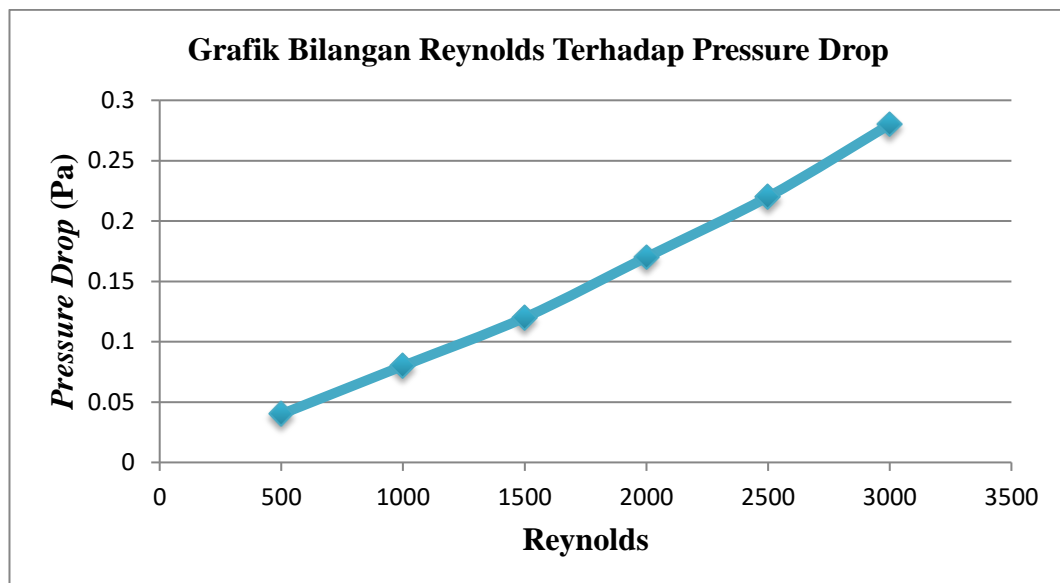
Gambar 4.13. Grafik Bilangan Reynolds Terhadap *Pressure Drop* Pada Pipa Dalam Tanpa Sisipan Pita Terpilin



Dari grafik perbandingan antara nilai bilangan Reynolds terhadap *Pressure Drop* dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi bilangan Reynolds yang divariasikan maka nilai dari pada *Pressure Drop* itu sendiri akan semakin besar. Dengan kata lain besaran bilangan Reynolds berbanding lurus dengan *Pressure Drop* jika memenuhi ketentuan-ketentuan perhitungan yang berlaku.

Tabel 4.9. Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap *Pressure Drop* Pada Pipa Luar Tanpa Sisipan Pita Terpilin

No	Reynolds	$\Delta P$ Pipa Luar (Pa)
1	500	0,04
2	1000	0,08
3	1500	0,12
4	2000	0,17
5	2500	0,22
6	3000	0,28



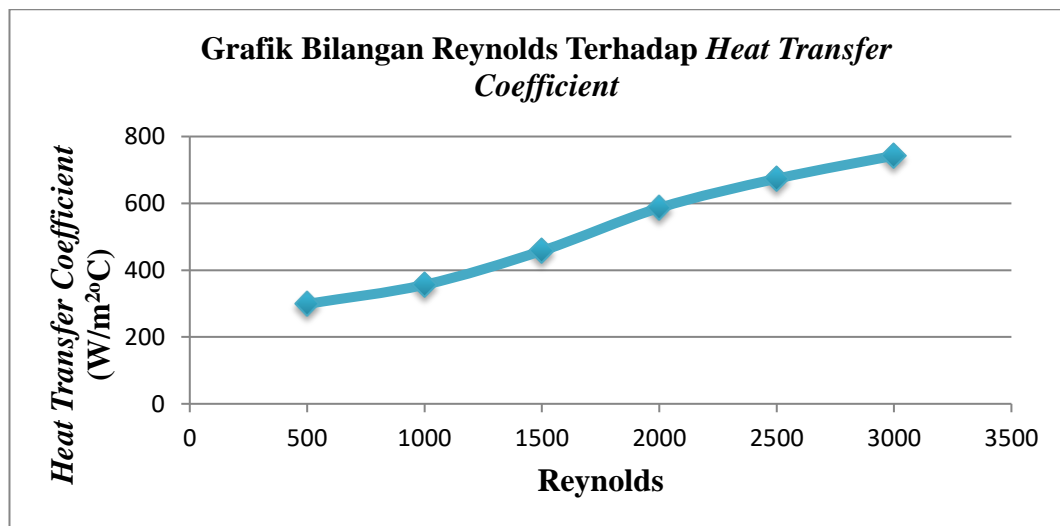
Gambar 4.14. Grafik Bilangan Reynolds Terhadap *Pressure Drop* Pada Pipa Luar Tanpa Sisipan Pita Terpilin

Dari grafik perbandingan antara nilai bilangan Reynolds terhadap *Pressure Drop* dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi bilangan Reynolds yang divariasikan maka nilai dari pada *Pressure Drop* itu sendiri akan semakin besar.

Dengan kata lain besaran bilangan Reynolds berbanding lurus dengan *Pressure Drop* jika memenuhi ketentuan-ketentuan perhitungan yang berlaku.

Tabel 4.10. Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap *Heat Transfer Coefficient* Pada Pipa Tanpa Sisipan Pita Terpilin

No	Reynolds	Heat Transfer Coefficient [W/m <sup>2</sup> °C]
1	500	298.363
2	1000	328.998
3	1500	374.445
4	2000	433.196
5	2500	480.753
6	3000	518.934

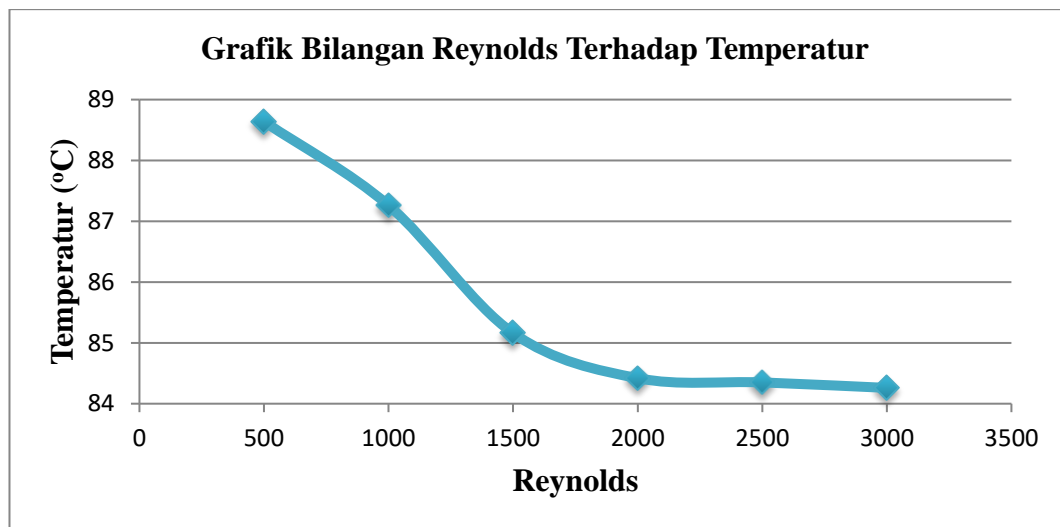


Gambar 4.15. Grafik Bilangan Reynolds Terhadap *Heat Transfer Coefficient* Pada Pipa Tanpa Sisipan Pita Terpilin

Dari grafik perbandingan antara nilai bilangan Reynolds terhadap *Heat Transfer Coefficient* dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi bilangan Reynolds yang divariasikan maka nilai dari pada *Heat Transfer Coefficient* itu sendiri akan semakin besar. Dengan kata lain besaran bilangan Reynolds berbanding lurus dengan *Heat Transfer Coefficient* jika memenuhi ketentuan-ketentuan perhitungan yang berlaku.

Tabel 4.11. Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap Temperatur Pada Pipa dalam Tanpa Sisipan Pita Terpilin

No	Reynolds	Temperatur keluar pipa dalam (°C)
1	500	88,64
2	1000	87,26
3	1500	85,16
4	2000	84,42
5	2500	84,35
6	3000	84,26



Gambar 4.16. Grafik Bilangan Reynolds Terhadap Temperatur Pada Pipa Tanpa Sisipan Pita Terpilin

Dari grafik perbandingan antara nilai bilangan Reynolds terhadap temperatur pada pipa dalam tanpa sisipan pita terpilin dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi bilangan Reynolds yang divariasikan maka temperatur akan semakin turun. Dengan kata lain besaran bilangan bilangan Reynolds berbanding terbalik terhadap temperatur.

Tabel 4.12. Hasil Perhitungan Variasi Bilangan Reynolds Terhadap Beberapa Parameter Dengan Sisipan Pita Terpilin

No	Reynolds	m Pipa Dalam (kg/s)	m Pipa Luar (kg/s)	Tekanan Masuk Pipa Dalam (Pa)	Tekanan Keluar Pipa Dalam (Pa)	Th in (°C)	Th out (°C)
1	500	0,00625	0,000843	101325,08	101325	90	79,04
2	1000	0,01256	0,001686	101325,23	101325	90	81,74
3	1500	0,01884	0,002529	101325,40	101325	90	82,98
4	2000	0,02513	0,003372	101325,60	101325	90	83,42
5	2500	0,03141	0,004215	101325,81	101325	90	83,73
6	3000	0,03769	0,005058	101326,02	101325	90	84,01

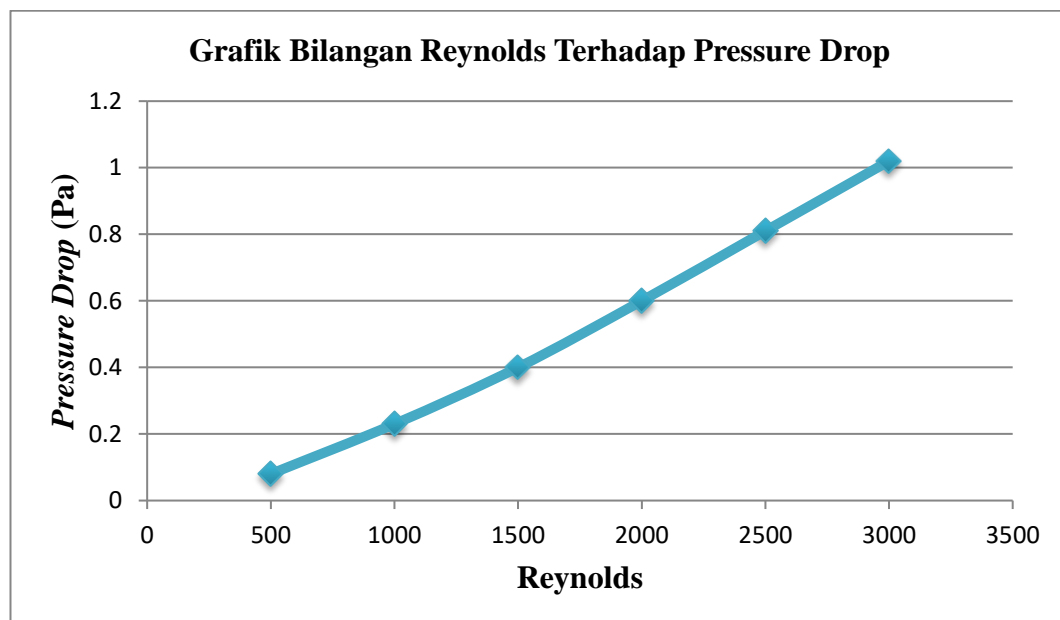
Tekanan Masuk Pipa Luar (Pa)	Tekanan Keluar Pipa Luar (Pa)	Tc in (°C)	Tc out (°C)	$\Delta P$ Pipa Dalam (Pa)	$\Delta P$ Pipa Luar (Pa)	Heat Transfer Coefficient [W/m <sup>2</sup> °C]
101325,04	101325	25	88,76	0,08	0,04	299.017
101325,08	101325	25	85,87	0,23	0,08	356.233
101325,12	101325	25	82,08	0,4	0,12	457.939
101325,17	101325	25	79,31	0,6	0,17	586.344
101325,22	101325	25	76,85	0,81	0,22	673.691
101325,28	101325	25	75,62	1,02	0,28	742.513

#### 4.4. Grafik Pembahasan Simulasi Perpindahan Kalor Dengan Sisipan Pita Terpilin Dalam Pipa

Setelah seluruh perhitungan telah dilakukan, selanjutnya hasil perhitungan dari simulasi dengan menggunakan sisipan pita terpilin yang diperoleh dapat ditampilkan dalam bentuk grafik. Dari grafik dapat disimpulkan bahwa keseluruhan jenis aliran fluida yang disimulasikan saling berhubungan. Adapun beberapa grafik yang ditampilkan diantaranya adalah:

Tabel 4.13. Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap *Pressure Drop* Pada Pipa Dalam Dengan Sisipan Pita Terpilin

No	Reynolds	$\Delta P$ Pipa Dalam (Pa)
1	500	0,08
2	1000	0,23
3	1500	0,4
4	2000	0,6
5	2500	0,81
6	3000	1,02

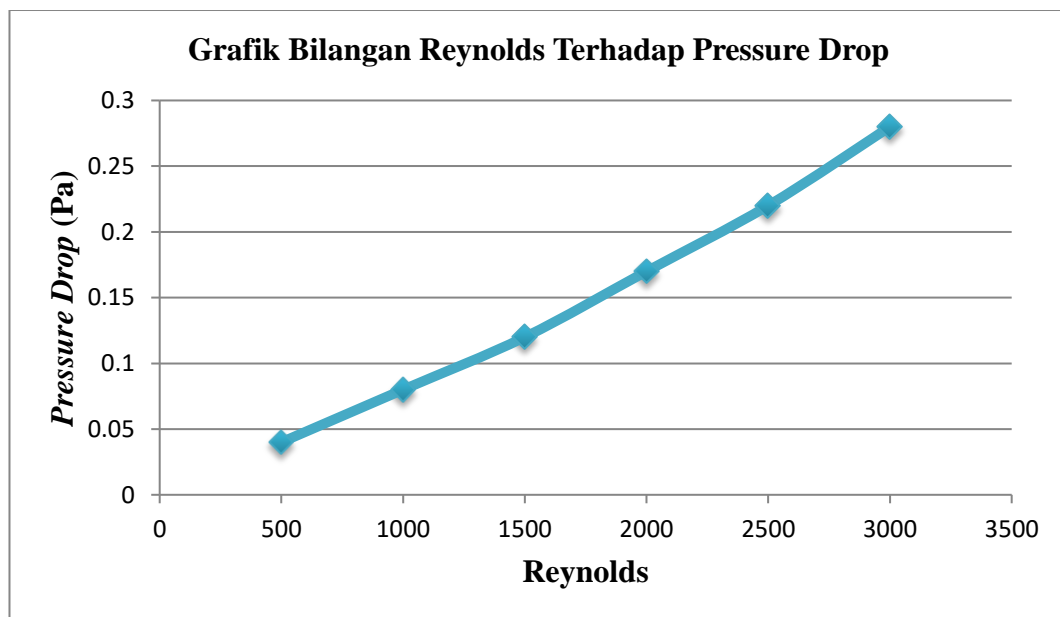


Gambar 4.17. Grafik Bilangan Reynolds Terhadap *Pressure Drop* Pada Pipa Dalam Dengan Sisipan Pita Terpilin

Dari grafik perbandingan antara nilai bilangan Reynolds terhadap *Pressure Drop* dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi bilangan Reynolds yang divariasikan maka nilai dari pada *Pressure Drop* itu sendiri akan semakin besar. Dengan kata lain besaran bilangan Reynolds berbanding lurus dengan *Pressure Drop* jika memenuhi ketentuan-ketentuan perhitungan yang berlaku.

Tabel 4.14. Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap *Pressure Drop* Pada Pipa Luar Dengan Sisipan Pita Terpilin

No	Reynolds	$\Delta P$ Pipa Luar (Pa)
1	500	0,04
2	1000	0,08
3	1500	0,12
4	2000	0,17
5	2500	0,22
6	3000	0,28



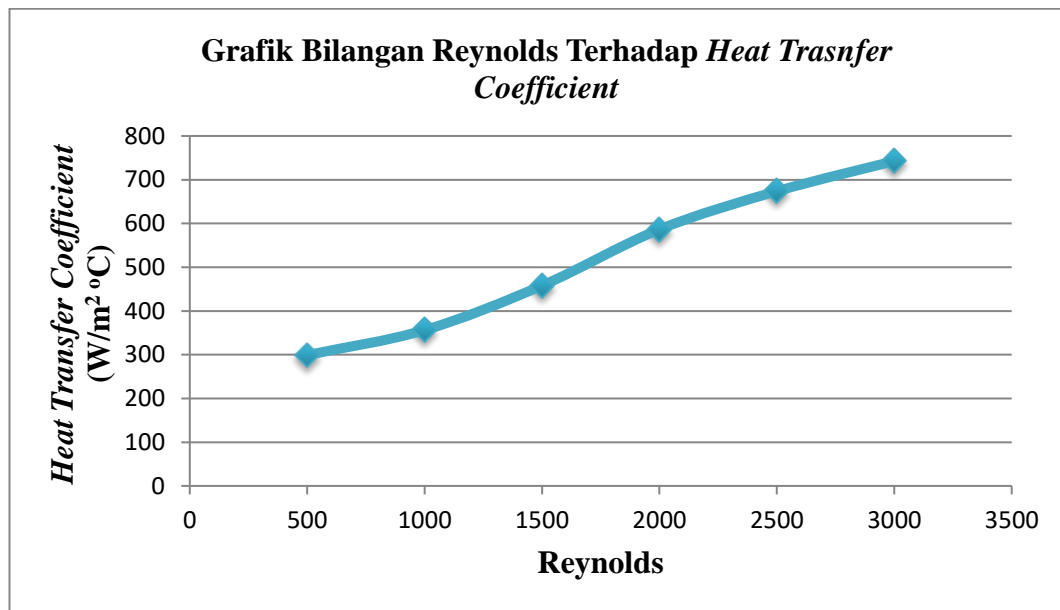
Gambar 4.18. Grafik Bilangan Reynolds Terhadap *Pressure Drop* Pada Pipa Luar Dengan Sisipan Pita Terpilin

Dari grafik perbandingan antara nilai bilangan Reynolds terhadap *Pressure Drop* dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi bilangan Reynolds yang divariasikan maka nilai dari pada *Pressure Drop* itu sendiri akan semakin besar.

Dengan kata lain besaran bilangan Reynolds berbanding lurus dengan *Pressure Drop* jika memenuhi ketentuan-ketentuan perhitungan yang berlaku.

Tabel 4.15. Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap *Heat Transfer Coefficient* Pada Pipa Dengan Sisipan Pita Terpilin

No	Reynolds	Heat Transfer Coefficient [W/m <sup>2</sup> °C]
1	500	299.017
2	1000	356.233
3	1500	457.939
4	2000	586.344
5	2500	673.691
6	3000	742.513

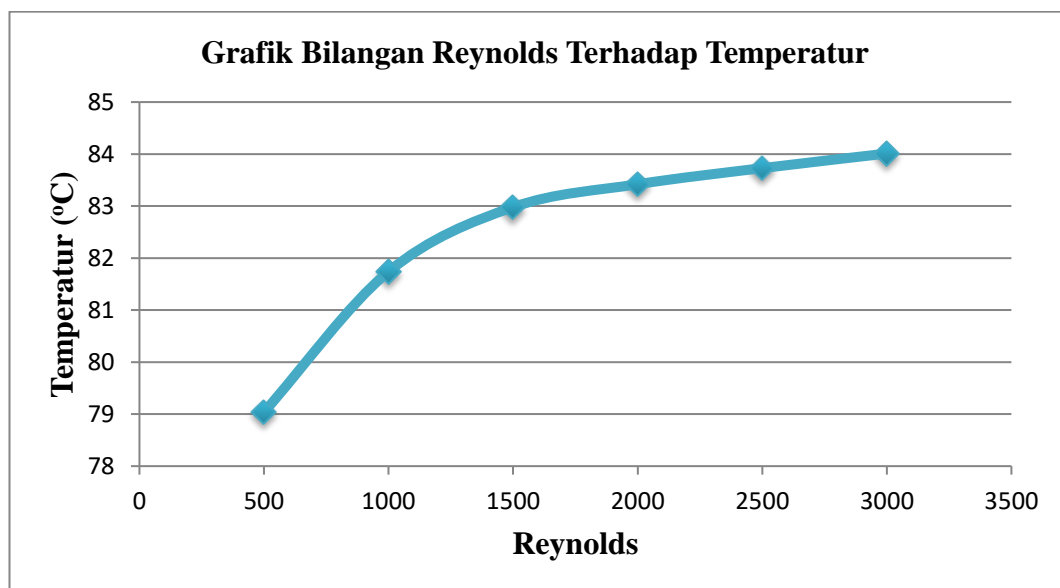


Gambar 4.19. Grafik Bilangan Reynolds Terhadap *Heat Transfer Coefficient* Pada Pipa Dalam Dengan Sisipan Pita Terpilin

Dari grafik perbandingan antara nilai bilangan Reynolds terhadap *Heat Transfer Coefficient* dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi bilangan Reynolds yang divariasikan maka nilai dari pada *Heat Transfer Coefficient* itu sendiri akan semakin besar. Dengan kata lain besaran bilangan Reynolds berbanding lurus dengan *Heat Transfer Coefficient* jika memenuhi ketentuan-ketentuan perhitungan yang berlaku.

Tabel 4.16. Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap Temperatur Pada Pipa dalam Dengan Sisipan Pita Terpilin

No	Reynolds	Temperatur keluar pipa dalam (°C)
1	500	79,04
2	1000	81,74
3	1500	82,98
4	2000	83,42
5	2500	83,73
6	3000	84,01



Gambar 4.20. Grafik Bilangan Reynolds Terhadap Temperatur Pada Pipa Dengan Sisipan Pita Terpilin

Dari grafik perbandingan antara nilai bilangan Reynolds terhadap temperatur pada pipa dalam dengan sisipan pita terpilin dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi bilangan Reynolds yang divariasikan maka temperatur akan semakin turun. Dengan kata lain besaran bilangan Reynolds berbanding terbalik terhadap temperatur.

Setelah seluruh perhitungan telah dilakukan, selanjutnya hasil perhitungan dari simulasi tanpa dan dengan sisipan pita terpilin yang diperoleh dapat ditampilkan dalam bentuk grafik perbandingan. Dari grafik diatas dapat disimpulkan bahwa keseluruhan jenis aliran fluida yang disimulasikan saling berhubungan.

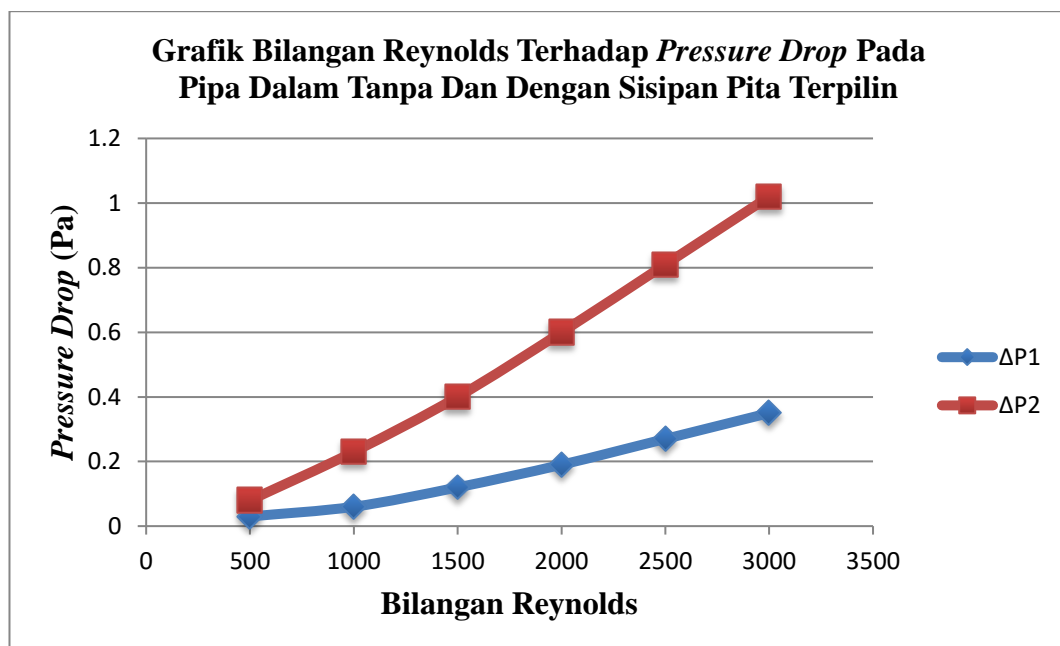


4.5. Pengaruh Bilangan Reynolds dan Sisipan Pita Terpilin Terhadap Penurunan Tekanan ( $\Delta P$ ).

Penambahan sisipan pita terpilin di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik memberikan tambahan tahanan aliran dari air yang mengalir. Hal ini akan menimbulkan penurunan tekanan yang lebih besar jika dibandingkan dengan tanpa sisipan pita terpilin di pipa dalam. Grafik pengaruh bilangan Reynolds dan penambahan sisipan pita terpilin terhadap nilai penurunan tekanan dari pipa dalam dapat dilihat pada gambar 4.13.

Tabel 4.17. Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap *Pressure Drop* Pada Pipa Dalam Tanpa Dan Dengan Sisipan Pita Terpilin

No	Reynolds	$\Delta P1$ Pipa Dalam tanpa sisipan pita terpilin (Pa)	$\Delta P2$ Pipa Dalam dengan sisipan pita terpilin (Pa)
1	500	0,03	0,08
2	1000	0,06	0,23
3	1500	0,12	0,4
4	2000	0,19	0,6
5	2500	0,27	0,81
6	3000	0,35	1,02



Gambar 4.21. Grafik Bilangan Reynolds Terhadap *Pressure Drop* Pada Pipa Dalam Tanpa Dan Dengan Sisipan Pita Terpilin

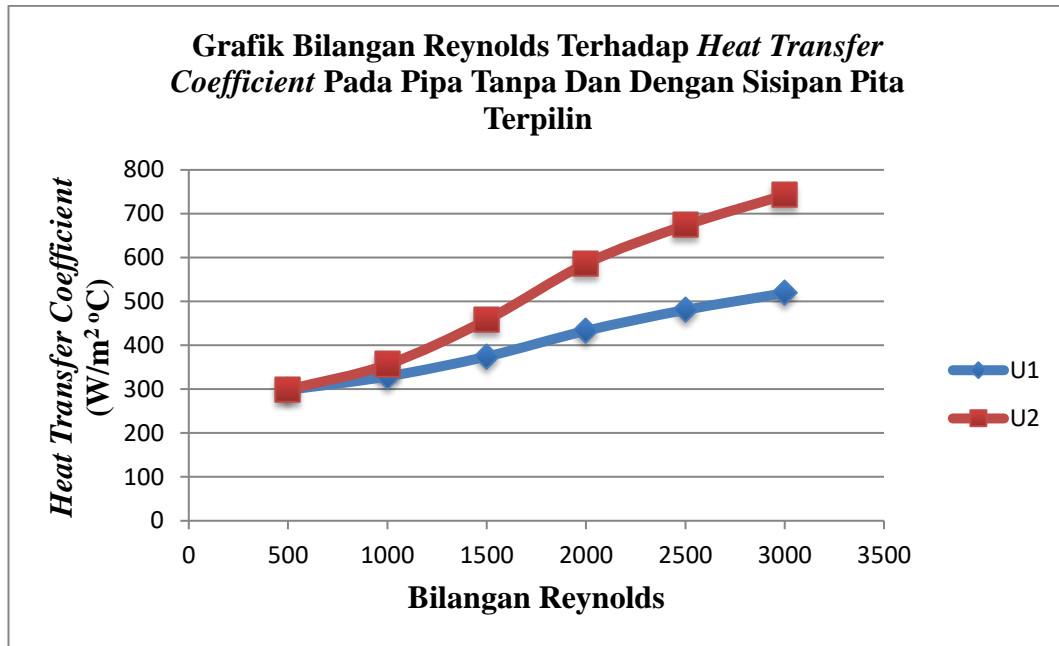
Dari gambar 4.13 dilihat bahwa semakin besar bilangan Reynolds, maka semakin besar pula penurunan tekanan yang terjadi pada pipa dalam dari penukar kalor. Fenomena ini terjadi pada pipa dalam dengan sisipan pita terpilin maupun pada tanpa sisipan pita terpilin. Kenaikan penurunan tekanan dari penukar kalor pipa konsentrik dengan sisipan pita terpilin merupakan hal yang merugikan, karena akan meningkatkan aliran dengan laju aliran volumetrik yang sama.

#### 4.6. Pengaruh Bilangan Reynolds dan Sisipan Pita Terpilin Terhadap *Heat Transfer Coefficient*.

Unjuk kerja termal didefinisikan sebagai perbandingan antara koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam dengan penambahan *twisted tape insert* dengan koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam tanpa *twisted tape insert* (*plain tube*). Karakteristik unjuk kerja termal untuk pipa dalam dengan penambahan *twisted tape insert* dapat dilihat pada gambar 4.14.

Tabel 4.18. Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap *Heat Transfer Coefficient* Pada Pipa Tanpa Dan Dengan Sisipan Pita Terpilin

No	Reynolds	<i>Heat Transfer Coefficient</i> pipa polos [W/m <sup>2</sup> °C]	<i>Heat Transfer Coefficient</i> dengan sisipan pita terpilin [W/m <sup>2</sup> °C]
1	500	298.363	299.017
2	1000	328.998	356.233
3	1500	374.445	457.939
4	2000	433.196	586.344
5	2500	480.753	673.691
6	3000	518.934	742.513



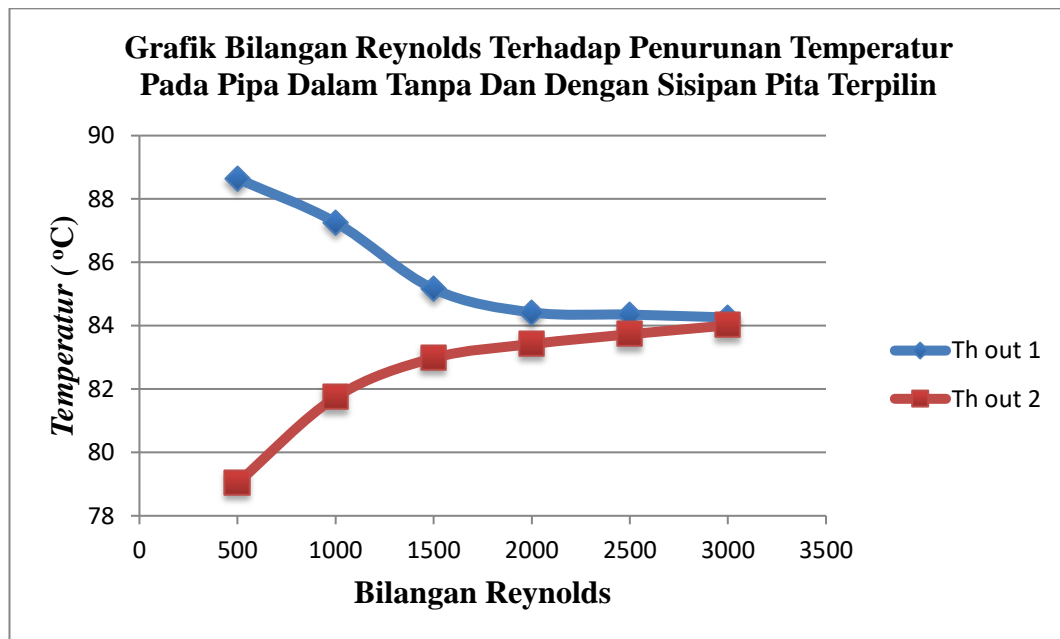
Gambar 4.22. Grafik Bilangan Reynolds Terhadap *Heat Transfer Coefficient* Pada Pipa Tanpa Dan Dengan Sisipan Pita Terpilin

Dari gambar 4.14. dapat dilihat bahwa Penambahan sisipan pita terpilin di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik menyebabkan *heat transfer coefficient* lebih baik dibandingkan tanpa sisipan pita terpilin karena kenaikan konveksi. Dengan penambahan sisipan pita terpilin di pipa dalam maka dapat digunakan untuk memutar aliran secara kontinyu dari sisi masuk sampai sisi keluar penukar kalor. Hal ini berfungsi untuk menambah waktu dan panjang lintasan aliran fluida di pipa dalam, mengurangi tebal lapis batas termal, dan meningkatkan pencampuran antara aliran inti dengan aliran dekat dinding pipa dalam sehingga faktor gesekan akan semakin lama pula. Hal ini akan menimbulkan kenaikan pada *heat transfer coefficient* yang lebih besar jika dibandingkan pipa polos . Semakin besar bilangan Reynolds, maka semakin besar pula *heat transfer coefficient* yang terjadi pada pipa dalam dari penukar kalor.

4.5. Pengaruh Bilangan Reynolds dan Sisipan Pita Terpilin Terhadap Penurunan Temperatur.

Tabel 4.19. Nilai Perbandingan Grafik Reynolds Terhadap Penurunan Temperatur Pada Pipa Dalam Tanpa Dan Dengan Sisipan Pita Terpilin

No	Reynolds	Temperatur keluar pipa dalam tanpa sisipan pita terpilin (°C)	Temperatur keluar pipa dalam dengan sisipan pita terpilin (°C)
1	500	88,64	79,04
2	1000	87,26	81,74
3	1500	85,16	82,98
4	2000	84,42	83,42
5	2500	84,35	83,73
6	3000	84,26	84,01



Gambar 4.23. Grafik Bilangan Reynolds Terhadap Penurunan Temperatur Pada Pipa Dalam Tanpa Dan Dengan Sisipan Pita Terpilin

Dari gambar 4.14. dapat dilihat bahwa tanpa sisipan pita terpilin di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik menyebabkan penurunan temperatur yang lebih baik dibandingkan dengan sisipan pita terpilin karena kenaikan konveksi. Dengan penambahan sisipan pita terpilin di pipa dalam maka dapat digunakan untuk memutar aliran secara kontinyu dari sisi masuk sampai sisi keluar penukar kalor.

Dengan dimasukkannya nilai kekasaran pada dinding pipa, penambahan sisipan pita terpilin akan menambah waktu dan panjang lintasan aliran fluida di pipa dalam, mengurangi tebal lapis batas termal, dan meningkatkan percampuran antara aliran inti dengan aliran dekat dinding pipa. sehingga faktor gesekan akan semakin lama pula dan memperkecil penurunan temperatur air dibandingkan dengan pipa polos.

## **BAB 5**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

Pada bab ini berisikan tentang kesimpulan yang diperoleh dari hasil simulasi efek teknik perpindahan kalor dengan menggunakan sisipan pita terpilin dalam pipa pada percobaan simulasi *Solidwork* dan saran serta masukan yang perlu diperhatikan agar nantinya dapat menjadi penyempurna kembali simulasi pada desain yang sama agar dapat memperoleh hasil yang lebih baik.

#### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil percobaan dari simulasi dan pembahasan serta analisa yang telah dilakukan pada bab sebelumnya maka dapat di tarik kesimpulan bahwa:

1. Penambahan sisipan pita terpilin memberikan tambahan tahanan aliran dari air yang mengalir. Hal ini akan menimbulkan penurunan tekanan yang lebih besar jika dibandingkan dengan pipa polos.
2. Dengan penambahan sisipan pita terpilin akan menambah waktu dan panjang lintasan aliran fluida sehingga meningkatkan percampuran antara aliran inti dengan aliran dekat dinding pipa dalam sehingga faktor gesekan akan semakin lama pula. Hal ini akan menimbulkan kenaikan pada *heat transfer coefficient* yang lebih besar jika dibandingkan pipa polos.
3. Dengan dimasukkannya nilai kekasaran pada dinding pipa dan penambahan sisipan pita terpilin akan menambah waktu dan panjang lintasan aliran fluida di pipa dalam sehingga faktor gesekan akan semakin lama pula dan memperkecil penurunan temperatur air dibandingkan dengan pipa polos.

#### 5.2 Saran

Pada pelaksanaan penelitian ini masih terdapat banyak kekurangan dan menghambat dalam kegiatan penelitian. Adapun saran yang diajukan yaitu proses simulasi penelitian sebaiknya menggunakan Komputer dengan spesifikasi yang memang khusus untuk proses simulasi *solidwork* agar agar dalam proses pengambilan data tidak lama dan lebih akurat.

## DAFTAR PUSTAKA

- A Dewan, P Mahanta, K Sumithra Raju, P Suresh Kumar. (2004). *Review of passive heat transfer augmentation techniques*. Indian Institute of Technology Department of Mechanical Engineering Guwahati, India, 509-527\
- Anditama, D.H., (2012). Pengujian karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik saluran annular dengan *perforated twisted tape insert, notched twisted tape insert, dan jagged twisted tape insert*. Universitas Sebelas Maret
- Cang, S.W., Jan, Y.J., Liou, J.S., (2007). *Turbulent heat transfer and pressure drop in tube fitted with serrated twisted tape*. Thermal Fluids Laboratory, Departmen of Marine Engineering, Taiwan 506-518
- Cengel, Yunus A., (2003). "*Heat Transfer : A Practical Approach Second Edition,*" McGraw-Hill. New York.
- Eimsa-ard, S., Thianpong, C., Promvongse, P. (2010). *Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert*. International communication in heat and mass transfer. Pergamon, 365-371
- Holman, J.P., (1991): *Perpindahan Kalor (6rd ed.)*. Erlangga, Jakarta.
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S. (2007). *Introduction to Heat Transfer (5th ed.)*. United States of America: John Wiley & Sons.
- Manglik, and Bergles. (1992). *Heat and Mass Transfer*. Springer Berlin Heidelberg, 1432-1181
- Naphon, P. and Wongwises, S. (2006) *A Review of Flow and Heat Transfer Characteristics in Curved Tubes*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 10, 463-490.

Rahimi, Asgar B and Abbassi, Ali S. (2009). *Three Dimensional Stagnation Flow and Heat Transfer on a Flat Plate with Transpiration*, 513-521

Seemawute, P., Eiamsa-ard, S., (2010). *Thermohydraulics of turbulent flow through a round tube by a peripherallycut twisted tape with an alternate axis*, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 37 pp. 652–659

Wang, L., (2002). *Heat Transfer Intensification Using NanoFluids*. Institute of Particle Science & Engineering, University of Leeds, 2187-5537

/



# LAMPIRAN

**LEMBAR ASISTENSI TUGAS AKHIR**

**PENGUNAAN SISIPAN PITA TERPILIN TERHADAP UNJUK KERJA  
DIDALAM APK PIPA GANDA**

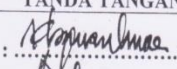
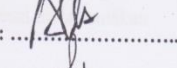
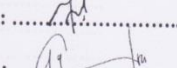
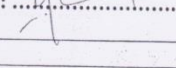
Nama : Muhammad Fachrulrozi Damanik  
NPM : 1407230200

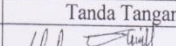
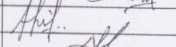
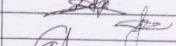
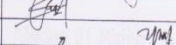
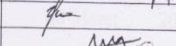
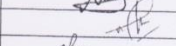
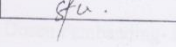
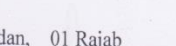
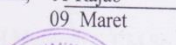
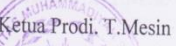
Dosen Pembimbing 1 : Khairul Umurani, S.T., M.T  
Dosen Pembimbing 2 : Sudirman Lubis, S.T., M.T

No	Hari/Tanggal	Kegiatan	Paraf
1.	Pabu / 2-1 / 2019	- Pembortan spesifikasi tugas	le
2.	Sebam / 7-1 / 2019	- Perbaiki pendahuluan	le
3.	Sebax / 15-1 / 2019	- Perbaiki tinjauan pustaka	le
4.	Jum'at / 18-2 / 2019	- Perbaiki metode	le
5.	Sabtu / 15-2 / 2019	- Perbaiki Analisa	le
6.	Kamis / 16-2 / 2019	- lanjut ke pembimbing 2	le
7.	18/2/2019	- Perbaiki keterangan gambar & grafik	Shr
8.	19/2/2019	- Perbaiki spasi	Shr
9.	20/2/2019	- lanjut ke pembimbing 1	Shr
10.	21/2/2019	- Acc seminar	le

**DAFTAR HADIR SEMINAR  
TUGAS AKHIR TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK – UMSU  
TAHUN AKADEMIK 2018 – 2019**

Peserta Seminar  
 Nama : Muhammad Fahrulrozi Damani  
 NPM : 1407230200  
 Judul Tugas Akhir : Simulasi Efek Teknik Perpindahan Kalor Dengan Menggunakan Sistem Pita Terpilin Dalam Pipa.  
 Sisiipan

DAFTAR HADIR	TANDA TANGAN
Pembimbing – I : Khairul Umurani.S.T.M.T	
Pembimbing – II : Sudirman Lubis.S.T.M.T	
Pembanding – I : H.Muharnif.S.T.M.Sc	
Pembanding – II : Chandra A Siregar.S.T.M.T	

No	NPM	Nama Mahasiswa	Tanda Tangan
1	1407230138	DIRHAM REZKI	
2	1407230190	Abdullah Afif Al Karim	
3	1407230161	Ahmad Saputra Siregar	
4	1407230183	KEYIRA GHIFARI	
5	1207230106	SATRJO	
6	207230041	WAHYUO KURNIAO	
7	1207230036	INDRA HEANDRIANSYAH S.P.	
8	1407230194	Muhammad Agung Pradono	
9	1407230231	M. Amiin	
10	1407230090	M. Suhairi	

Medan, 01 Rajab 1440 H  
 09 Maret 2019 M

Ketua Prodi. T.Mesin  
  
 Affandi.S.T.M.T

**DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA**

---

NAMA : Muhammad Fahrulrozi Damanik  
NPM : 1407230200  
Judul T.Akhir : Simulasi Efek Teknik Perpindahan Kalor Dengan Menggunakan  
~~Sistem~~ Pita Terpilin Dalam Pipa.  
*Sisi pita*

Dosen Pembimbing – I : Khairul Umurani.S.T.M.T  
Dosen Pembimbing – II : Sudirman Lubis.S.T.M.T  
Dosen Pembanding - I : H.Muharnif.S.T.M.Sc  
Dosen Pembanding - II : Chandra A Siregar.S.T.M.T

**KEPUTUSAN**

1. Baik dapat diterima ke sidang sarjana ( collogium)
2. Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain :


*Lihat bulan smpes*  
.....  
.....  
.....

3. Harus mengikuti seminar kembali  
Perbaikan :

.....  
.....  
.....

Medan 01 Rajab 1440H  
08 Maret 2019 M

Diketahui :  
Ketua Prodi. T.Mesin  
  
Affandi.S.T.M.T  


Dosen Pembanding- I  
  
H.Muharnif.S.T.M.Sc

DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA

---

NAMA : Muhammad Fahrulrozi Damanik  
NPM : 1407230200  
Judul T.Akhir : Simulasi Efek Teknik Perpindahan Kalor Dengan Menggunakan  
Sistem Pita Terpilin Dalam Pipa.  
Sisipan

Dosen Pembimbing - I : Khairul Umurani.S.T.M.T  
Dosen Pembimbing - II : Sudirman Lubis.S.T.M.T  
Dosen Pembanding - I : H.Muharnif.S.T.M.Sc  
Dosen Pembanding - II : Chandra A Siregar.S.T.M.T

KEPUTUSAN

1. Baik dapat diterima ke sidang sarjana ( collogium)
2. Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain :

.....*Ukur*.....*Berupa*.....*Proses*.....*Sarjana*.....  
.....  
.....

3. Harus mengikuti seminar kembali  
Perbaikan :

.....  
.....  
.....

Medan 01 Rajab 1440H  
08 Maret 2019 M

Diketahui :  
Ketua Prodi. T.Mesin



Affandi.S.T.M.T

Dosen Pembanding- II

*[Handwritten Signature]*  
Chandra A Siregar.S.T.M.T

## DAFTAR RIWAYAT HIDUP



Nama : Muhammad Fachrulrozi Damanik  
Npm : 1407230200  
Tempat / Tanggal Lahir : Medan / 01 Februari 1994  
Jenis Kelamin : Laki – Laki  
Agama : Islam  
Status : Belum Menikah  
Alamat : Jl. Bunga Cempaka VIII Komplek BPKP No.90  
Pasar 3  
Kel / Desa : Padang Bulan Selayang II  
Kecamatan : Medan Selayang  
Kabupaten : Kota Medan  
Provinsi : Sumatera Utara  
No. HP : 0822-6765-2410 / 0815-3439-4434  
Email : [rozidamanik@gmail.com](mailto:rozidamanik@gmail.com)  
Nama Orang Tua  
Ayah : Sri Girdar Damanik  
Ibu : Nilawati

### PENDIDIKAN FORMAL

2000 – 2006 : SD Swasta Nurcahaya  
2006 – 2009 : SMP Negeri 1 Medan  
2009 – 2012 : SMK Swasta Pancabudi 1 Medan  
2014 – 2019 : Mengikuti Pendidikan S1 Program Studi Teknik Mesin  
Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara