



TESIS

**STUDI NUMERIK PENGARUH PITCH
TRANSVERSAL PADA ALIRAN DAN
PERPINDAHAN PANAS DI SEKITAR TUBE BANK
HEAT EXCHANGER DI PLTA CIRATA**

**HIJRAH KURNIAWAN SAPUTRA
2116207716**

**DOSEN PEMBIMBING
Prof. Dr.Eng. Ir. PRABOWO, M.Eng**

**PROGRAM MAGISTER
BIDANG KEAHLIAN MANAJEMEN ENERGI
KERJASAMA PT. PJB
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOVEMBER
2018**



TESIS

**NUMERICAL STUDY OF THE INFLUENCE
OF TRANSVERSAL PITCH ON THE FLOW
AND HEAT TRANSFER AROUND TUBE BANK
HEAT EXCHANGER IN CIRATA HEPP**

**HIJRAH KURNIAWAN SAPUTRA
2116207716**

**SUPERVISOR
Prof. Dr.Eng. Ir. PRABOWO, M.Eng**

**MASTER PROGRAM
FIELD STUDY OF ENERGY MANAGEMENT
IN COOPERATION WITH PT. PJB
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOVEMBER
2018**

**LEMBAR PENGESAHAN
TESIS**

**Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (M.T.)
di
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

**Oleh:
Hijrah Kurniawan Saputra
NRP: 2116207716**

**Tanggal Ujian: 21 Juli 2018
Periode Wisuda: September 2018**

Disetujui oleh:


1. Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng
NIP: 196505051990031005

(Pembimbing)


2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng
NIP: 195310191979031002

(Penguji)


3. Dr. Wawan Aries Widodo, ST. MT.
NIP: 197104051997021001

(Penguji)


4. Dr. Bambang Sudarmanta, ST. MT.
NIP: 197301161997021001

(Penguji)

Dekan, Fakultas Teknologi Industri


Dr. Bambang Lelono Widjiantoro, ST. MT.
NIP: 196905071995121001



ABSTRAK

STUDI NUMERIK PENGARUH PITCH TRANSVERSAL PADA ALIRAN DAN PERPINDAHAN PANAS DI SEKITAR TUBE BANK HEAT EXCHANGER DI PLTA CIRATA

Nama : Hijrah Kurniawan Saputra
Nrp : 2116207716
Pembimbing : Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng

Alat penukar panas banyak digunakan dalam proses produksi di pembangkit tenaga listrik. Pembangkit listrik tenaga air menggunakan alat penukar panas untuk menjaga temperatur peralatan utamanya seperti generator, turbin dan bantalan. Dikarenakan penurunan kualitas air waduk yang disebabkan oleh limbah industri, limbah pembuangan akhir sampah dan limbah peternakan ikan menyebabkan meningkatnya laju korosi dan pengotoran pada pipa sehingga menurunkan usia peralatan di pembangkit terutama alat penukar panas. Untuk menanggulangi hal tersebut dilakukan modifikasi pada sistem pendingin di Unit 1 PLTA Cirata, yang awalnya instalasi terbuka menggunakan air waduk sebagai fluida pendingin menjadi instalasi tertutup yang menggunakan air bersih. Penambahan *intermediate heat exchanger* pada modifikasi ini berfungsi untuk mendinginkan air bersih menggunakan air waduk yang diambil dari *draft tube*. Permasalahan pada sistem instalasi tertutup yaitu *intermediate heat exchanger* tidak bisa digunakan untuk seluruh sistem pendingin dan cepat terjadi pengotoran pada sisi *tube* dikarenakan menggunakan air waduk. Pembersihan *tube* akibat pengotoran memerlukan waktu yang cukup lama sehingga diperlukan desain *intermediate heat exchanger* yang lebih mudah dalam pemeliharaan dan memiliki kapasitas untuk mendinginkan seluruh sistem pendingin. Studi ini meneliti karakteristik aliran dan perpindahan panas pada *intermediate heat exchanger* dengan susunan *tube staggered* yang memiliki *pitch* transversal 1,5, 1,75 dan 2 kali diameter *tube* untuk mendapatkan desain yang paling optimum. Metodologi dari studi ini adalah melakukan perhitungan total kapasitas yang dibutuhkan dari *intermediate heat exchanger*, kemudian data diolah dan disimulasikan menggunakan program *computational fluid dynamic (CFD)* dengan geometri susunan *tube* yang bervariasi. Perhitungan manual dilakukan untuk mendapatkan dimensi dari *intermediate heat exchanger*. Analisa dilakukan untuk melihat pengaruh variasi *pitch* transversal terhadap kecepatan aliran dan perpindahan panas saat melewati *tube row*. Hasil dari studi ini adalah kecepatan aliran akan mencapai nilai maksimum *pitch* transversal 1,5D sebesar 6 m/s, 1,75D sebesar 4,7 m/s dan 2D sebesar 4 m/s yang terjadi pada sudut 90° dan mencapai nilai minimum pada sudut 160° sebesar 0 m/s, dikarenakan

adanya aliran *backflow*. Pada *second row* dan selanjutnya kecepatan aliran lebih besar dari *first row* karena ada percepatan akibat efek dari *row* sebelumnya. Nilai rata-rata koefisien konveksi sebesar 3893,675 W/m²k pada variasi 1,5D, 3758,534 W/m²K pada variasi 1,75D dan 3689,434 W/m²K pada variasi 2D. *Pressure drop* pada variasi 1,5D sebesar 0,93 bar, 1,75D sebesar 0,51 bar dan 2D sebesar 0,38 bar. Semakin besar *pitch* transversal membuat kecepatan aliran, nilai koefisien konveksi dan *pressure drop* semakin turun.

Kata kunci : Alat penukar panas, *tube bank*, *pitch* transversal, CFD

ABSTRACT

NUMERICAL STUDY OF THE INFLUENCE OF TRANSVERSAL PITCH ON THE FLOW AND HEAT TRANSFER AROUND TUBE BANK HEAT EXCHANGER IN CIRATA HEPP

Name : Hijrah Kurniawan Saputra
Nrp : 2116207716
Pembimbing : Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng

Heat exchangers are widely used in production processes in power plants. The hydroelectric power plant uses heat exchangers to maintain the temperature of the main equipment such as generators, turbines and bearings. Due to the degradation of the water quality of the reservoirs caused by industrial waste, disposal waste and the fish farm waste caused increased corrosion rate and pollution in the pipeline thereby decreasing the age of the equipment in the plant especially the heat exchanger. To overcome this, modifications were made to the cooling system in Unit 1 of the Cirata Hydro Electric Power Plant (PLTA Cirata), which was initially using reservoir water as a cooling fluid into a closed installation using clean water. The addition of intermediate heat exchangers in these modifications is to cool clean water using the water reservoir taken from the draft tube. But this intermediate heat exchanger unable to cool the entire cooling system and quickly occur fouling on tube side due to using water reservoir. The cleaning of the tube as a result of fouling requires a considerable amount of time, so it is necessary to design the intermediate heat exchangers which is easier to maintain and has the capacity to cool the entire cooling system. This study examines the flow characteristics and heat transfer on the intermediate heat exchangers with transversal pitch 1,5, 1,75 and 2 times tube diameter on staggered tube arrangements to obtain the most optimum designs. The methodology of this study is to calculate the total capacity required for the intermediate heat exchangers, then the data is processed and simulated using a computational fluid dynamic (CFD) program with varying tube geometries. Calculation are performed to obtain the dimensions of the intermediate heat exchangers. The analysis was conducted to see the effect of transversal pitch variation on flow velocity and heat transfer as it passed tube rows. The result of the maximum velocity on transversal pitch 1,5D by 6 m/s, 1,75D by 4,7 m/s and 2D by 4 m/s. The largest average convection coefficient of 3893,675 W/m²k on 1,5D,

3758,534 W/m²K on 1,75D and 3689,434 W/m²K on 2D variation. The pressure drop on the variation of 1,5D by 0,93 bar, 1,75D by 0,51 bar and 2D by 0,38 bar. The increasing of transversal pitch makes the flow velocity, convection coefficient value and pressure drop decrease.

Keywords: heat exchanger, tube bank, transversal pitch, CFD

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, puji syukur penulis panjatkan kepada Allah Subhanallahu Wa Ta'ala, karena atas berkat dan rahmat-Nya, sehingga tesis ini dapat terselesaikan. Penulisan tesis ini dilakukan dalam rangka memenuhi bagian dari persyaratan untuk mencapai gelar Magister Teknik pada Program Studi Manajemen Energi Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

Penulis menyadari bahwa banyak bantuan, bimbingan, dan dukungan dari berbagai pihak yang sudah penulis dapatkan selama masa kuliah hingga penyelesaian tesis ini. Oleh karenanya penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng, selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga, pikiran, dan ilmu untuk mengarahkan penulis dalam menyusun tesis ini.
2. Para dosen/pengajar Program Studi Teknik Mesin atas ilmu pengetahuan yang diberikan.
3. Para karyawan dan staf Program Studi Teknik Mesin atas bantuan dan kerjasamanya selama masa perkuliahan berlangsung.
4. Bapak Iwan Agung Firstantara selaku Direktur Utama PT Pembangkitan Jawa Bali, Bapak Suharto selaku Direktur SDM PT Pembangkitan Jawa Bali, beserta seluruh jajaran manajemen dan staf yang telah memberikan kesempatan dan mendukung penulis untuk melanjutkan pendidikan ke jenjang S2.
5. Bapak Wawan Darmawan selaku Kepala Badan Pengelola Waduk Cirata, Bapak Moh Najib dan Bapak Imron Fauzi selaku jajaran manajemen BPWC atas bantuan dan dukungan untuk penyelesaian pendidikan ini.
6. Orang tua, istri dan kedua anak tercinta serta segenap keluarga yang senantiasa memberikan dukungan, do'a dan kesabaran selama melaksanakan pendidikan ini.
7. Bapak Eko Sardjono, Bapak Wirawan dan seluruh staf Pemeliharaan Mesin UP Cirata atas bantuan dan perhatian yang diberikan kepada penulis.

8. Seluruh keluarga besar PT PJB UP Cirata dan BPWC atas bantuan dan kerjasamanya selama penulis menjalani pendidikan ini.
9. Bapak Made Widana, Bapak Putu Aryana, Imanuel Adriel Petra yang telah memberikan bantuan dalam menyelesaikan tesis ini.
10. Seluruh teman-teman yang telah membantu dalam proses perkuliahan dan penyelesaian tesis ini; dan
11. Para pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu-persatu.

Akhir kata, penulis berharap Allah Subhanallahu Wa Ta'ala berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu. Semoga tesis ini bermanfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan dan kemajuan bangsa khususnya di lingkungan PT Pembangkitan Jawa Bali.

Surabaya, 21 Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL INDONESIA	i
HALAMAN JUDUL INGGRIS	iii
LEMBAR PENGESAHAN	v
ABSTRAK	vii
ABSTRACT	ix
KATA PENGANTAR	xi
DAFTAR ISI	xiii
DAFTAR GAMBAR DAN TABEL	xvii
PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	5
1.3 Tujuan Penelitian	6
1.4 Batasan Masalah	6
KAJIAN PUSTAKA	7
2.1 Landasan Teori	7
2.1.1 Perpindahan Panas	10
2.1.2 Karakteristik Aliran Fluida Pada <i>Tube Bank</i>	11
2.1.3 <i>Log Mean Temperature Difference for Multipass and Crossflow Heat Exchanger</i>	12
2.2 <i>Computational Fluid Dynamic</i>	14
2.2.1 <i>Software Gambit</i>	15
2.2.2 <i>Software Fluent</i>	15
2.3 Penelitian Terdahulu	16
2.3.1 <i>An overview on thermal and fluid flow characteristics in a plain plate finned and un-finned tube bank heat exchanger</i>	16
2.3.2 <i>A comparison of thermal-hydraulic performance of various fin patterns using 3D CFD simulations</i>	17

2.3.3	<i>Effect of longitudinal pitch on convective heat transfer in crossflow over in-line tube banks</i>	19
METODOLOGI		21
3.1	Metodologi Penelitian	21
3.2	Studi Literatur.....	21
3.3	Data Operasional	22
3.4	Tahap Pemodelan	24
3.5	Langkah Penelitian	27
PEMBAHASAN.....		29
4.1	Perhitungan <i>Heat Exchanger</i>	29
4.2	Analisis Pemodelan Susunan <i>Tube</i>	30
4.2.1	Pemodelan Konfigurasi <i>Tube</i>	30
4.2.2	Perhitungan Koefisien Konveksi di Dalam <i>Tube</i>	31
4.2.3	<i>Boundary Condition</i> pada simulasi	33
4.2.4	Pemodelan Aliran Pada <i>Pitch</i> Transversal 1,5 Diameter	33
4.2.5	Pemodelan Aliran Pada <i>Pitch</i> Transversal 1,75 Diameter	34
4.2.6	Pemodelan Aliran Pada <i>Pitch</i> Transversal 2 Diameter	35
4.3	Pengaruh Variasi <i>Pitch</i> Transversal Terhadap Kecepatan Aliran	36
4.3.1	Kecepatan Aliran Pada <i>Pitch</i> Transversal 1,5 Diameter.....	36
4.3.2	Kecepatan Aliran Pada <i>Pitch</i> Transversal 1,75 Diameter	37
4.3.3	Kecepatan Aliran Pada <i>Pitch</i> Transversal 2 Diameter.....	38
4.3.4	Pengaruh Variasi <i>Pitch</i> Transversal Terhadap Kecepatan Aliran pada <i>First Row</i>	39
4.3.5	Pengaruh Variasi <i>Pitch</i> Transversal Terhadap Kecepatan Aliran pada <i>Second Row</i>	40
4.3.6	Pengaruh Variasi <i>Pitch</i> Transversal Terhadap Kecepatan Aliran pada <i>Third Row</i>	41

4.4	Pengaruh Variasi <i>Pitch</i> Transversal Terhadap Koefisien Konveksi.....	42
4.4.1	Koefisien Konveksi Pada <i>Pitch</i> Transversal 1,5 Diameter.....	42
4.4.2	Koefisien Konveksi Pada <i>Pitch</i> Transversal 1,75 Diameter.....	43
4.4.3	Koefisien Konveksi Pada <i>Pitch</i> Transversal 2 Diameter.....	43
4.4.4	Pengaruh Variasi <i>Pitch</i> Transversal Terhadap Koefisien Konveksi pada <i>First Row</i>	44
4.4.5	Pengaruh Variasi <i>Pitch</i> Transversal Terhadap Koefisien Konveksi pada <i>Second Row</i>	45
4.4.6	Pengaruh Variasi <i>Pitch</i> Transversal Terhadap Koefisien Konveksi pada <i>Third Row</i>	46
4.5	Perhitungan Koefisien Konveksi di Luar <i>Tube</i>	47
4.6	Perhitungan <i>Heat Exchanger</i> Antara dengan LMTD	48
4.7	Pemilihan <i>Intermediate Heat Exchanger</i>	53
4.8	Desain <i>intermediate heat exchanger</i>	54
4.9	Instalasi <i>intermediate heat exchanger</i>	55
KESIMPULAN DAN SARAN.....		57
5.1	Kesimpulan	57
5.2	Saran	58
DAFTAR PUSTAKA		59
LAMPIRAN.....		61
BIOGRAFI PENULIS		63

DAFTAR GAMBAR DAN TABEL

Gambar 1. 1 Sistem Pendingin di PLTA Cirata.....	2
Gambar 1. 2 Perubahan Instalasi Pendingin ke Closed Loop	4
Gambar 1. 3 Sistem Pendingin Closed Loop Unit 1	4
Gambar 1. 4 Sistem Closed Loop Desain dan Aktual.....	5
Gambar 2. 1 Concentric tube heat exchanger (a) parallel flow, (b) counter flow...	7
Gambar 2. 2 Crossflow heat exchanger	8
Gambar 2. 3 Shell and tube heat exchanger	8
Gambar 2. 4 Compact heat exchanger cores	9
Gambar 2. 5 Tube Bundle Arrangement, (a) in-line, (b)&(c)staggered.....	11
Gambar 2. 6 LMTD correction factor F for a single-pass crossflow heat exchanger with one fluid mixed and the other unmixed(From Bowman, R.A, Mueller, A. C., and Nagle, W. M. [1940] Trans.Asme, Vol. 62,283- 294.)	14
Gambar 2. 7 LMTD correction factor F for crossflow heat exchanger with both fluids unmixed(From Bowman, R.A, Mueller, A. C., and Nagle, W. M. [1940] Trans.Asme, Vol. 62,283-294.)	14
Gambar 2. 8 Tampilan Software Gambit	15
Gambar 2. 9 Tampilan Software Fluent	15
Gambar 2. 10 Konfigurasi tube bank heat exchanger (a) staggered, (b) in-line (Tahseen, 2014)	16
Gambar 2. 11 Distribusi temperaturpada plate fin heat exchanger dengan empat baris tube (Tahseen, 2014).....	17
Gambar 2. 12 (A) Computational Domain, (B) Grid Generation (Kumar, 2017)	17
Gambar 2. 13 Berbagai Bentuk Sirip (Kumar, 2017)	18
Gambar 2. 14 Representation of flow distribution (Kumar, 2017)	18
Gambar 2. 15 Streamline by different longitudinal pitch ratio (Kim, 2012)	19
Gambar 2. 16 Heat transfer performance in experiment (Kim, 2012).....	20
Gambar 3. 1 Data Intermediate Heat Exchanger	23
Gambar 3. 2 Meshing susunan pada pipa staggered.....	25
Gambar 3. 3 Boundary Conditions.....	25
Gambar 3. 4 Velocity Inlet Input	25
Gambar 3. 5 Wall Input.....	26
Gambar 3. 6 Distribusi Kecepatan Pada Susunan Tube Staggered.....	27
Gambar 3. 7 Diagram Alir Penelitian	28
Gambar 4. 1 Konfigurasi Tube.....	30
Gambar 4. 2 Boundary Condition	33
Gambar 4. 3 Kontur Kecepatan pada Pitch Transversal 1,5 Diameter	33
Gambar 4. 4 Kontur Kecepatan pada Pitch Transversal 1,75 Diameter	35

Gambar 4. 5 Kontur Kecepatan pada Pitch Transversal 2 Diameter.....	35
Gambar 4. 6 Grafik Kecepatan Terhadap Sudut Pipa Pada Pitch Transversal 1,5 D	36
Gambar 4. 7 Grafik Kecepatan Terhadap Sudut Pipa Pada Pitch Transversal 1,75 D.....	37
Gambar 4. 8 Grafik Kecepatan Terhadap Sudut Pipa Pada Pitch Transversal 2 D	38
Gambar 4. 9 Grafik Kecepatan Terhadap Sudut Tube pada First Row.....	39
Gambar 4. 10 Grafik Kecepatan Terhadap Sudut Tube pada Tube Second Row .	40
Gambar 4. 11 Grafik Kecepatan Terhadap Sudut Tube pada Tube Third Row	41
Gambar 4. 12 Koefisien Konveksi Terhadap Sudut Tube Pada Pitch Transversal 1,5 D.....	42
Gambar 4. 13 Koefisien Konveksi Terhadap Sudut Tube Pada Pitch Transversal 1,75 D.....	43
Gambar 4. 14 Koefisien Konveksi Terhadap Sudut Tube Pada Pitch Transversal 2 D.....	44
Gambar 4. 15 Grafik Koefisien Konveksi Terhadap Sudut Tube pada Tube First Row	44
Gambar 4. 16 Grafik Koefisien Konveksi Terhadap Sudut Tube pada Tube Second Row.....	45
Gambar 4. 17 Grafik Koefisien Konveksi Terhadap Sudut Tube pada Tube Third Row	46
Gambar 4. 18 LMTD correction factor F for crossflow heat exchanger with one fluid mixed and the other unmixed (From Bowman, R.A, Mueller, A. C., and Nagle, W. M. [1940] Trans.Asme, Vol. 62,283-294.) .	50
Gambar 4. 19 Friction factor f dan correction factor x for staggered tube bundle	52
Gambar 4. 20 Desain Intermediate Heat Exchanger	54
Gambar 4. 21 Instalasi closed loop aktual.....	55
Gambar 4. 22 Instalasi baru intermediate heat exchanger.....	56
Tabel 2. 1 Nilai konstanta C dan m	12
Tabel 4. 1 Propertis air bersih/demin water.....	31
Tabel 4. 2 Properties demin water	47
Tabel 4. 3 Nilai Koefisien Konveksi	48
Tabel 4. 4 Dimensi heat exchanger hasil simulasi dan perhitungan.....	51
Tabel 4. 5 Nilai pressure drop	52

BAB I

PENDAHULUAN

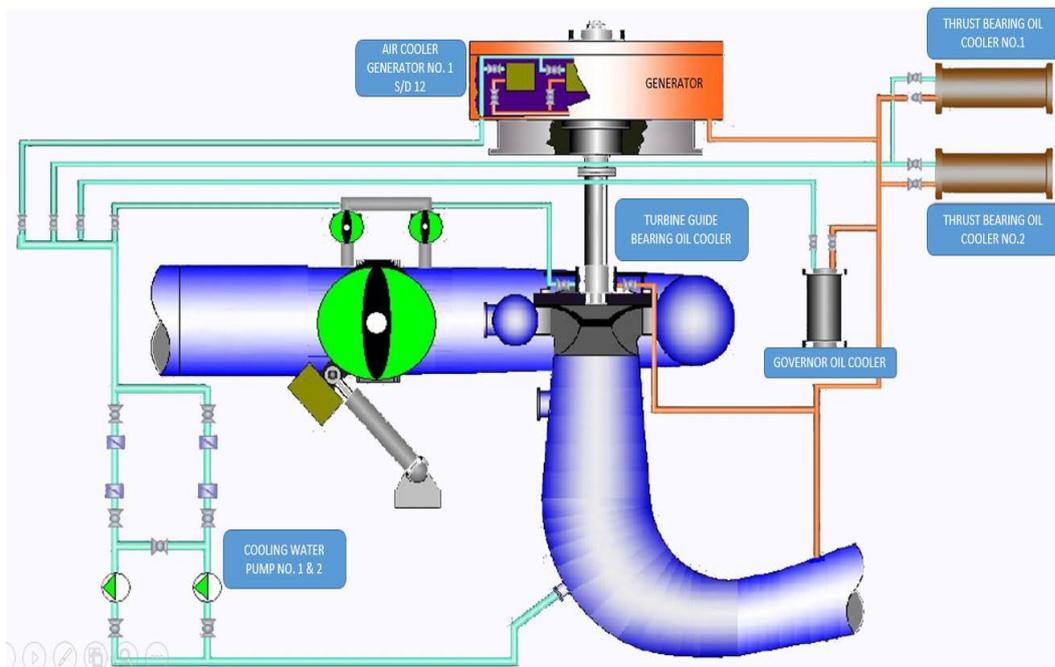
1.1 Latar Belakang

Pembangkit listrik tenaga air merupakan salah satu sumber energi terbarukan yang menggunakan air untuk diubah menjadi energi listrik. PLTA Cirata merupakan PLTA dengan kapasitas terbesar di Indonesia yang menopang kebutuhan listrik di sistem interkoneksi Jawa-Bali. Dengan kapasitas terpasang sebesar 1008 MW yang terdiri dari 8 unit turbin-generator dengan kapasitas masing-masing unit 126 MW, PLTA Cirata mampu menghasilkan listrik mencapai 1400 GWh setiap tahunnya. Fungsi PLTA Cirata saat ini merupakan penyeimbang frekuensi pada sistem 500 kV interkoneksi Jawa-Madura-Bali (Jamali), hal ini dikarenakan pada PLTA Cirata dilengkapi dengan sistem *load frequency control* (LFC) sehingga daya yang dihasilkan oleh generator dapat naik turun dengan cepat mengikuti naik turunnya frekuensi jaringan 500 kV (*grid*). Untuk itu maka keandalan (*reliability*) dan ketersediaan (*availability*) dari PLTA Cirata harus terjaga dengan baik.

Pada tiap unit turbin-generator di PLTA Cirata dilengkapi dengan sistem pendingin untuk menjaga temperatur pada peralatan utama seperti generator, *generator thrust bearing*, *turbine guide bearing* dan *governor*. Sistem pendingin ini menggunakan fluida air sebagai fluida pendinginnya. Air pada sistem pendingin bersumber dari *draft tube* yang dipompa menggunakan dua buah pompa *centrifugal* (*Cooling Water Pump*) yang bekerja secara *redundant*, yaitu satu pompa bekerja dan satu pompa dalam keadaan *standby* yang akan bekerja jika pompa pertama mengalami gangguan. Setelah dipompa, air akan mengalir ke empat *heat exchanger* yaitu, *air cooler generator*, *oil cooler generator thrust bearing*, *oil cooler turbin guide bearing* dan *oil cooler governor*. Setelah mengalami pertukaran panas pada tiap *heat exchanger*, air yang temperaturnya lebih tinggi akan mengalir kembali ke *draft tube* untuk dibuang menuju *tail race/sungai*.

Air cooler generator berfungsi untuk mendinginkan udara pada rumah generator, dimana udara merupakan fluida pendingin yang bersirkulasi untuk

mendinginkan generator. *Air cooler generator* berjumlah 12 buah yang dipasang di sekeliling generator dan merupakan *heat exchanger* tipe *compact*. *Oil cooler generator thrust bearing*, *oil cooler turbine guide bearing* dan *oil cooler governor* berfungsi untuk mendinginkan oli pada *generator thrust bearing*, *turbine guide bearing*, *governor* dan merupakan *heat exchanger* tipe *shell and tube*. Masing-masing *oil cooler* berjumlah 2 buah dengan sistem *redundant*, kecuali *oil cooler governor* hanya berjumlah 1.



Gambar 1. 1 Sistem Pendingin di PLTA Cirata

Air di waduk Cirata bersumber dari beberapa mata sungai antara lain sungai Citarum, sungai Cikundul, sungai Cisokan, sungai Cibalagung, sungai Cimeta dan sungai Cilaku. Kualitas air waduk Cirata semakin buruk dikarenakan banyaknya jenis senyawa yang bersumber dari limbah yang dibuang di sungai dan limbah dari kegiatan keramba jaring apung yang berada dipermukaan waduk Cirata. Penurunan kualitas air waduk Cirata berdampak langsung pada peralatan unit pembangkit. Air

waduk yang cenderung korosif menyebabkan usia peralatan pembangkit menjadi lebih pendek.

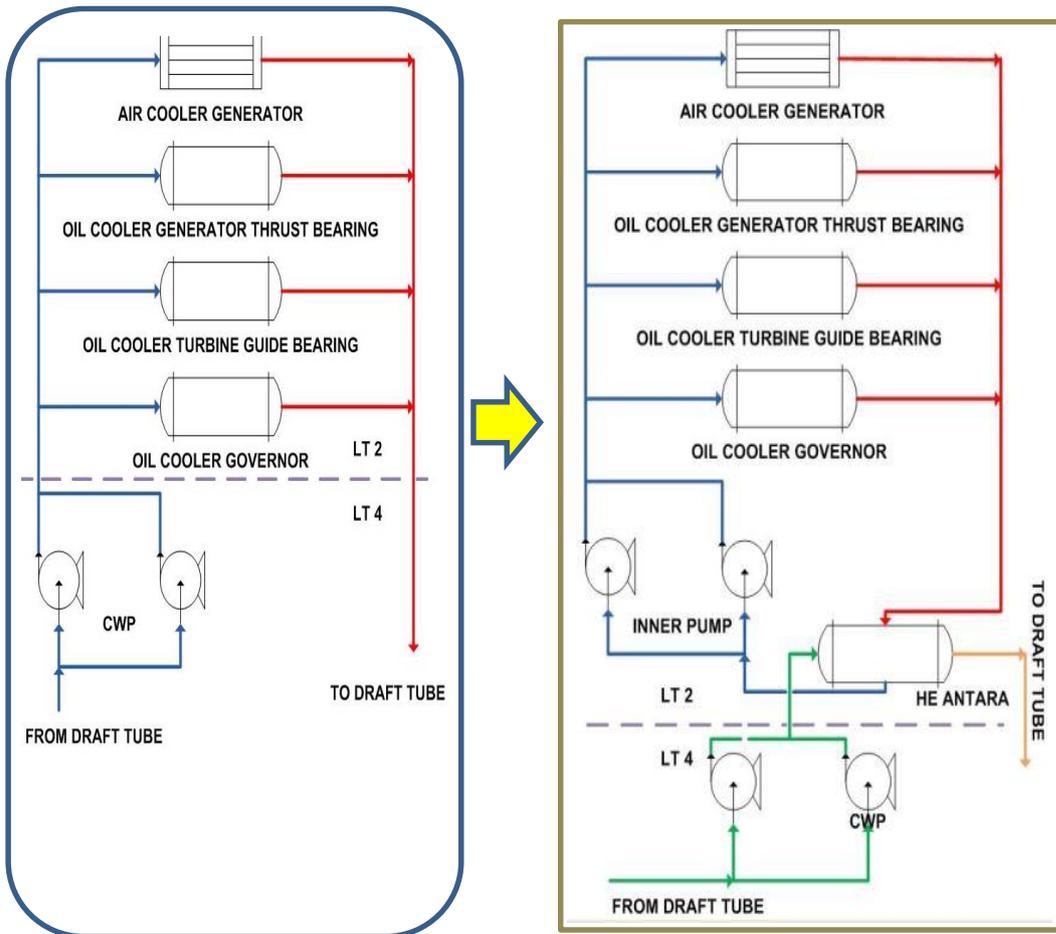
Hasil pengukuran kualitas air diperoleh nilai *Langier Saturation Index* (LSI) sebesar **(-0,78)** yang artinya air dalam **kondisi tidak jenuh kalsium karbonat dan bersifat korosif**.

- LSI > 0 : kondisi lewat jenuh kalsium karbonat, mudah terjadi kerak/ deposit
- LSI < 0 : kondisi tidak jenuh kalsium karbonat, bersifat korosif
- LSI = 0 : kondisi jenuh kalsium karbonat

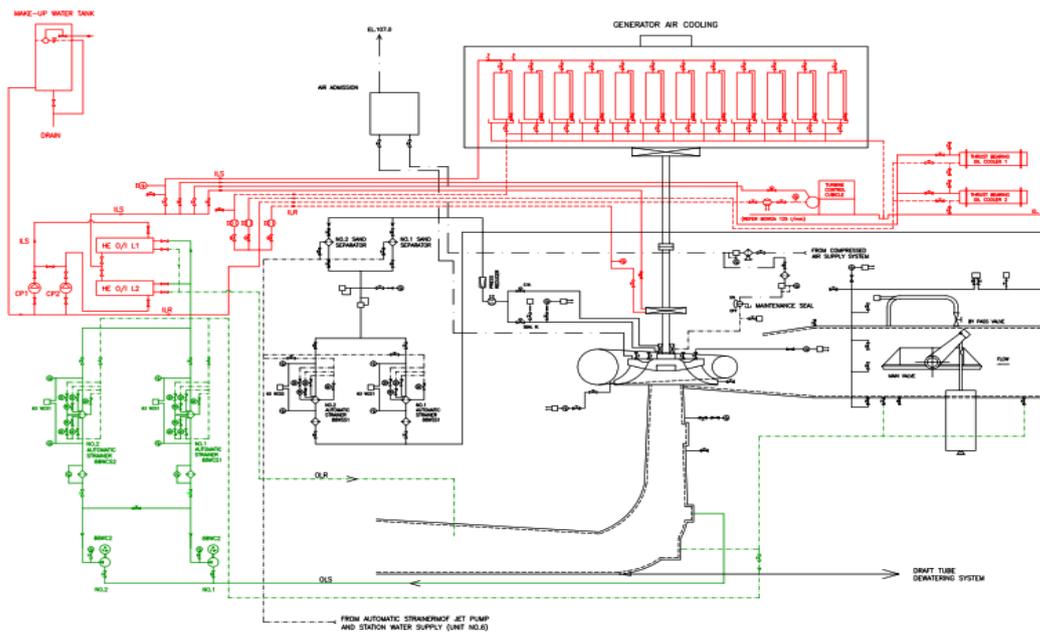
Hasil pengukuran kualitas air diperoleh nilai *Ryzner Saturation Index* (RSI) sebesar **8,7** yang artinya air dalam **kondisi cenderung korosif**.

- RSI > 6 : Kondisi cenderung korosif
- RSI < 6 : kondisi cenderung membentuk kerak
- RSI = 6 : kondisi kesetimbangan kimia

Untuk mengatasi bertambahnya kerusakan pada peralatan pembangkit yang diakibatkan penurunan kualitas air, maka pada tahun 2010 dibuatlah modifikasi pada sistem pendingin unit dari sistem *open loop* menjadi sistem *closed loop*. Pada sistem *closed loop* menggunakan air bersih untuk sistem pendingin unit ke *air cooler generator*, *oil cooler thrust bearing* dan *oil cooler turbine guide bearing*. Sistem ini menggunakan *intermediate heat exchanger* untuk mendinginkan air bersih pada sistem *closed loop* menggunakan air waduk dari *draft tube (open loop)*.



Gambar 1. 2 Perubahan Instalasi Pendingin ke Closed Loop

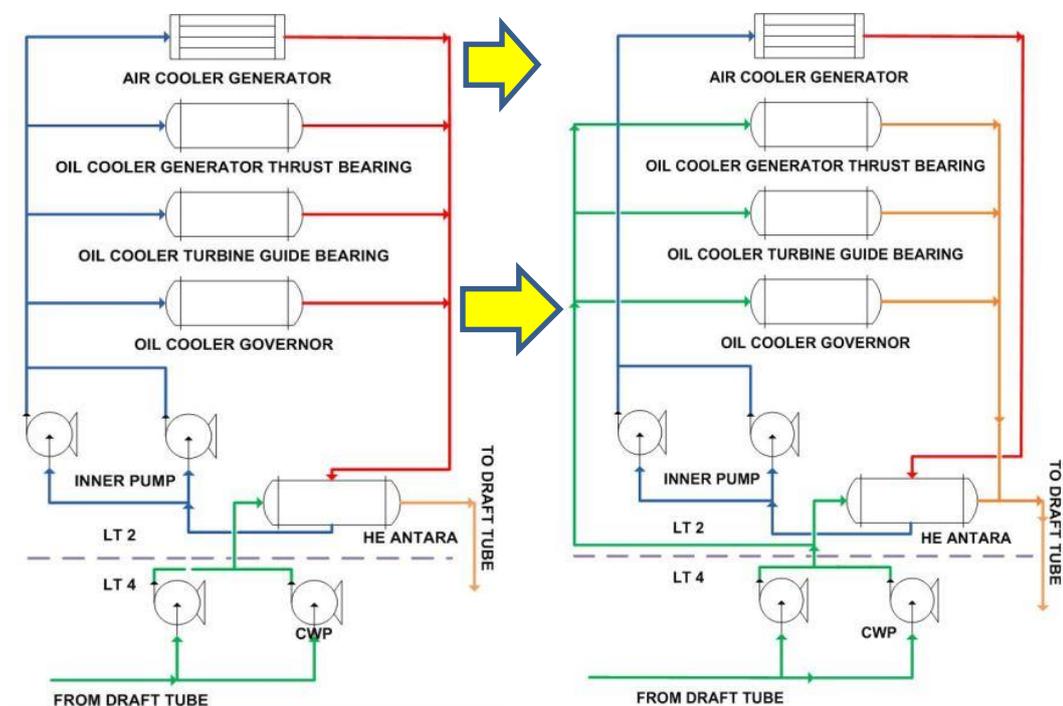


Gambar 1. 3 Sistem Pendingin Closed Loop Unit 1

1.2 Rumusan Masalah

Setelah diaplikasikan sistem pendingin *closed loop* di unit 1 PLTA Cirata, ternyata *intermediate heat exchanger* tidak bisa melayani pendinginan untuk *air cooler generator*, *oil cooler generator thrust bearing*, *oil cooler turbin guide bearing* dan *oil cooler governor* sesuai desain awalnya. Sistem *closed loop* saat ini hanya bisa digunakan untuk pendinginan di *air cooler generator* saja, sehingga perlu dilakukan desain ulang pada *intermediate heat exchanger* agar dapat digunakan untuk melayani pendinginan di *air cooler generator*, *oil cooler generator thrust bearing*, *oil cooler turbin guide bearing* dan *oil cooler governor*.

Selain itu konstruksi *intermediate heat exchanger* pada sistem *closed loop* berupa *shell and tube* memerlukan waktu yang cukup lama untuk pemeliharannya dikarenakan dimensinya yang besar. Pembersihan *tube* pada *intermediate heat exchanger* dilakukan periodik setiap 6 bulan sekali dengan waktu 16 jam untuk 2 buah *intermediate heat exchanger*.



Gambar 1. 4 Sistem Closed Loop Desain dan Aktual

Berdasarkan hal diatas maka perlu dilakukan :

1. Desain ulang pada *intermediate heat exchanger* agar dapat digunakan untuk pendinginan pada *air cooler generator, oil cooler generator thrust bearing, oil cooler turbin guide bearing* dan *oil cooler governor*.
2. Desain baru *intermediate heat exchanger* harus lebih mudah dalam pemeliharaan rutin sehingga waktu pemeliharaan dapat lebih cepat.
3. Simulasi aliran dan perpindahan panas pada *intermediate heat exchanger* secara 2 dimensi menggunakan software GAMBIT dan FLUENT dengan variasi *pitch* transversal untuk mendapatkan kinerja *heat exchanger* yang optimal.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah :

1. Melakukan simulasi aliran dan perpindahan panas pada *tube bank* dengan variasi *pitch* transversal pada desain *intermediate heat exchanger*.
2. Mengetahui karakteristik aliran dan perpindahan panas pada susunan *tube* di *intermediate heat exchanger* dengan variasi *pitch* transversal untuk mendapatkan kinerja *heat exchanger* yang optimal dan mudah dalam pemeliharaan rutin.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah dalam penelitian ini antara lain :

- a. Menggunakan data desain dari *air cooler generator, oil cooler generator thrust bearing, oil cooler turbin guide bearing* dan *oil cooler governor* untuk menghitung beban *intermediate heat exchanger*.
- b. Aliran fluida bersifat *uniform* pada sisi *inlet* dan *steady*.
- c. Konveksi pada sisi dalam *tube* bersifat konstan.
- d. Temperatur pada permukaan *tube* adalah *uniform*.
- e. Tidak menghitung perubahan instalasi untuk *intermediate heat exchanger* dengan desain baru.
- f. Hasil studi lebih mengedepankan aspek manfaat.

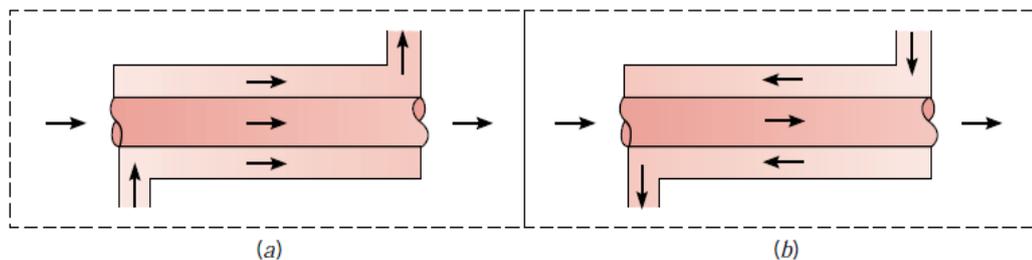
BAB II

KAJIAN PUSTAKA

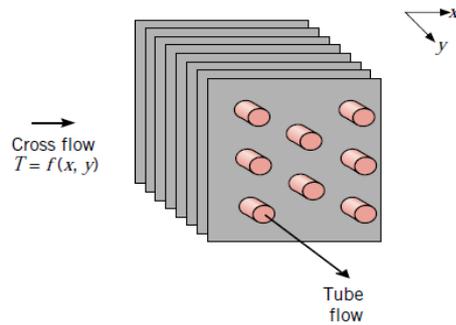
2.1 Landasan Teori

Heat exchanger atau alat penukar panas adalah suatu alat untuk memindahkan panas dari suatu fluida ke fluida lain. Perpindahan panas terjadi akibat adanya perbedaan temperatur antara dua media. Ada 3 jenis perpindahan panas yaitu konduksi, konveksi dan radiasi. Konduksi merupakan perpindahan panas melalui zat penghantar tanpa disertai perpindahan zat tersebut. Konduksi digambarkan sebagai perpindahan panas yang terjadi dari partikel yang berenergi lebih tinggi ke partikel yang berenergi lebih rendah dari suatu media sebagai akibat dari interaksi antar partikel tersebut. Konveksi adalah perpindahan panas melalui zat penghantar yang disertai dengan perpindahan bagian-bagian dari zat tersebut. Konveksi didukung oleh gerakan acak molekuler dan gerakan makroskopik dari fluida diantara permukaan dan lapisan batas. Radiasi merupakan perpindahan panas tanpa melalui zat perantara, energi radiasi dipancarkan sebagai gelombang elektromagnetik.

Heat exchanger diklasifikasikan berdasarkan susunan aliran dan tipe konstruksi. *Heat exchanger* yang paling sederhana adalah sebuah *heat exchanger* yang mana fluida panas dan dingin bergerak atau mengalir pada arah yang sama (*parallel flow*) atau berlawanan (*counter flow*). Alternatif lainnya, fluida panas dan dingin bergerak dalam arah tegak lurus antara satu dengan yang lainnya (*crossflow*).

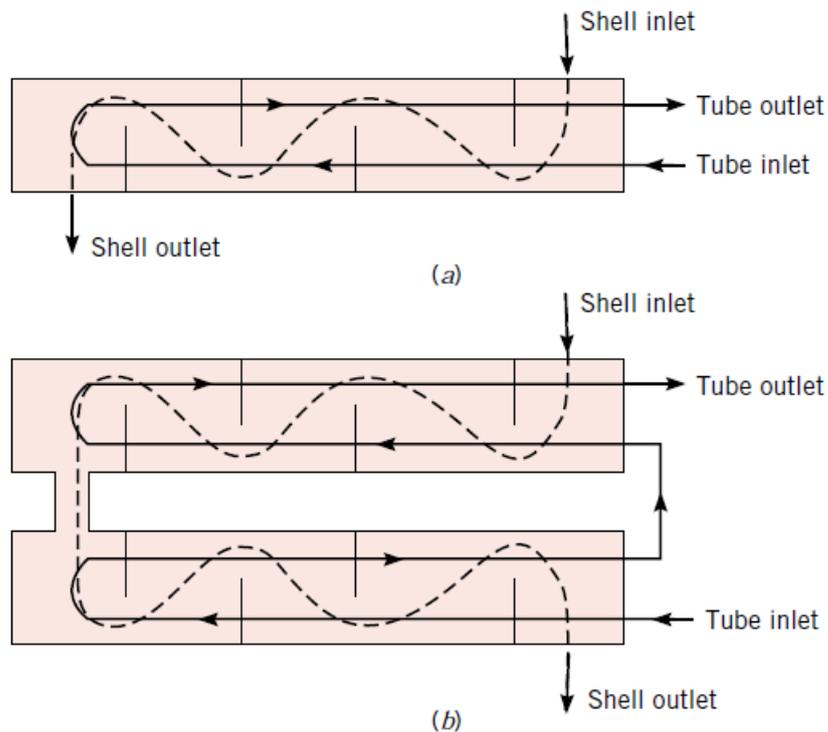


Gambar 2. 1 Concentric tube heat exchanger (a) parallel flow, (b) counter flow



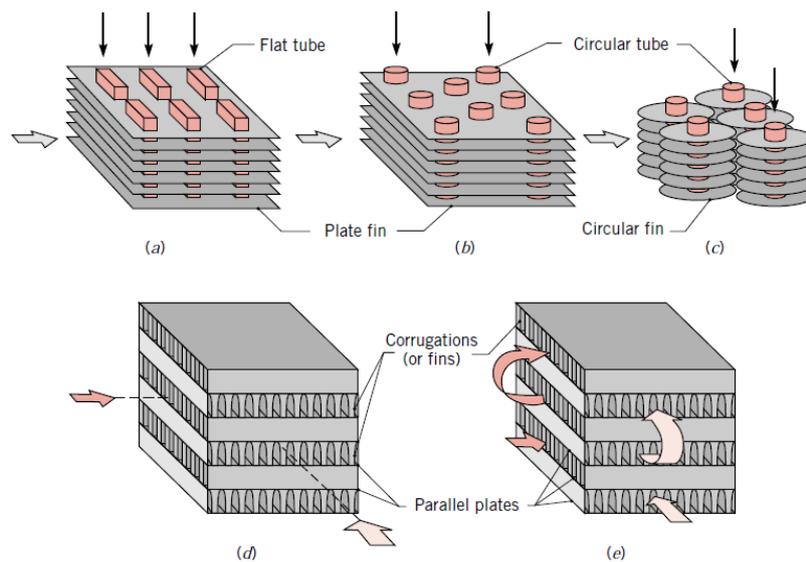
Gambar 2. 2 Crossflow heat exchanger

Dalam industri pembangkit listrik, *Heat Exchanger* yang banyak digunakan adalah *shell and tube heat exchanger* dan *compact heat exchanger*, seperti pada sistem pendingin turbin-generator di PLTA cirata.



Gambar 2. 3 Shell and tube heat exchanger

(a) one shell pass and two tube passes, (b) two shell passes and four tube passes



Gambar 2. 4 Compact heat exchanger cores

(a) Fin-tube (flat tubes, continuous plate fin). (b) Fin-tube (circular tubes, continuous plate fin). (c) Fin-tube (circular tubes, circular fins). (d) Plate-fin (single pass). (e) Plate-fin (multipass)

Berdasarkan kerapatan permukaannya (*surface compactness*), penukar kalor dapat dibagi menjadi empat macam pada fase cair dengan gas, yaitu :

1. *Compact Heat Exchanger*.

Penukar kalor kompak mempunyai kerapatan luas permukaan perpindahan panas lebih besar dari $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ atau diameter hidraulik $\leq 5 \text{ mm}$ untuk pengoperasian pada sisi gas dan lebih besar dari $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ untuk pengoperasian pada aliran sisi cair.

2. *Meso Heat Exchanger*.

Penukar kalor meso mempunyai kerapatan luas permukaan perpindahan panas lebih besar dari $3000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ atau diameter hidraulik $100 \mu\text{m} \leq D_h \leq 1 \text{ mm}$.

3. *Mikro Heat Exchanger*.

Penukar kalor mikro mempunyai kerapatan luas permukaan perpindahan panas lebih besar dari $15000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ atau diameter hidraulik $1 \mu\text{m} \leq D_h \leq 100 \mu\text{m}$.

4. *Shell and Tube Heat Exchanger.*

Penukar kalor *shell and tube* mempunyai kerapatan luas permukaan perpindahan panas kurang dari $100 \text{ m}^2/\text{m}^3$ pada satu sisi fluida dengan pipa biasa.

Compact heat exchanger mempunyai susunan yang rapat dari pipa-pipa bersirip dan secara khas digunakan ketika paling sedikit satu dari fluida-fluidanya adalah gas mempunyai koefisien perpindahan panas konveksi kecil. Pipa-pipa itu bisa berupa pipa datar atau pipa bundar seperti pada gambar 2.4 dan sirip-sirip bisa berupa plat atau melingkar. Alat penukar kalor plat paralel bisa berupa bersirip atau bengkok dan digunakan dalam model operasi laluan tunggal maupun laluan banyak. Lintasan aliran dalam *compact HE* secara tipikal kecil ($D_h \leq 5 \text{ mm}$) dan aliran biasanya berbentuk laminar. Penukar kalor jenis *compact heat exchanger* diantaranya adalah *circular finned tubes*, *finned flat tubes* dan *plate fin-tubes heat exchanger*.

2.1.1 Perpindahan Panas

Dalam melakukan desain *heat exchanger*, dilakukan perhitungan beban pendinginan dari *heat exchanger* tersebut yaitu :

$$q = \dot{m}C_p\Delta T$$

Keterangan :

- q : perpindahan panas (Watt)
- \dot{m} : laju aliran massa (kg/s)
- C_p : panas jenis spesifik (kJ/kg°C)
- ΔT : beda temperature (°C)

Untuk menghitung luasan yang dibutuhkan dalam perancangan *heat exchanger*, digunakan metode ΔT_{LMTD} (*log mean temperature difference*) yaitu :

$$q = UA\Delta T_{LMTD}$$

Keterangan :

- q : perpindahan panas (Watt)
- U : koefisien perpindahan panas ($\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$)

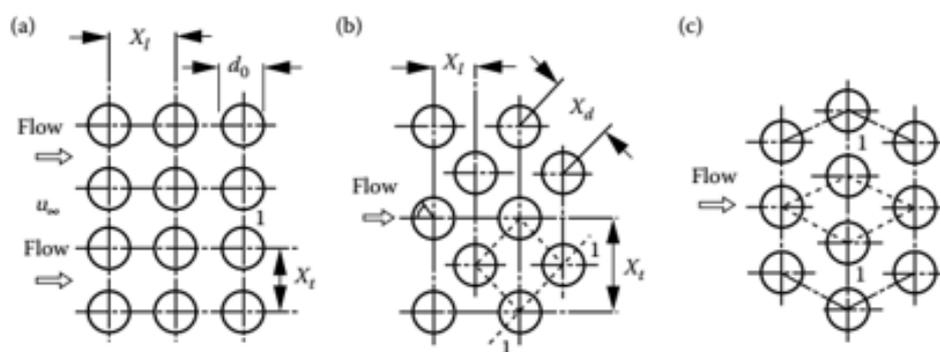
A : luasan perpindahan panas pada HE (m^2)

ΔT_{LMTD} : *log mean temperature difference* ($^{\circ}C$)

2.1.2 Karakteristik Aliran Fluida Pada *Tube Bank*

Aliran melintasi *tube* baris pertama pada *tube bank* mirip dengan aliran melintasi *tube* tunggal secara tegak lurus. Untuk baris *tube* berikutnya, aliran sangat dipengaruhi oleh susunan *tube*. Pada susunan *tube inline*, untuk baris kedua dan seterusnya telah terjadi turbulensi pada *upstream*. Nilai koefisien perpindahan panas konveksi sangat dipengaruhi oleh tingkat turbulensi aliran melintasi *tube* dan jumlah baris *tube*. Pada umumnya, koefisien perpindahan panas konveksi akan bertambah dengan bertambahnya jumlah baris *tube* sampai kira-kira baris ke lima, setelah itu hanya ada sedikit perubahan pada turbulensi dan nilai koefisien perpindahan panas konveksi. Untuk ST/SL yang kecil, *tube* pada baris pertama akan menghalangi turbulensi aliran di baris berikutnya dan *heat transfer* akan berkurang karena sebagian besar permukaan *tube* tidak akan teraliri fluida utama. Untuk susunan *tube staggered*, lintasan aliran utama lebih berliku-liku di daerah *downstream tube* sehingga akan lebih banyak permukaan *tube* yang teraliri. Pada susunan *tube staggered*, kenaikan perpindahan panas dipengaruhi oleh tingkat liku-liku aliran terutama pada angka *Reynolds* yang kecil ($Re < 100$).

Susunan pipa bundar adalah salah satu permukaan perpindahan panas yang paling umum dan rumit, biasanya terdapat pada *shell and tube heat exchanger*. Susunan pipa dicirikan menurut diameter silinder d_o , jarak longitudinal dari dua baris yang berurutan, X_l , dan jarak transversal dari dua silinder yang berurutan, X_t .



Gambar 2. 5 Tube Bundle Arrangement, (a) in-line, (b)&(c)staggered

Sejumlah besar penelitian tentang perpindahan panas pada susunan pipa telah dipublikasikan. Tinjauan terbaru dari penelitian ini telah disajikan oleh Zukauskas. Perpindahan panas rata-rata pada susunan *tube*/pipa halus secara umum dinyatakan dengan persamaan berikut:

$$Nu_D = C_1 Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

Dimana nilai C dan m dapat dilihat pada tabel dibawah ini:

Tabel 2. 1 Nilai konstanta C dan m

Configuration	$Re_{D,max}$	C	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	10^2-10^3		
Aligned ($S_T/S_L > 0.7$) ^a	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ($S_T/S_L < 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered ($S_T/S_L > 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

^aFor $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

Bilangan *Reynolds*, Re_D , mengacu pada kecepatan rata-rata ketika melalui persilangan tersempit yang terbentuk dari susunan pipa, yaitu, kecepatan rata-rata maksimum, U_o .

$$Re_D = \frac{U_o d_o \rho}{\mu}$$

2.1.3 Log Mean Temperature Difference for Multipass and Crossflow Heat Exchanger

Pada aliran *crossflow* laju perpindahan panas dari fluida panas ke fluida dingin dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$Q = UA\Delta T_m$$

Dimana ΔT_m adalah rata-rata perbedaan temperatur yang sebenarnya dan fungsi yang kompleks dari T_{h1} , T_{h2} , T_{c1} , dan T_{c2} . Secara umum, fungsi ΔT_m dapat dinyatakan sebagai:

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{(T_{h2} - T_{c1}) - (T_{h1} - T_{c2})}{\ln \left[\frac{(T_{h2} - T_{c1})}{(T_{h1} - T_{c2})} \right]}$$

$$P = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{max}}$$

$$R = \frac{C_c}{C_h} = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{c2} - T_{c1}}$$

Dimana $\Delta T_{lm,cf}$ adalah *log-mean temperature difference* untuk susunan *counterflow* dengan temperatur *inlet* dan *outlet* fluida yang sama. P adalah rasio panas yang benar-benar berpindah dengan panas yang akan berpindah jika temperatur fluida dingin yang sama dinaikan hingga temperatur *inlet* fluida panas, oleh karena itu P adalah temperatur efektif dari *heat exchanger* pada sisi fluida dingin. R adalah rasio nilai $(\dot{m}c_p)$ dari fluida dingin dengan rasio $(\dot{m}c_p)$ dari fluida panas dan disebut *heat capacity rate ratio* (tidak memedulikan fluida mana yang terdapat pada sisi pipa maupun sisi cangkang pada *shell and tube heat exchanger*).

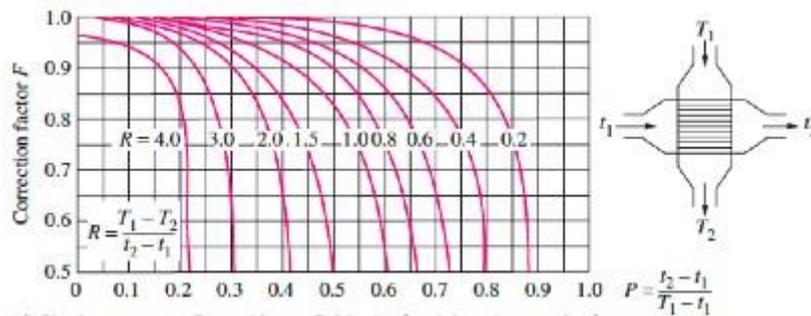
Untuk keperluan desain, total perpindahan panas antara fluida panas dan dingin pada susunan *counterflow* dengan factor koreksi F :

$$Q = UA\Delta T_{lm} = UAF\Delta T_{lm,cf}$$

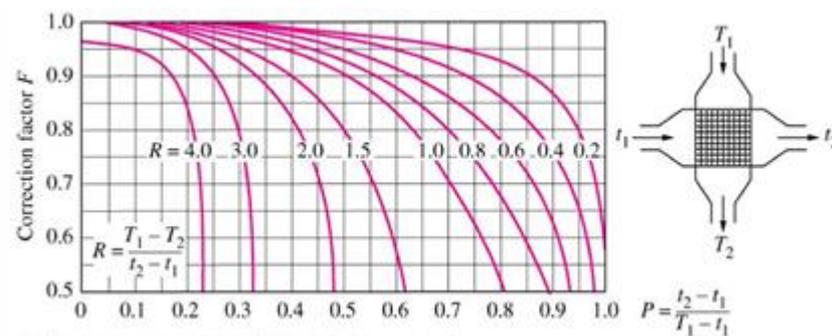
F tidak berdimensi, bergantung pada temperatur efektif P , *heat capacity ratio* R , dan susunan aliran:

$$F = \phi(P, R, \text{flow arrangement})$$

Faktor koreksi tersedia pada grafik yang disediakan oleh *Bowman et al.*



Gambar 2. 6 LMTD correction factor F for a single-pass crossflow heat exchanger with one fluid mixed and the other unmixed (From Bowman, R.A, Mueller, A. C., and Nagle, W. M. [1940] Trans.Asme, Vol. 62,283-294.)



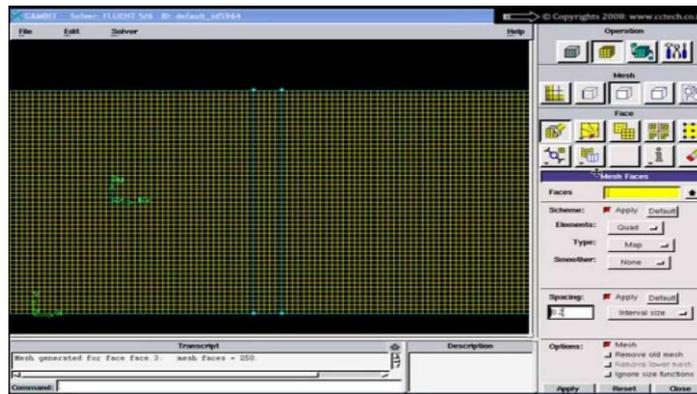
Gambar 2. 7 LMTD correction factor F for crossflow heat exchanger with both fluids unmixed (From Bowman, R.A, Mueller, A. C., and Nagle, W. M. [1940] Trans.Asme, Vol. 62,283-294.)

2.2 Computational Fluid Dynamic

Studi numerik secara dua dimensi menggunakan *software* Gambit dan Fluent untuk melihat karakteristik aliran dan perpindahan panas yang terjadi disekitar susunan *staggered tube bank* pada *intermediate heat exchanger*.

2.2.1 Software Gambit

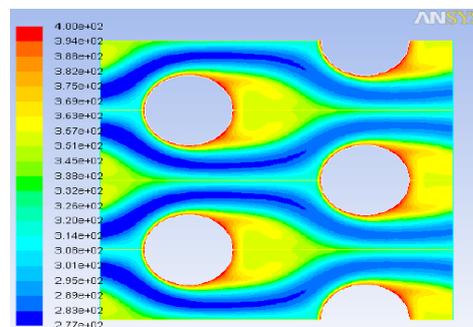
Gambit adalah program yang digunakan untuk menghasilkan *grid* atau *mesh* untuk CFD *solver*. Salah satu contoh dari *grid* yang dapat dihasilkan oleh *software* gambit ditunjukkan pada Gambar 2.8.



Gambar 2. 8 Tampilan Software Gambit

2.2.2 Software Fluent

Fluent adalah program CFD *solver* yang dapat menangani *grid* terstruktur, yaitu *grid* persegi panjang dengan indeks *node* yang terdefinisi dengan jelas, dan *grid* tidak terstruktur. *Grid* yang tidak terstruktur umumnya berbentuk segitiga, tetapi bisa juga berbentuk persegi panjang. Dalam permasalahan 3-D, *grid* tidak terstruktur dapat terdiri dari tetrahedral (bentuk piramida), kotak persegi panjang, prisma, dan lain sebagainya. Salah satu contoh dari distribusi temperatur pada *tube bank* yang ditunjukkan pada gambar 2.9. *Software* Fluent dapat menunjukkan profil dari temperatur, tekanan, kecepatan, dan properti lainnya dari keseluruhan maupun sebagian dari *grid* atau *mesh* yang telah dibentuk oleh *software* Gambit.



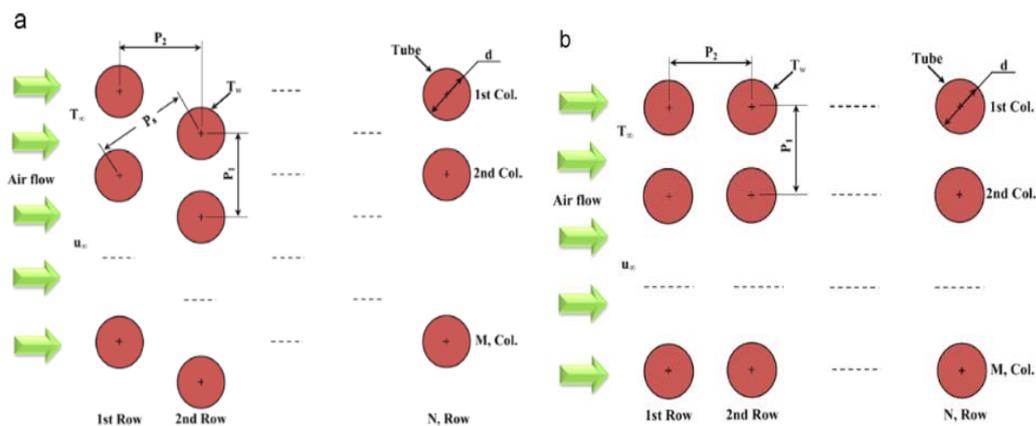
Gambar 2. 9 Tampilan Software Fluent

2.3 Penelitian Terdahulu

2.3.1 An overview on thermal and fluid flow characteristics in a plain plate finned and un-finned tube bank heat exchanger

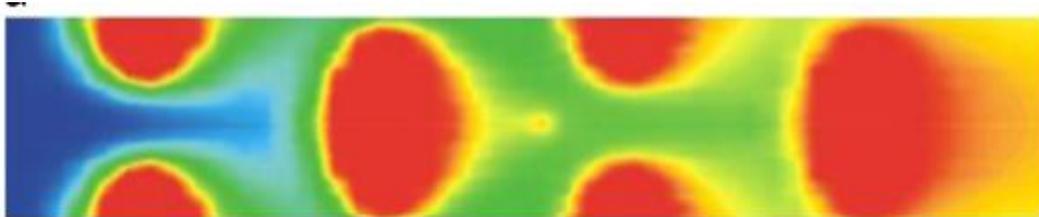
Penukar panas saat ini banyak digunakan dalam bidang industri seperti pembangkit listrik, sarana transportasi, sistem pemanas, peralatan elektronik dan kendaraan ruang angkasa. Jurnal ini mengulas perpindahan panas dan karakteristik penurunan tekanan pada *tube bank heat exchanger* dipengaruhi beberapa parameter seperti kecepatan fluida eksternal, konfigurasi *tube*, jumlah baris *tube*, jarak antar *tube*, bentuk *tube* dan lain-lain.

Dalam jurnal ini *Tahseen* (2014) mensimulasikan aliran dan karakteristik termal dari *un-finned and finned tube heat exchanger* menggunakan *computational fluid dynamic (CFD)*.



Gambar 2. 10 Konfigurasi tube bank heat exchanger (a) staggered, (b) in-line (*Tahseen, 2014*)

Nilai perpindahan panas pada konfigurasi *staggered* menunjukkan hasil yang lebih tinggi dibandingkan konfigurasi *in-line*, tetapi penurunan tekanan lebih tinggi pada konfigurasi *staggered* dibandingkan konfigurasi *in-line*. Sedangkan nilai koefisien perpindahan panas antara *tube* berbentuk bulat dan oval hampir sama, tetapi penurunan tekanan pada *tube* oval lebih rendah 10% dibandingkan dengan *tube* bulat.



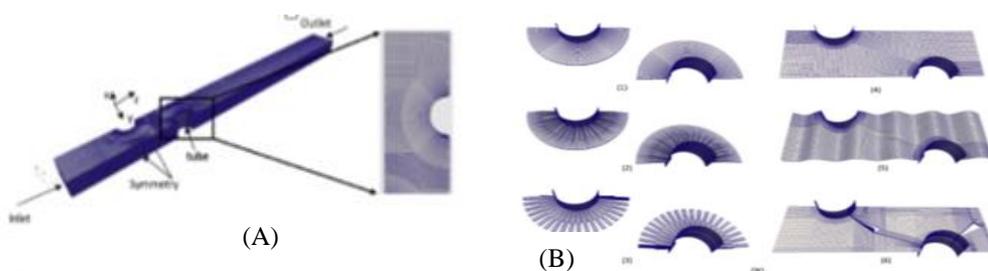
Gambar 2. 11 Distribusi temperatur pada plate fin heat exchanger dengan empat baris tube (Tahseen, 2014)

Koefisien perpindahan panas dan penurunan tekanan bertambah seiring bertambahnya kecepatan eksternal dari fluida, kerapatan fin dan berkurangnya jarak *transverse tube pitch*. Hal ini berlaku pada *finned* dan *un-finned tube heat exchanger* dengan konfigurasi *in-line* dan *staggered*.

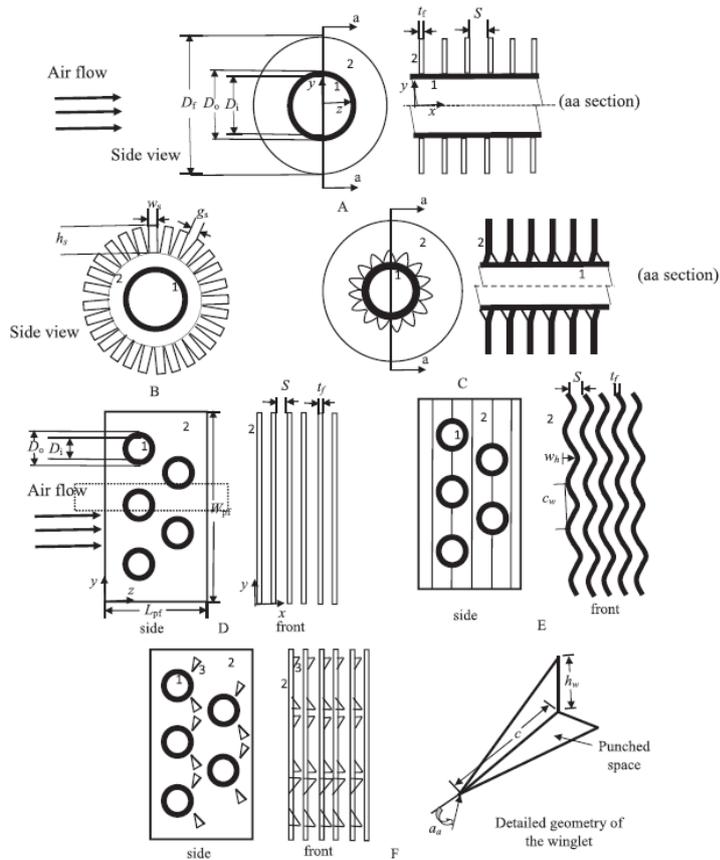
2.3.2 A comparison of thermal-hydraulic performance of various fin patterns using 3D CFD simulations

Untuk mendapatkan nilai perpindahan panas yang tinggi, penggunaan permukaan yang diperbanyak telah menjadi kebutuhan dalam desain *heat exchanger* yang menggunakan udara sebagai pendingin. Performa dari *air-cooled heat exchanger* tergantung dari beberapa parameter geometri seperti jenis *tube*, jenis fin, jarak fin, jumlah *row*, *tube pitch* dan lain-lain.

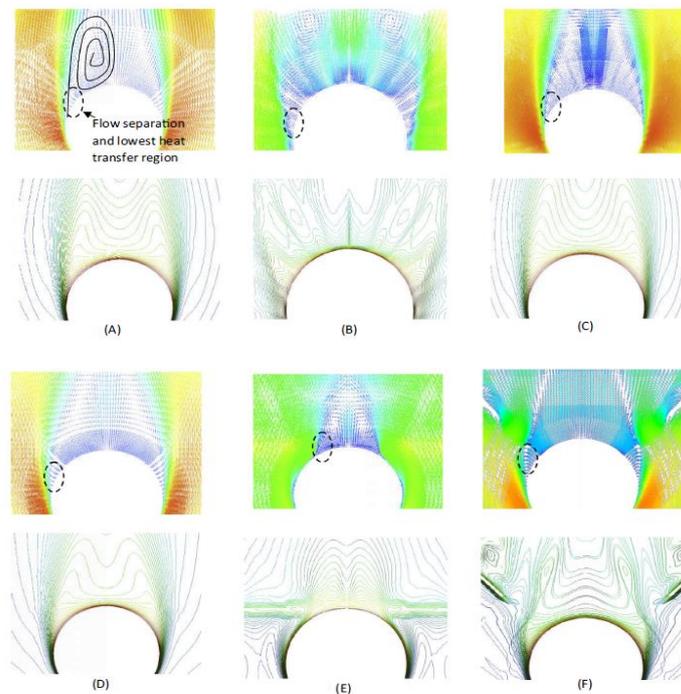
Dalam jurnal ini, Kumar (2017) melakukan studi untuk mengetahui karakteristik dari beberapa macam bentuk sirip/*fin*, yaitu *circular fin*, *finned spiral fin*, *plated plate fin*, *wavy fin* dan *fin with punched delta winglet pair (DWP)*. Nilai bilangan *Reynolds* berdasarkan diameter hidrolis ada diantara 2500 sampai dengan 4000. Karakteristik dari berbagai macam bentuk sirip/*fin* ditampilkan menggunakan simulasi *computational fluid dynamic (CFD)*.



Gambar 2. 12 (A) Computational Domain, (B) Grid Generation (Kumar, 2017)



Gambar 2. 13 Berbagai Bentuk Sirip (Kumar, 2017)



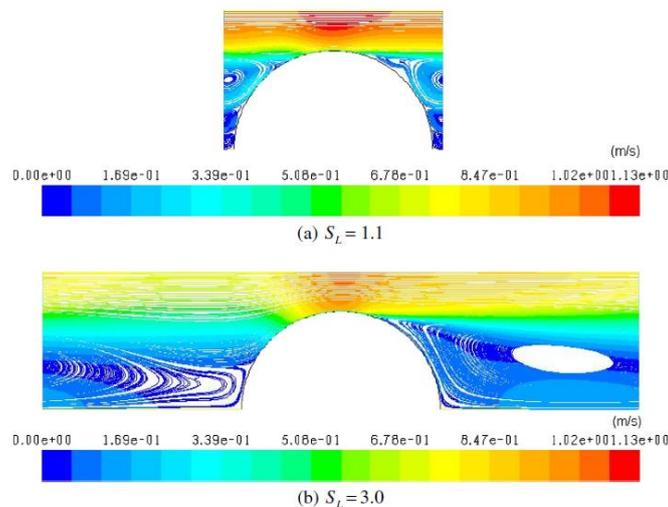
Gambar 2. 14 Representation of flow distribution (Kumar, 2017)

Dari hasil studi ini didapat bahwa diantara *circular fin*, *crimped fin* memiliki koefisien perpindahan panas tertinggi. Sedangkan diantara *plate fin*, *wavy fin* memiliki koefisien perpindahan panas tertinggi. Penurunan tekanan pada semua *plate fin*, lebih tinggi dibandingkan *circular fin* dikarenakan jalur aliran yang lebih panjang dan gesekan yang lebih tinggi. Biaya pembuatan *air cooled heat exchanger* dapat diminalkan dengan penggunaan *circular fin*.

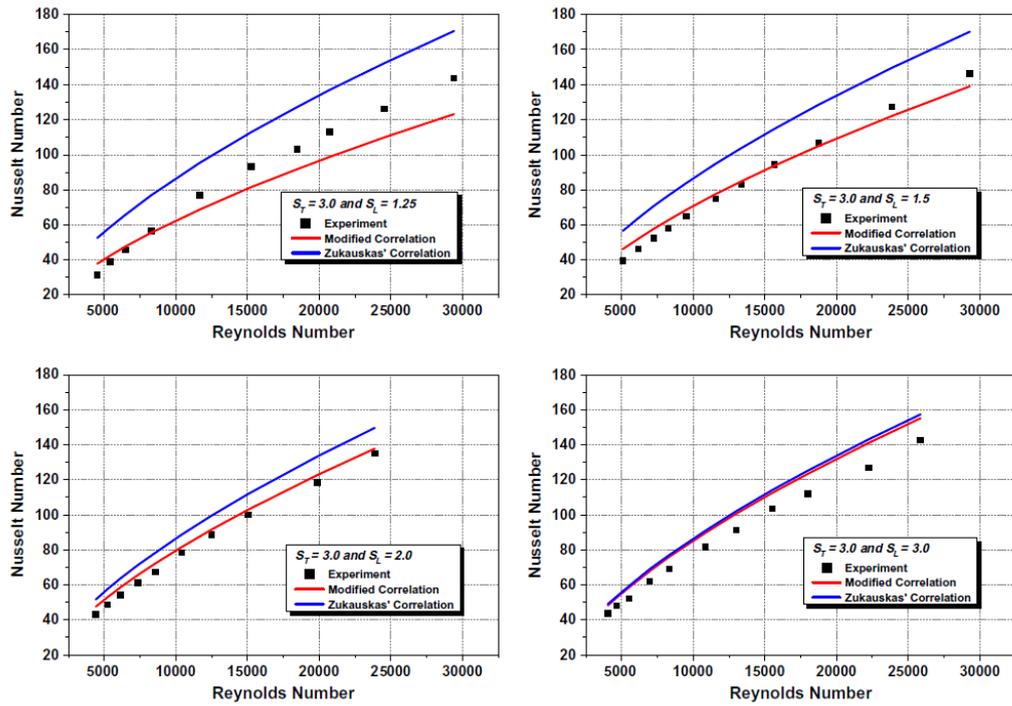
2.3.3 Effect of longitudinal pitch on convective heat transfer in crossflow over in-line tube banks

Aliran dan karakteristik perpindahan panas pada aliran yang melintasi *tube* secara melintang sangat berbeda dengan aliran paralel. Pada aliran melintang, aliran akan mengenai *tube* secara tegak lurus sehingga turbulensi akan meningkat dibandingkan aliran paralel. Hal ini akan mempengaruhi peningkatan perpindahan panas di permukaan. Kim (2012), melakukan studi untuk mengetahui efek dari jarak longitudinal terhadap karakteristik perpindahan panas pada aliran melintang di susunan *in-line tube banks* menggunakan CFD. Hal ini dilakukan untuk melihat efek dari turbulensi dan ketidakseragaman distribusi aliran terhadap transfer panas secara kuantitatif yang digunakan untuk mendesain *heat exchanger* secara tepat.

Hasil dari studi didapat bahwa terjadi penurunan perpindahan panas seiring dengan berkurangnya jarak longitudinal, ketika rasio jarak longitudinal lebih dari 2,7 (L_l/D) tidak banyak mempengaruhi nilai perpindahan panas.



Gambar 2. 15 Streamline by different longitudinal pitch ratio (Kim, 2012)



Gambar 2. 16 Heat transfer performance in experiment (Kim, 2012)

BAB III

METODOLOGI

3.1 Metodologi Penelitian

Metode yang dilakukan untuk melakukan studi numerikal pengaruh *pitch* transversal dan longitudinal pada aliran dan perpindahan panas di sekitar tube bank *heat exchanger* antara pada sistem *closed loop* di unit 1 PLTA Cirata yaitu melakukan studi literatur mengenai jenis-jenis penukar kalor yang berasal dari buku, jurnal maupun penelitian terdahulu. Kemudian mencari data-data operasional dari sistem pendinginan eksisting dan setelah dilakukan modifikasi *closed loop*. Setelah data operasional didapat, dilakukan proses desain dan analisis *heat exchanger* menggunakan *software* Gambit dan Fluent untuk memprediksi aliran fluida dan perpindahan panas menggunakan persamaan-persamaan matematika yang dibangun dan dianalisa berdasarkan persamaan diferensial parsial yang mempresentasikan hukum-hukum konservasi massa, momentum dan energi. Metode penelitian dengan analisa numerik dua dimensi dengan melakukan variasi *pitch* transversal 1,5, 1,75 dan 2 kali diameter *tube*, sehingga dapat diketahui karakteristik aliran dan perpindahan panas pada susunan *tube* dalam bentuk profil kecepatan aliran dan distribusi temperatur. Setelah itu dilakukan perhitungan untuk mendapatkan desain *heat exchanger* yang tepat dan dilakukan simulasi. Data hasil simulasi akan diolah dalam bentuk grafik dan gambar untuk dianalisis secara kuantitatif dan kualitatif sehingga mendapatkan hasil optimum untuk desain *Intermediate Heat Exchanger*.

3.2 Studi Literatur

Melakukan studi literatur yang bersumber dari buku, jurnal lokal maupun internasional dan penelitian terdahulu mengenai jenis penukar panas terutama *shell and tube heat exchanger* dan *compact heat exchanger*, pengaruh konfigurasi *tube* pada *tube bank* dan simulasi menggunakan CFD.

3.3 Data Operasional

Mengumpulkan data operasional sistem pendingin di unit 1 PLTA Cirata yang sudah dirubah menjadi *closed loop* dari sebelumnya *open loop*. Spesifikasi dari *heat exchanger* pada sistem pendingin adalah sebagai berikut :

a. Air Cooler Generator

- *Thermal Rating* : 1710 kW
- *Air Volume Flow* : 67,2 m³/s
- *Air Inlet Temperature* : 62° C
- *Air Outlet Temperature* : 37° C
- *Pressure Drop Air Side* : 90 Pa
- *Cooling Water Flow* : 408 m³/h
- *Cooling Water Inlet Temperature* : 30° C
- *Cooling Water Outlet Temperature* : 33,6° C
- *Test Pressure /Admissable* : 12 bar
- *Diameter Core Tube* : ± 22 mm
- *Bentuk Tube* : Round Seamless Tube
- *Material Tube* : Cu Ni 90/10
- *Jumlah Tube* : 77 Tube

b. Oil Cooler Generator Thrust Bearing

- *Thermal Rating* : 330 kW
- *Oil Flow Rate* : 86,3 m³/h
- *Oil Inlet Temperature* : 45° C
- *Oil Outlet Temperature* : 37° C
- *Pressure Drop Oil Side* : 0,5 bar
- *Cooling Water Flow* : 56,8 m³/h
- *Cooling Water Inlet Temperature* : 30° C
- *Cooling Water Outlet Temperature* : 35° C
- *Pressure Drop Water Side* : 0,3 bar
- *Test Pressure /Admissable* : 8 bar

c. Oil Cooler Turbin Guide Bearing

- *Thermal Rating* : 30 kW

- *Cooling Water Flow* : 6,96 m³/h
- *Cooling Water Inlet Temperature* : 30° C
- *Cooling Water Outlet Temperature* : 35° C
- *Test Pressure /Admissable* : 8 bar

d. *Oil Cooler Governor*

- *Thermal Rating* : 30 kW
- *Cooling Water Flow* : 6,48 m³/h
- *Cooling Water Inlet Temperature* : 30° C
- *Cooling Water Outlet Temperature* : 32° C
- *Test Pressure /Admissable* : 8 bar

e. *Intermediate Heat Exchanger (closed loop)*

SHELL & TUBE	SHELL SIDE	TUBE SIDE
Nama fluida	<i>Air olah</i>	<i>Air draft tube</i>
Laju aliran masa (kg/hr)	416242	372195
Temperature (°C)	38,7	36
Q (kW)	1296,300	29
LMTD (K)	6,840	32
Q/ΔT (W/K)	189523,73	
Luas permukaan luar pipa, A (m ²)	230,38	
Material pipa	Cu-Ni 10 (ASTM C70600)	
Diameter luar pipa, D _o (mm)	15,875	
Diameter dalam, D _i (mm)	13,3858	
Panjang pipa, L (m)	2,4384	
Kecepatan fluida dlm pipa, V (m/s)	0,779	
Jarak antar center pipa, P _T (mm)	22,875	
Jumlah pipa	1968	
Material shell	Carbon steel SA516 grade 55	
Tebal shell (mm)	18	
Diameter dalam shell, D _s (m)	1,150	
Jarak antar pinggir pipa, C ¹ (mm)	7	
Material baffle	Carbon steel SA516 grade 55	
Jarak antar baffle, L _b (m)	0,48	
Jumlah baffle (buah)	4	
Diameter tie-rod (mm)	14	
Jumlah tie-rod (buah)	12	
U (W/m ² .K)	904,52	

Gambar 3. 1 Data Intermediate Heat Exchanger

3.4 Tahap Pemodelan

Computation domain dibuat sesuai dengan geometri dari aliran fluida dan perpindahan panas yang akan diteliti, yaitu aliran *crossflow* silinder sirkular dengan kondisi aliran konveksi paksa 2-D steady. Metode komputasi yang digunakan dalam penelitian ini menggunakan GAMBIT untuk pembuatan pemodelan geometri benda, *meshing* dan menentukan *boundary condition*.

Setelah membuat geometri maka akan dilanjutkan dengan pembuatan *meshing* yang bertujuan untuk melakukan pembagian objek menjadi bagian-bagian kecil. Ukuran *mesh* akan mempengaruhi ketelitian analisa CFD yang dilakukan, semakin kecil ukuran *mesh* maka hasil yang didapat semakin teliti tetapi memerlukan daya komputasi dan waktu yang lebih lama.

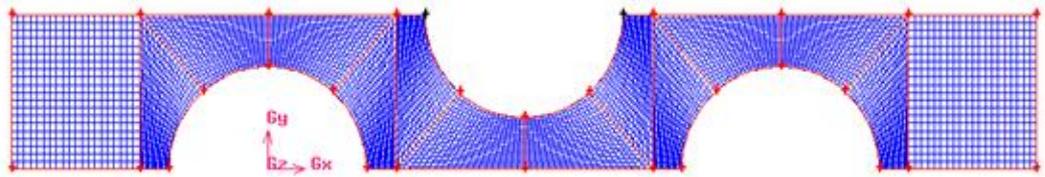
Selanjutnya adalah mendefinisikan *boundary condition* pada model *computation domain*. *Boundary condition* yang ditentukan adalah sebagai berikut :

- a. Sisi *inlet* didefinisikan mempunyai *boundary condition velocity inlet* guna mendapatkan kondisi yang alami dalam pemodelan numerik.
- b. Sisi *outlet* didefinisikan mempunyai *boundary condition out flow*.
- c. *Tube* didefinisikan mempunyai *boundary condition wall*.
- d. Sisi atas dan bawah didefinisikan sebagai *simetry*.

Selanjutnya melakukan simulasi menggunakan *software* FLUENT dengan beberapa pengaturan pada pemilihan model, identifikasi material, *set-up boundary condition*, pemilihan *solution* dan *post processing*. Dari pemodelan tersebut akan diolah kembali dengan memasukkan data-data pengoperasian *heat exchanger* yang ada, sehingga diperoleh data berupa kecepatan fluida, bilangan *Reynolds*, bilangan *Nusselt*, dan koefisien konveksi.

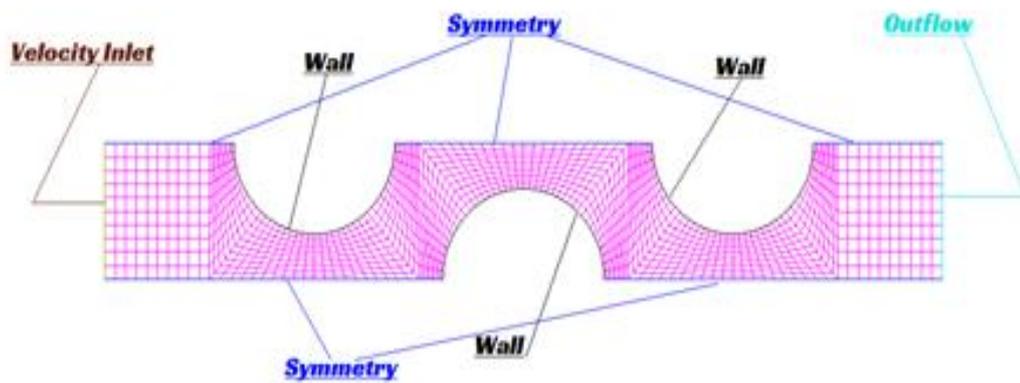
Pada gambar 3.2 menunjukkan pemodelan susunan pipa *staggered* untuk *intermediate heat exchanger*, dengan geometri sebagai berikut:

- Diameter luar pipa = 1,5875cm (5/8 inchi)
- Diameter dalam pipa = 1,4097cm
- *Pitch ratio* = 1,5 x diameter luar pipa
- *Tranversal pitch* = 2,38125cm
- *Longitudinal pitch* = 2,06222cm

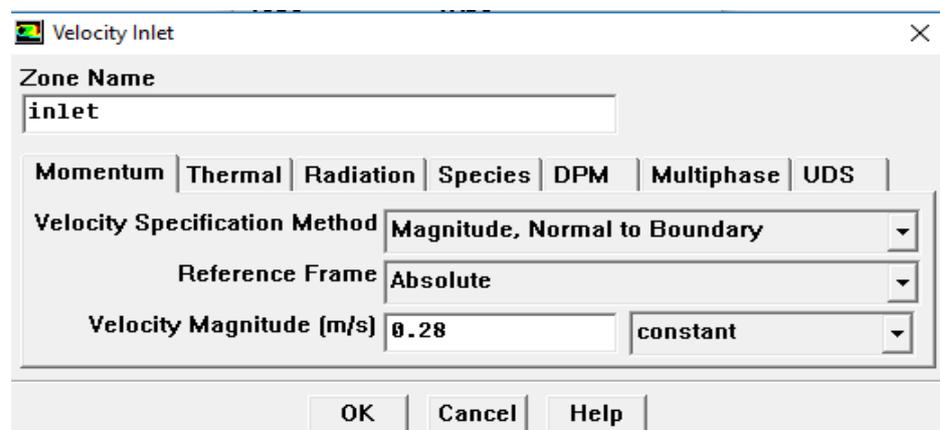


Gambar 3. 2 Meshing susunan pada pipa staggered

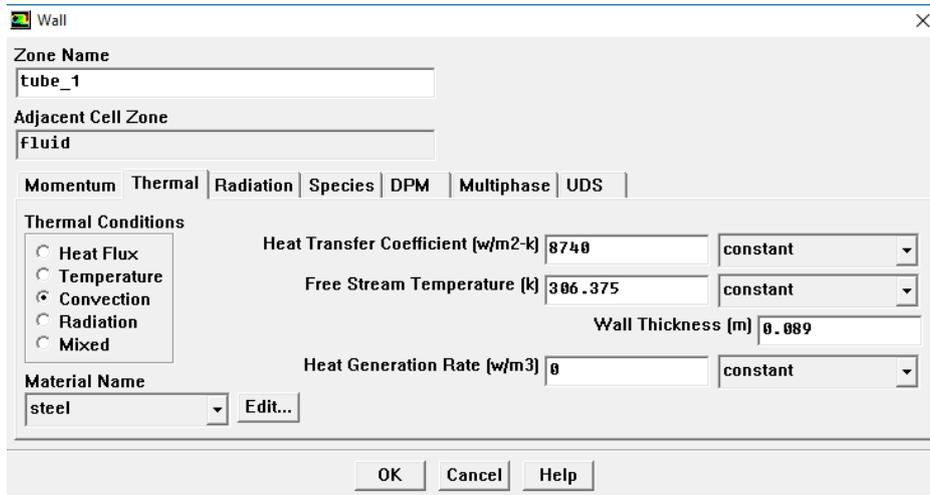
Meshing yang telah disusun disimulasikan pada *software* fluent dengan memasukkan data pengoperasian yang ada. *Boundary Conditions* pada simulasi yang dilakukan ditunjukkan pada gambar 3.3. Data operasi yang dimasukkan ditunjukkan pada gambar 3.4 sampai dengan gambar 3.5.



Gambar 3. 3 Boundary Conditions



Gambar 3. 4 Velocity Inlet Input



Gambar 3. 5 Wall Input

Bilangan *Reynolds* untuk aliran di dalam *tube* dapat dihitung dengan rumus :

$$Re_D = \frac{\rho v D}{\mu}$$

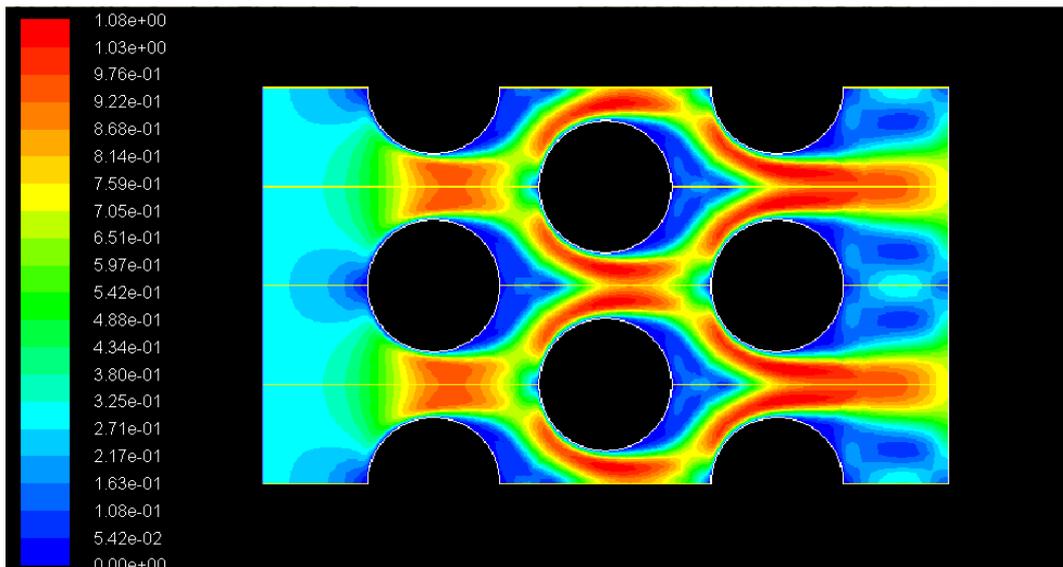
Besarnya bilangan *Nusselt* dapat dihitung dengan rumus :

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re_D - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

$$\text{Dengan } f = (0,790 \ln Re_D - 1,64)^{-2}$$

Besarnya koefisien konveksi di dalam pipa dapat dihitung dengan rumus

$$h_i = \frac{Nu_b k}{d_i}$$



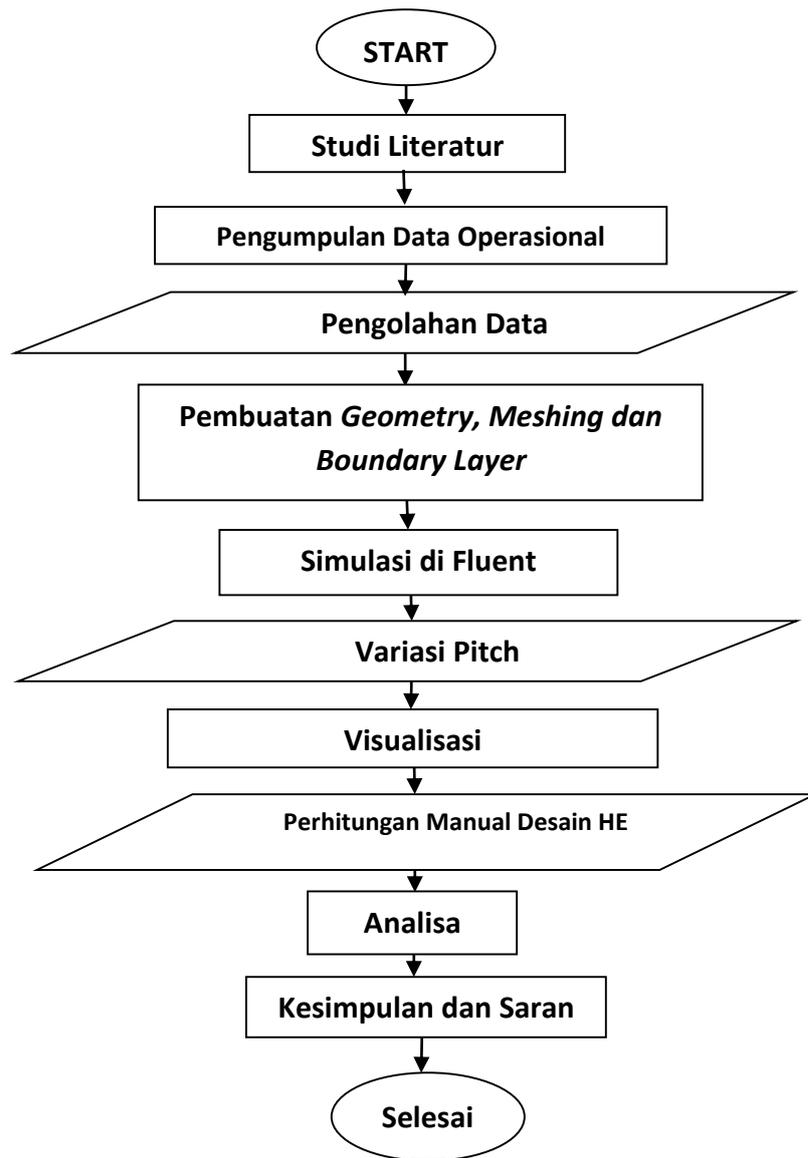
Gambar 3. 6 Distribusi Kecepatan Pada Susunan Tube Staggered

Dari hasil simulasi diperoleh distribusi kecepatan seperti pada gambar 3.6, kecepatan aliran meningkat pada celah antara *tube* dikarenakan terjadi penyempitan luas penampang aliran. Kecepatan aliran mendekati nol dititik dimana aliran tegak lurus menabrak *tube* atau dapat dilihat pada gambar yaitu pada sisi kiri *tube*. Dengan adanya perbedaan kecepatan aliran disekitar *tube*, maka akan menyebabkan perbedaan koefisien konveksi disekeliling *tube*, dengan simulasi Fluent dapat diketahui besarnya koefisien konveksi disekeliling *tube*, sehingga dapat dirata-rata koefisien konveksi tersebut dan digunakan dalam perhitungan desain *Intermediate Heat Exchanger*.

Hasil dari simulasi numerik dengan variasi *pitch* transversal 1,5D, 1,75D dan 2D akan didapat hubungan antara kecepatan aliran dengan sudut *tube* (0° - 180°) dan hubungan antara perpindahan panas konveksi dengan sudut *tube* (0° - 180°). Trend kecepatan aliran pada tiap *row* di masing-masing variasi akan dilakukan analisa, begitu juga dengan trend perpindahan panas pada tiap *row* di masing-masing variasi.

3.5 Langkah Penelitian

Tesis ini disusun berdasarkan diagram alir penelitian seperti pada gambar 3.1 untuk menjelaskan *input* yang dibutuhkan dan *output* yang dihasilkan.



Gambar 3. 7 Diagram Alir Penelitian

BAB IV

PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas hasil simulasi pengaruh *pitch* transversal dan longitudinal terhadap perpindahan panas/koeffisien konveksi pada aliran diluar *tube*. Kemudian akan dibandingkan dengan nilai koefisien konveksi hasil perhitungan untuk memperoleh desain *heat exchanger* antara yang paling optimal. Simulasi aliran pada sisi luar *tube* dilakukan dengan menggunakan *software* Fluent dan diperoleh data berupa distribusi kecepatan satu *meshing* di atas *tube* dan koefisien konveksi di permukaan *tube*. Data distribusi kecepatan dan koefisien konveksi disajikan secara kuantitatif berupa grafik dan dianalisis berdasarkan pengaruh perbedaan *pitch* transversal dan longitudinal pada setiap kolom pipa. Analisis yang dihasilkan meliputi antara lain :

1. Pengaruh jarak *pitch* transversal dan longitudinal terhadap distribusi kecepatan dan koefisien perpindahan panas dengan menjaga kecepatan aliran masuk tetap.
2. Pengaruh kolom pipa terhadap distribusi kecepatan dan koefisien perpindahan panas dengan menjaga kecepatan aliran masuk tetap.
3. Perbandingan desain *intermediate heat exchanger* hasil perhitungan dengan hasil simulasi.

4.1 Perhitungan *Heat Exchanger*

Perhitungan *duty* dari penukar panas antara pada sistem *closed loop* unit 1 yang akan di desain ulang agar dapat digunakan untuk *air cooler generator*, *oil cooler generator thrust bearing*, *oil cooler turbin guide bearing* dan *oil cooler governor* yaitu :

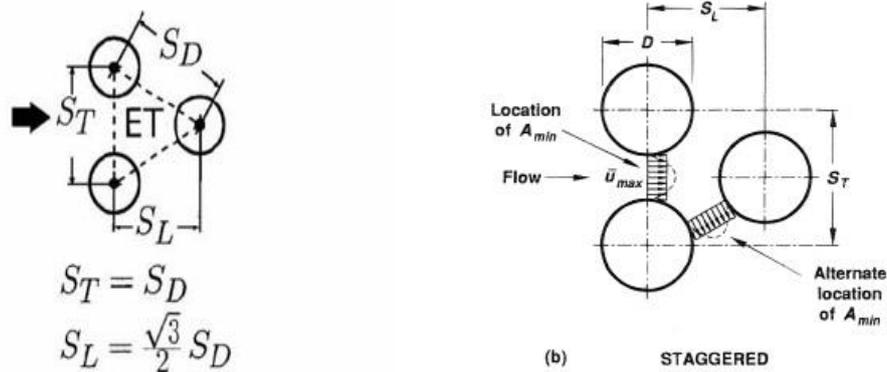
NO.	HEAT EXCHANGER	DUTY (Q)
1.	<i>Air cooler generator</i>	1710 kW
2.	<i>Oil cooler thrust bearing generator</i>	330 kW

3.	<i>Oil cooler turbin guide bearing</i>	30 kW x 2
4.	<i>Oil cooler governor</i>	30 kW
	Total Q	2130 kW

4.2 Analisis Pemodelan Susunan Tube

4.2.1 Pemodelan Konfigurasi Tube

Sebelum dilakukan simulasi dengan *software* Fluent, terlebih dahulu dilakukan pemodelan konfigurasi *tube* pada desain *intermediate heat exchanger*. Konfigurasi *tube* adalah *staggered* dengan sudut 60° untuk mendapatkan koefisien perpindahan panas yang lebih baik dibandingkan dengan konfigurasi *in-line*.



Equilateral Triangle (ET) tube arrangement

Gambar 4. 1 Konfigurasi Tube

Geometri *tube* antara lain :

1. Diameter luar *tube* : 15,875 mm (5/8 inch)
2. Diameter dalam *tube* : 14,097 mm
3. *Equilateral triangle tube arrangement* dengan tiga variasi *pitch* transversal :
 - *Pitch* transversal (ST) = 1,5 diameter *tube*
 - *Pitch* transversal (ST) = 1,75 diameter *tube*
 - *Pitch* transversal (ST) = 2 diameter *tube*

4.2.2 Perhitungan Koefisien Konveksi di Dalam Tube

Aliran di dalam *tube* yang merupakan air bersih/*demin water* memiliki laju aliran massa sebesar 180 kg/s dengan temperatur masuk $T_{hi} = 35^{\circ}\text{C}$ dan $Q = 2130$ kW sehingga :

$$q = \dot{m}C_p\Delta T$$

$$\Delta T = \frac{2130}{180 \times 4,1788}$$

$$\Delta T = 2,835$$

$$T_{ho} = 35 - 2,835 = 32,16^{\circ}\text{C}$$

Kecepatan aliran di dalam *tube* diharapkan berkisar antara 2m/s sampai dengan 3m/s. Oleh sebab itu ditetapkan jumlah baris *tube* sebanyak 50 dan jumlah kolom 60 sehingga jumlah total *tube* adalah 3000 buah dan memiliki lintasan/*pass* sebanyak 6 lintasan/*pass*.

Tabel 4. 1 Propertis air bersih/*demin water*

specific heat (cp)	4,1788 kJ/kg $^{\circ}\text{C}$
density (ρ)	993,05 kg/m 3
viscositas absolut (μ)	7,10x10 $^{-4}$ kg/ms
konduktivitas termal (k)	0,6264W/m $^{\circ}\text{C}$
Pr	4,736

Kecepatan aliran dalam *tube* dapat dihitung dengan rumus :

$$U_m = \frac{4\dot{m}n}{\rho N_t \pi d_i^2}$$

Dengan: \dot{m} : laju aliran massa(kg/s)
 n : jumlah lintasan
 ρ : massa jenis fluida (kg/m 3)
 N_t : jumlah pipa
 d_i : diameter dalam *tube*

Sehingga diperoleh kecepatan aliran di dalam *tube* sebesar:

$$U_m = \frac{4 \cdot \frac{180 \text{ kg}}{\text{s}} \cdot 6}{\frac{993,05 \text{ kg}}{\text{m}^3} \cdot 3000 \cdot \pi \cdot (0,014097 \text{ cm})^2}$$

$$U_m = 2,324 \text{ m/s}$$

Bilangan *Reynolds* untuk aliran di dalam *tube* :

$$Re_D = \frac{\rho U_m d_i}{\mu}$$

$$Re_D = 4,58 \times 10^4$$

Untuk menghitung koefisien konveksi perlu diketahui terlebih dahulu besarnya bilangan *Nusselt*, untuk menghitung bilangan *Nusselt* pada pipa sirkular untuk bilangan *Reynolds* pada kisaran 3000 sampai dengan $5 \cdot 10^6$ dan bilangan *Prandtl* kisaran 0,5 sampai dengan 2000 menggunakan :

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re_D - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$$

Dimana,

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

$$f = (0,790 \ln 4,58 \times 10^4 - 1,64)^{-2}$$

$$f = 0,0213847$$

Sehingga,

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{0,0213847}{8}\right) (45800 - 1000) (4,736)}{1 + 12,7 \left(\frac{0,0213847}{8}\right)^{1/2} ((4,736)^{2/3} - 1)}$$

$$Nu_D = 258,5546263$$

Besarnya koefisien konveksi dalam *tube* :

$$h_i = \frac{Nu_D k}{d_i}$$

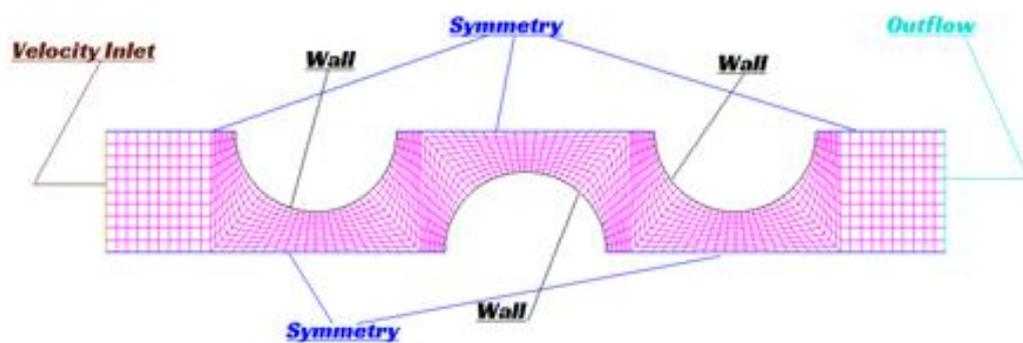
$$h_i = \frac{(258,5546263)(0,6264)}{0,014097}$$

$$h_i = 11488,818 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4.2.3 *Boundary Condition* pada simulasi

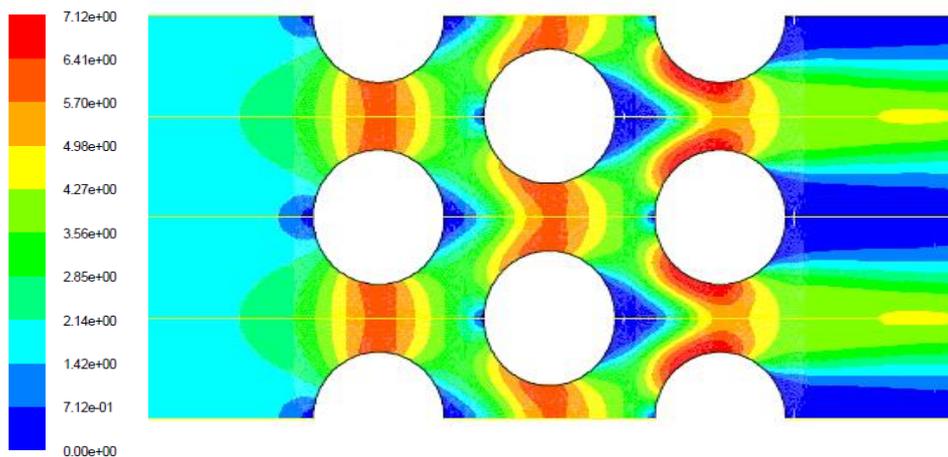
Pada simulasi Fluent, ditetapkan *boundary condition* sebagai berikut:

1. *Velocity inlet* dengan *velocity magnitude* sebesar 2 m/s.
2. *Wall* dengan koefisien perpindahan panas sebesar 11488,818 W/m²K, temperatur 306,5K dan *wall thickness* 0,899 mm.



Gambar 4. 2 *Boundary Condition*

4.2.4 Pemodelan Aliran Pada *Pitch* Transversal 1,5 Diameter



Gambar 4. 3 *Kontur Kecepatan pada Pitch Transversal 1,5 Diameter*

Pada gambar 4.3 dapat dilihat kecepatan masuk seragam yaitu sebesar 2m/s dan mengalami perubahan kecepatan ketika mendekati kolom pipa pertama. Aliran

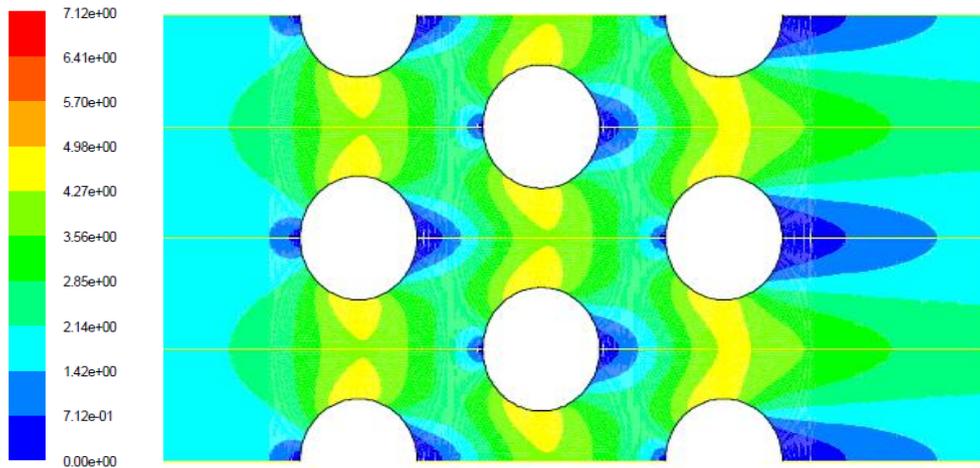
yang menabrak pipa mengalami penurunan kecepatan hingga kecepataannya mencapai 0, sedangkan aliran yang tidak menabrak pipa mengalami percepatan sehingga kecepatan pada sela pipa memiliki kecepatan yang lebih tinggi yang diindikasikan dengan warna kuning dan oranye. Setelah melewati celah antara kedua pipa, kecepatan aliran kembali melambat yang diindikasikan dengan warna hijau. Sedangkan untuk aliran dibelakang pipa kolom pertama mengalami *wake* sehingga kecepataannya mengalami penurunan.

Pada kolom kedua kecepatan aliran kembali mengalami penurunan kecepatan untuk aliran yang menabrak kolom kedua sedangkan untuk aliran yang tidak menabrak pipa kembali mengalami percepatan. Aliran dicelah pipa pada kolom kedua kembali mengalami percepatan yang mirip dengan kolom pertama akan tetapi dikarenakan *wake* dari kolom pertama sehingga kecepatan pada celah pipa mengalami percepatan tidak secara homogen. Dikarenakan percepatan yang terjadi pada kolom kedua lebih cepat dibandingkan kolom pertama sehingga *wake* pada kolom kedua lebih cepat terjadi dan diindikasikan dengan segitiga bewarna biru dibelakang pipa yang lebih besar dibandingkan pada kolom pertama.

Pada kolom ketiga memiliki percepatan yang lebih cepat dibandingkan pada kolom pertama dan kedua yang diindikasikan dengan titik biru di depan pipa yang lebih kecil. Kecepatan aliran pada celah kolom ketiga dipengaruhi oleh penyempitan luas area dan *wake* dari kolom kedua sehingga kecepatan kolom ketiga lebih tinggi dibandingkan kolom kedua dan *wake* pada kolom ketiga terjadi lebih cepat dibandingkan pada kolom kedua. Dikarenakan setelah kolom ketiga tidak ada kolom selanjutnya maka *wake* pada kolom ketiga tidak mengalami pengaruh dari penyempitan luas area sehingga *wake* kolom ketiga menjadi lebih panjang.

4.2.5 Pemodelan Aliran Pada *Pitch* Transversal 1,75 Diameter

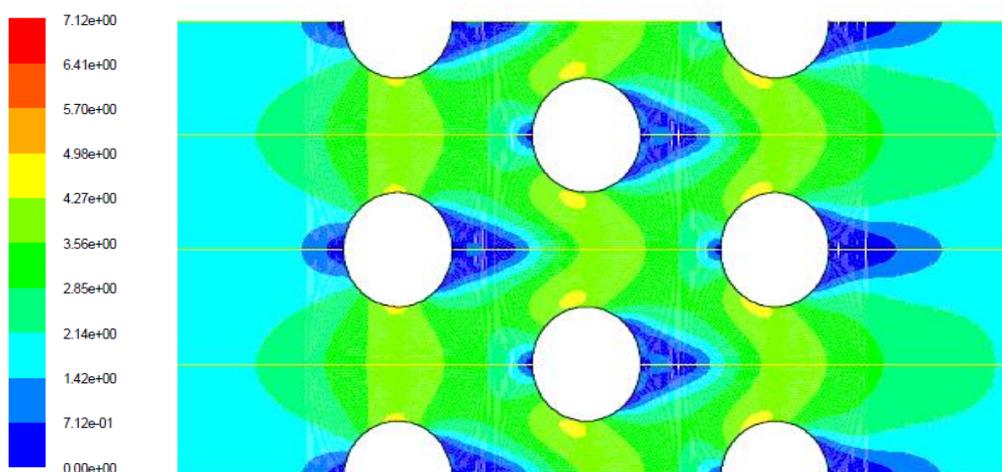
Pada pemodelan untuk *pitch* transversal 1,75 diameter, memiliki karakteristik kecepatan yang mirip dengan *pitch* transversal 1,5 diameter hanya saja dikarenakan *pitch* yang lebih besar sehingga penyempitan luas area pada celah *tube* lebih besar, sehingga kecepatan pada celah *tube* lebih lambat dibandingkan dengan *pitch* 1,5 diameter.



Gambar 4. 4 Kontur Kecepatan pada Pitch Transversal 1,75 Diameter

Sehingga kecepatan maksimum pada *pitch* transversal 1,75 diameter hanya berkisar pada 5m/s yaitu warna kuning pada aliran. Dapat terlihat untuk *wake* pada kolom pertama dan kolom kedua memiliki bentuk yang sama diindikasikan dengan warna biru dibelakang *tube*, berbeda dengan karakteristik *pitch* transversal 1,5 diameter, dimana *wake* kolom kedua lebih besar dibandingkan *wake* kolom pertama. Sedangkan untuk *wake* pada kolom ketiga dikarenakan tidak adanya kolom selanjutnya, maka *wake* pada kolom ketiga lebih lebar dibandingkan kolom pertama dan kedua.

4.2.6 Pemodelan Aliran Pada *Pitch* Transversal 2 Diameter



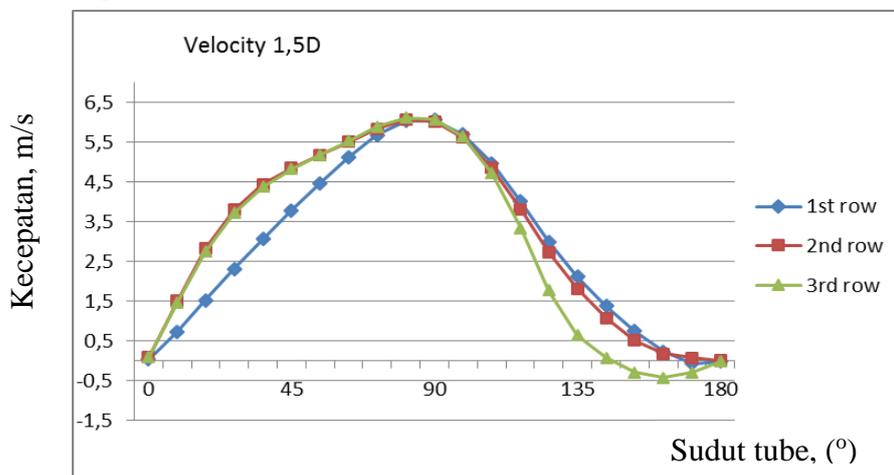
Gambar 4. 5 Kontur Kecepatan pada Pitch Transversal 2 Diameter

Pada pemodelan untuk *pitch* transversal 2 diameter memiliki karakteristik kontur kecepatan yang mirip dengan *pitch* transversal 1,75 diameter hanya saja memiliki kecepatan maksimum yang lebih rendah dibandingkan kecepatan *pitch* transversal 1,75 diameter sehingga aliran pada celah *tube* didominasi warna hijau.

4.3 Pengaruh Variasi *Pitch* Transversal Terhadap Kecepatan Aliran

Grafik kecepatan terhadap sudut *tube* diperoleh dengan pembacaan kecepatan aliran pada satu *meshing* diatas permukaan *tube*, hal ini dikarenakan jika pembacaan dilakukan pada permukaan *tube* kecepatan yang diperoleh adalah 0.

4.3.1 Kecepatan Aliran Pada *Pitch* Transversal 1,5 Diameter

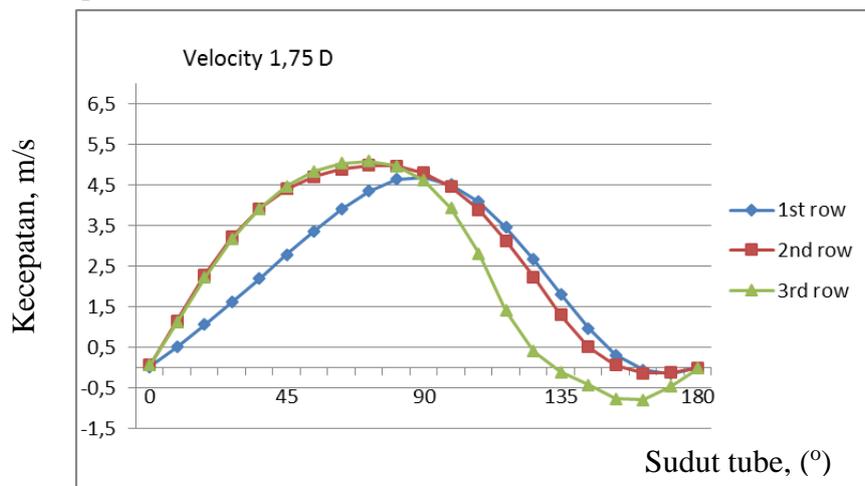


Gambar 4. 6 Grafik Kecepatan Terhadap Sudut Pipa Pada *Pitch* Transversal 1,5 D

Pada gambar 4.6 kecepatan aliran = 0 pada sudut 0° dikarenakan pada sudut 0° molekul air menabrak permukaan *tube* dan berhenti. Aliran kemudian mengalami percepatan seiring bertambahnya derajat dikarenakan terjadi penyempitan luasan aliran, sehingga agar debit yang dihasilkan tetap maka kecepatan meningkat. Pada sudut 90° luasan aliran adalah luasan tersempit sehingga kecepatan aliran mencapai puncaknya pada sudut 90°. Melewati sudut 90° kecepatan mengalami penurunan diakibatkan bertambahnya luasan aliran sampai terjadinya titik separasi pada kecepatan nol dan mengalami *backflow*. Pada kolom pertama memiliki *trendline* yang berbeda pada saat sudut 0° sampai dengan sudut 90° dengan *trendline* kolom kedua dan ketiga yang mirip. Hal ini dapat disebabkan tidak adanya kolom *tube* sebelum kolom pertama sehingga percepatan aliran terjadi murni dikarenakan

penyempitan luasan aliran. Sedangkan pada kolom kedua dan ketiga percepatan lebih tinggi terjadi pada sudut 0° sampai dengan 30° dan percepatan berkurang sedikit yang diindikasikan dengan kenaikan kecepatan yang lebih landai, perbedaan percepatan ini dikarenakan adanya *wake* akibat kolom sebelumnya sehingga percepatan terjadi tidak hanya diakibatkan oleh penyempitan luasan aliran. Setelah melewati titik puncaknya yaitu pada sudut 90° *trendline* ketiga kolom mengalami penurunan. pada kolom ketiga keberadaan titik separasi dan *backflow* dapat terlihat jelas. Titik separasi terjadi ketika kecepatan aliran = 0 yaitu pada sudut 144° dan *backflow* diindikasikan dengan nilai kecepatan yang negatif. Pada kolom pertama dan kedua titik separasi dan *backflow* pada dasarnya tetap ada hanya saja keberadaan kolom pipa selanjutnya menyebabkan titik separasi dan *backflow* tidak sejelas pada kolom ketiga. Kecepatan pada ketiga kolom memiliki kecepatan maksimum yang sama pada kisaran 6m/s.

4.3.2 Kecepatan Aliran Pada *Pitch* Transversal 1,75 Diameter

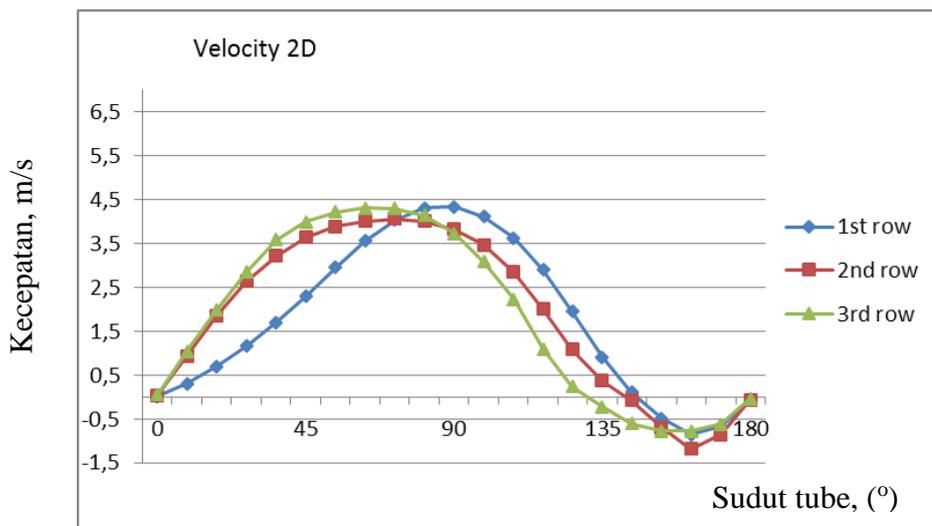


Gambar 4. 7 Grafik Kecepatan Terhadap Sudut Pipa Pada *Pitch* Transversal 1,75 D

Pada gambar 4.7 *trendline* kecepatan untuk variasi *pitch* transversal 1,75 diameter mirip dengan *trendline* variasi *pitch* transversal 1,5 diameter dengan kecepatan maksimum yang lebih rendah yaitu pada kisaran 5m/s. Perbedaan yang terjadi terdapat pada pergeseran titik kecepatan puncak pada kolom kedua dan ketiga, yang bergeser ke sudut 75° untuk kolom kedua dan 70° untuk kolom ketiga. Hal ini dapat disebabkan karena *wake* pada kolom sebelumnya lebih besar dibandingkan pada variasi *pitch* transversal 1,75 diameter. *Wake* yang lebih besar

terjadi dikarenakan jarak antara *tube* yang lebih besar sehingga *boundary layer* yang terjadi tidak terlalu terpengaruh antara *tube* yang satu dengan *tube* yang lainnya. Perbedaan selanjutnya terdapat pada *tube* kolom pertama dan kedua yang titik separasi dan *backflow* lebih jelas terlihat dibandingkan variasi *pitch* 1,5 diameter.

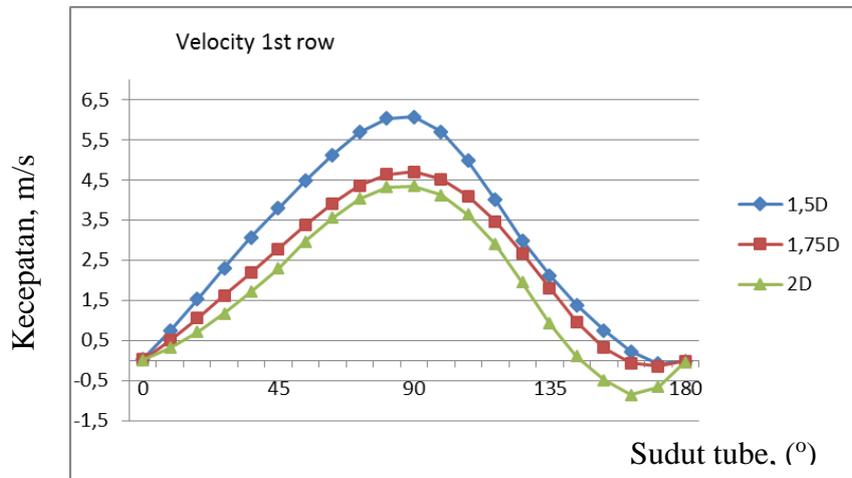
4.3.3 Kecepatan Aliran Pada *Pitch* Transversal 2 Diameter



Gambar 4. 8 Grafik Kecepatan Terhadap Sudut Pipa Pada *Pitch* Transversal 2 D

Pada gambar 4.8 *trendline* kecepatan untuk variasi *pitch* transversal 2 diameter lebih mirip dengan *trendline* variasi *pitch* transversal 1,75 diameter dibandingkan variasi *pitch* transversal 1,5 diameter dengan kecepatan maksimum yang lebih rendah yaitu pada kisaran 4,3 m/s. Pergeseran titik kecepatan puncak hampir mendekati pergeseran pada variasi *pitch* transversal 1,75 diameter yaitu pada kolom kedua bergeser ke sudut 72° dan pada kolom ketiga bergeser ke sudut 67°. Hal ini berarti pada perbedaan *pitch* transversal 1,75 diameter dan 2 diameter tidak memberikan perbedaan yang signifikan. Perbedaan yang lebih terlihat jelas terdapat pada pipa kolom pertama dan kedua yang titik separasi dan *backflow* terlihat jelas. Hal ini disebabkan karena jarak *pitch* transversal yang terlalu lebar sehingga aliran yang terjadi sudah hampir tidak terpengaruh oleh keberadaan pipa lainnya.

4.3.4 Pengaruh Variasi *Pitch* Transversal Terhadap Kecepatan Aliran pada *First Row*

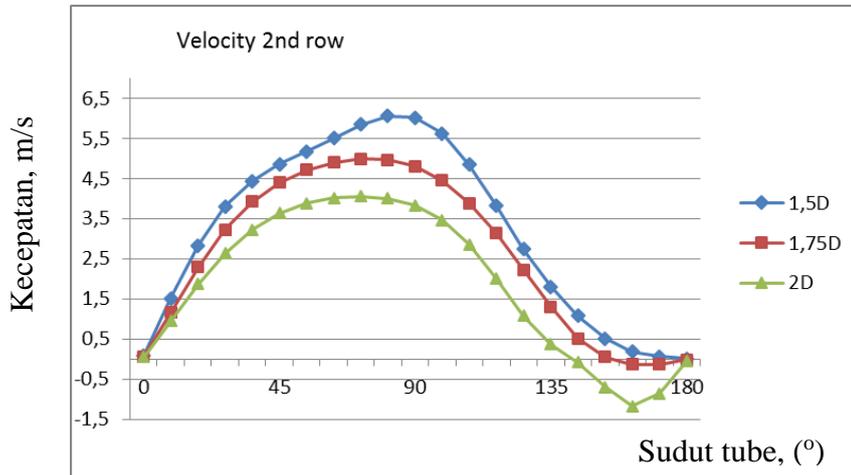


Gambar 4. 9 Grafik Kecepatan Terhadap Sudut Tube pada *First Row*

Pada kolom pertama/*first row* ketiga variasi *pitch* transversal memiliki *trendline* yang mirip yaitu mengalami percepatan dari titik stagnasi sampai kecepatan maksimumnya dan kemudian mengalami perlambatan sampai titik separasi dan kemudian mengalami *backflow* yang diindikasikan dengan nilai kecepatan yang negatif. Pada *pitch* transversal 1,5 diameter titik separasi tidak terlihat jelas akan tetapi terjadi pada sudut 160° dan kemudian mengalami *backflow*. Pada *pitch* transversal 1,75 diameter titik separasi terjadi pada sudut $157,5^\circ$ dan kemudian mengalami *backflow*. Pada *pitch* transversal 2 diameter titik separasi dan *backflow* terlihat jelas yaitu pada sudut 144° dan *backflow* diindikasikan oleh kecepatan yang negatif. Pengaruh *pitch* transversal terhadap kecepatan aliran mengakibatkan perbedaan kecepatan sehingga dapat dilihat untuk *pitch* transversal 2 diameter yang memiliki luasan aliran terbesar maka grafik kecepatan yang diperoleh lebih rendah dibandingkan dengan *pitch* transversal 1,75 meter. Sedangkan pada *pitch* transversal 1,5 meter yang memiliki luasan aliran yang paling kecil, grafik kecepatan yang diperolehnya lebih tinggi dibandingkan *pitch* transversal 1,75 meter. Pada *pitch* transversal 1,5 diameter dan 1,75 diameter titik separasi dan *backflow* tidak terlalu terlihat dikarenakan dipengaruhi oleh penyempitan luasan akibat keberadaan *tube* kolom kedua/*second row*. Pada *pitch* transversal 2 diameter titik separasi dan *backflow* terlihat jelas dikarenakan jarak

pitch yang lebih lebar sehingga keberadaan *tube* kolom kedua tidak terlalu berpengaruh pada kecepatan aliran *tube* kolom pertama/*first row*.

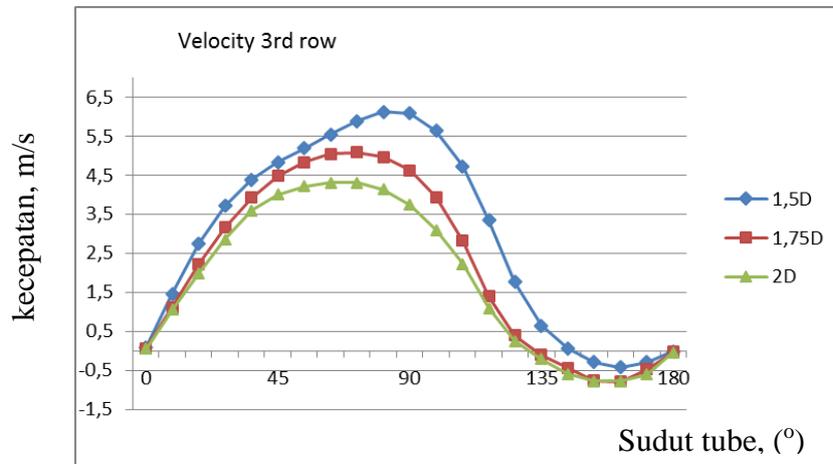
4.3.5 Pengaruh Variasi *Pitch* Transversal Terhadap Kecepatan Aliran pada *Second Row*



Gambar 4. 10 Grafik Kecepatan Terhadap Sudut Tube pada Tube Second Row

Pada gambar 4.10 dapat dilihat pada *tube second row*/kolom kedua kecepatan aliran mengalami percepatan dimulai dari titik stagnasi pada sudut 0° sampai mencapai kecepatan maksimum pada sudut 85° untuk *pitch* transversal 1,5 diameter, 75° untuk *pitch* transversal 1,75 diameter, dan 72° untuk *pitch* transversal 2 diameter. Aliran kemudian mengalami penurunan kecepatan hingga titik separasi dan kemudian mengalami *backflow*. Pengaruh *pitch* transversal dapat terlihat pada *pitch* transversal 1,5 diameter dimana pada sudut 0° sampai dengan 25° kecepatan aliran mengalami percepatan yang tinggi kemudian percepatan menurun terlihat dari kenaikan kecepatan yang lebih landai, sedangkan untuk *pitch* transversal 1,75 diameter dan *pitch* transversal 2 diameter perbedaan percepatan tidak terlalu terlihat dikarenakan jarak *pitch* transversal yang lebih lebar. Kecepatan maksimum aliran untuk ketiga variasi *pitch* transversal mengalami pergeseran ke depan dimana pergeseran terpendek terjadi pada *pitch* transversal 1,5 diameter dan pergeseran terjauh terjadi pada *pitch* transversal 2 diameter. Sedangkan untuk titik separasi dan *backflow* memiliki *trendline* yang sama dengan *trendline* kecepatan *tube* kolom pertama/*first row* untuk ketiga variasi *pitch*.

4.3.6 Pengaruh Variasi *Pitch* Transversal Terhadap Kecepatan Aliran pada *Third Row*

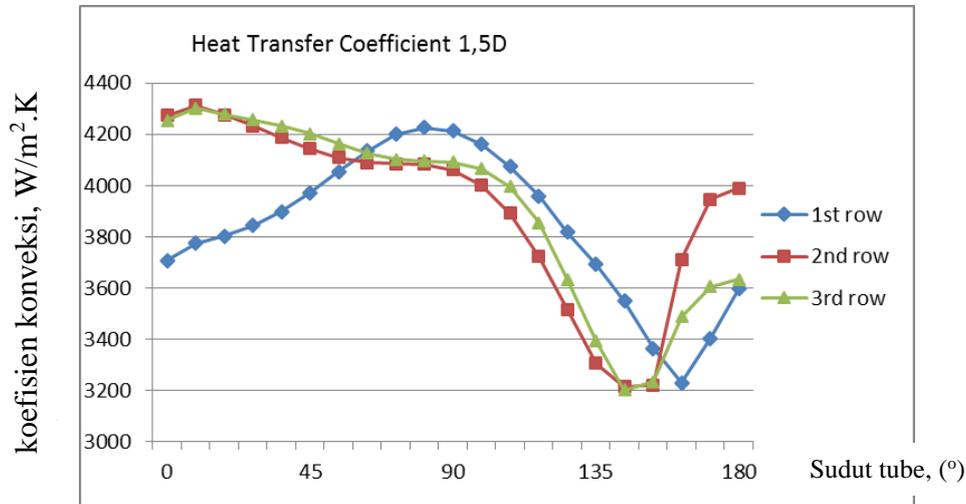


Gambar 4. 11 Grafik Kecepatan Terhadap Sudut Tube pada Tube Third Row

Pada gambar 4.11 dapat dilihat pada *tube third row*/kolom ketiga kecepatan aliran mengalami percepatan dimulai dari titik stagnasi pada sudut 0° sampai mencapai kecepatan maksimum pada sudut 85° untuk *pitch* transversal 1,5 diameter, 70° untuk *pitch* transversal 1,75 diameter, dan 68° untuk *pitch* transversal 2 diameter. Aliran kemudian mengalami penurunan kecepatan hingga titik separasi dan kemudian mengalami *backflow*. Pengaruh *pitch* transversal dapat terlihat pada *pitch* transversal 1,5 diameter dimana pada sudut 0° sampai dengan 30° kecepatan aliran mengalami percepatan yang tinggi kemudian percepatan menurun terlihat dari kenaikan kecepatan yang lebih landai, sedangkan untuk *pitch* transversal 1,75 diameter dan *pitch* transversal 2 diameter perbedaan percepatan tidak terlalu terlihat dikarenakan jarak *pitch* yang lebih lebar. Kecepatan kemudian mengalami penurunan kecepatan hingga titik separasi dan kemudian mengalami *backflow*. Kecepatan maksimum ketiga variasi *pitch* transversal mengalami pergeseran kedepan hampir sama dengan pergeseran pada kecepatan *tube second row*/kolom kedua. Dikarenakan tidak adanya *tube row*/kolom lanjutan maka tidak terjadi penyempitan luasan aliran sehingga pada ketiga aliran titik separasi dan *backflow* terlihat jelas.

4.4 Pengaruh Variasi *Pitch* Transversal Terhadap Koefisien Konveksi

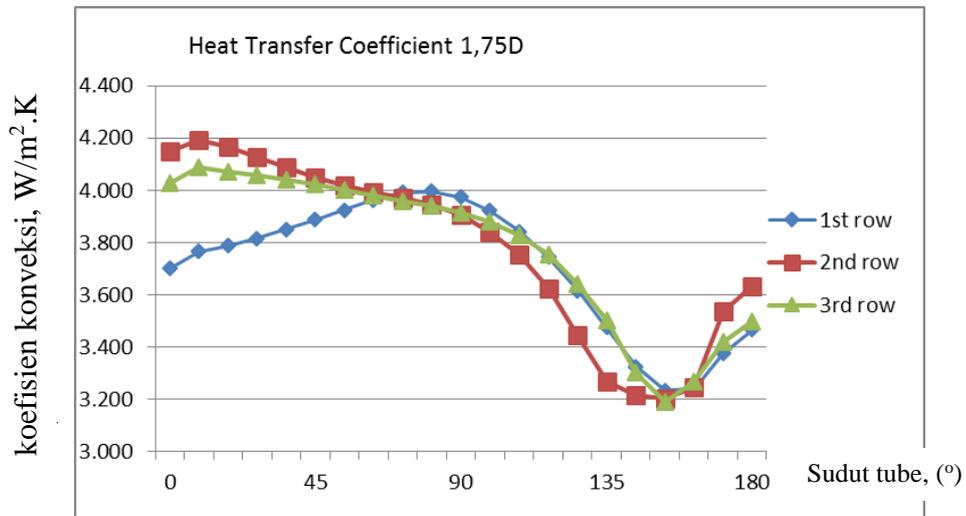
4.4.1 Koefisien Konveksi Pada *Pitch* Transversal 1,5 Diameter



Gambar 4. 12 Koefisien Konveksi Terhadap Sudut Tube Pada *Pitch* Transversal 1,5 D

Pada gambar 4.12 dapat dilihat pada *pitch* transversal 1,5 diameter untuk *first row*/kolom pertama berbeda dengan *trendline second row*/kolom kedua dan *third row*/kolom ketiga. Pada *first row*/kolom pertama, koefisien perpindahan panas mengalami kenaikan seiring bertambahnya sudut *tube*, sampai dengan sudut 90° kemudian koefisien perpindahan panas mengalami penurunan sampai nilai terendah dan kemudian kembali mengalami peningkatan. *Trendline* untuk *second row*/kolom kedua dan *third row*/kolom ketiga dimulai dengan kenaikan sedikit pada sisi depan pipa dan kemudian mengalami penurunan sampai pada sudut 90°. Setelah melewati sudut 90° koefisien perpindahan panas mengalami penurunan yang lebih besar sehingga pada grafik, penurunan koefisien konveksi setelah melewati sudut 90° lebih curam dibandingkan sebelumnya. Penurunan koefisien konveksi pada *second row*/kolom kedua dan *third row*/kolom ketiga mencapai nilai terendahnya lebih cepat dibandingkan *first row*/kolom pertama. Hal ini dapat disebabkan karena adanya *backflow* dari kolom *tube* sebelumnya. Koefisien konveksi rata-rata pada *first row*/kolom pertama sebesar 3849,25 W/m².K, *second row*/kolom kedua sebesar 3917W/m².K, dan *third row*/kolom ketiga sebesar 3915W/m².K.

4.4.2 Koefisien Konveksi Pada *Pitch* Transversal 1,75 Diameter



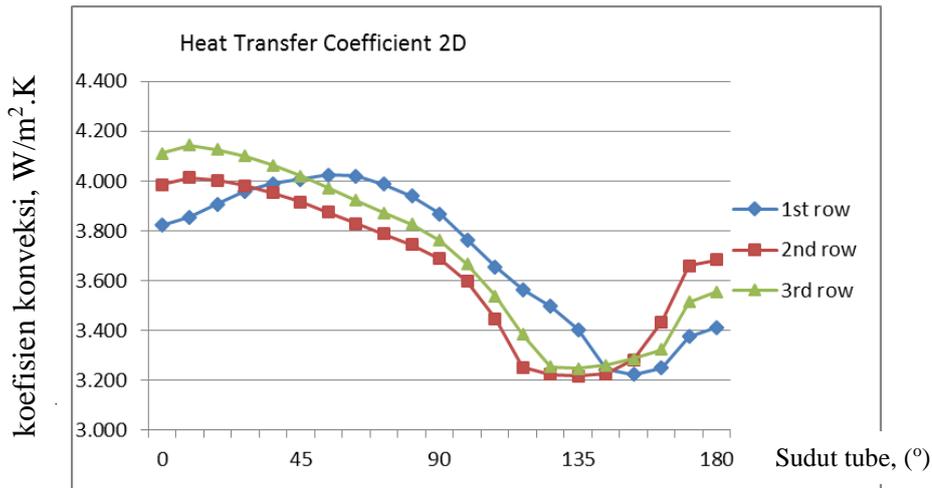
Gambar 4. 13 Koefisien Konveksi Terhadap Sudut Tube Pada *Pitch* Transversal 1,75 D

Pada gambar 4.13 dapat dilihat dilihat pada *pitch* transversal 1,75 diameter *trendline* untuk *first row*/kolom pertama, *second row*/kolom kedua dan *third row*/kolom ketiga memiliki kemiripan dengan *trendline* pada variasi *pitch* transversal 1,5 diameter. Hal yang membedakan *trendline* pada *pitch* transversal 1,5 diameter dan *pitch* transversal 1,75 diameter terjadi pada sudut awal dimana *trendline* ketiga kolom lebih rapat dibandingkan pada *pitch* transversal 1,5 diameter. Perbedaan selanjutnya terjadi pada nilai koefisien konveksi terendah ketiga kolom yang mencapai nilai terendahnya hampir disudut yang sama. Koefisien konveksi rata-rata *first row*/kolom pertama sebesar 3715 W/m².K, *second row*/kolom kedua sebesar 3777,5 W/m².K, dan *third row*/kolom ketiga sebesar 3783 W/m².K.

4.4.3 Koefisien Konveksi Pada *Pitch* Transversal 2 Diameter

Pada gambar 4.14 dapat dilihat dilihat pada *pitch* transversal 2 diameter *trendline* untuk *first row*/kolom pertama, *second row*/kolom kedua dan *third row*/kolom ketiga memiliki kemiripan dengan *trendline* pada kedua variasi *pitch* transversal sebelumnya. Hal yang membedakan *trendline* *pitch* transversal 2 diameter terjadi pada sudut awal dimana *trendline* ketiga kolom lebih rapat dibandingkan dengan kedua variasi *pitch* transversal sebelumnya. Perbedaan

selanjutnya terjadi pada nilai koefisien konveksi tertinggi *first row*/kolom pertama yang bergeser maju ke sudut 60° . Nilai koefisien konveksi mencapai nilai terendahnya untuk *first row*/kolom pertama pada sudut 150° , *second row*/kolom kedua pada sudut 140° dan *third row*/kolom ketiga pada sudut 130° . Setelah mencapai nilai terendah, ketiga *trendline* mengalami kenaikan dan kemudian pada kisaran sudut 175° ketiga *trendline* mengalami sedikit penurunan.



Gambar 4. 14 Koefisien Konveksi Terhadap Sudut Tube Pada Pitch Transversal 2 D

Rata-rata koefisien konveksi *first row*/kolom pertama sebesar $3707 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, *second row*/kolom kedua sebesar $3652 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, dan *third row*/kolom ketiga sebesar $3709 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

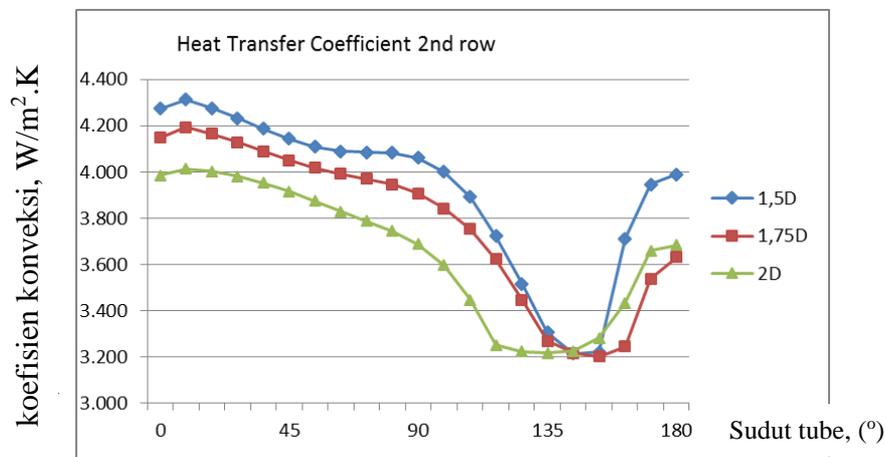
4.4.4 Pengaruh Variasi Pitch Transversal Terhadap Koefisien Konveksi pada First Row



Gambar 4. 15 Grafik Koefisien Konveksi Terhadap Sudut Tube pada Tube First Row

Pada *tube first row*/kolom pertama ketiga variasi *pitch* transversal memiliki *trendline* yang sama dimana nilai koefisien konveksi mengalami kenaikan dari sudut 0° sampai titik tertingginya dan kemudian mengalami penurunan sampai titik terendah dan kemudian mengalami sedikit kenaikan kembali. *Trendline* yang berbeda terjadi pada *trendline* variasi *pitch* transversal 2 diameter dimana pada sudut awal tidak ada penurunan nilai koefisien konveksi seperti yang terdapat pada *trendline* *pitch* transversal 1,5 diameter dan *pitch* transversal 1,75 diameter. Kemudian pada sudut 175° pada *trendline* *pitch* transversal 2 diameter terdapat sedikit penurunan koefisien konveksi yang tidak terdapat pada *trendline* kedua variasi *pitch* lainnya. Koefisien konveksi rata-rata pada *first row*/kolom pertama terbesar terdapat pada *pitch* transversal 1,5 diameter yang diindikasikan pada grafik hampir selalu berada diatas *trendline* variasi *pitch* lainnya dengan nilai sebesar $3850\text{W/m}^2\cdot\text{K}$. Sedangkan koefisien konveksi rata-rata terendah terdapat pada *pitch* transversal 2 diameter yaitu sebesar $3707\text{W/m}^2\cdot\text{K}$.

4.4.5 Pengaruh Variasi *Pitch* Transversal Terhadap Koefisien Konveksi pada *Second Row*

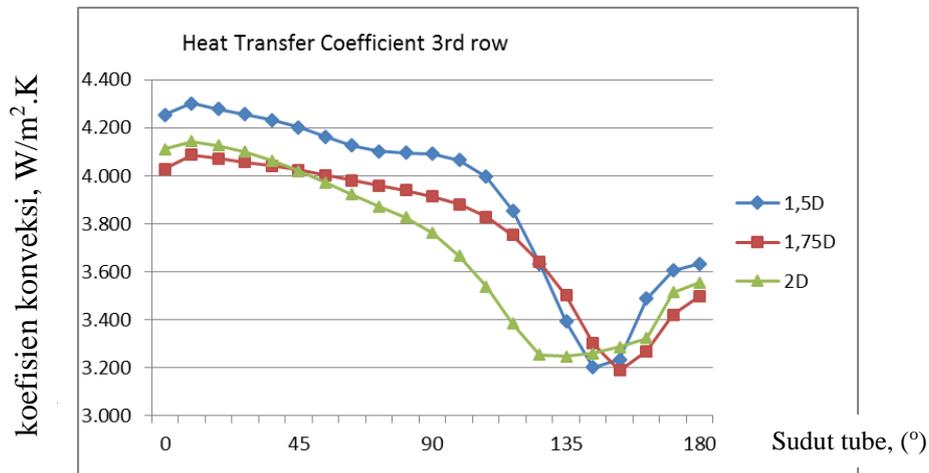


Gambar 4. 16 Grafik Koefisien Konveksi Terhadap Sudut Tube pada Tube Second Row

Pada *tube second row*/kolom kedua, ketiga variasi *pitch* transversal memiliki *trendline* yang sama yaitu mengalami sedikit kenaikan pada sudut awal dan mengalami penurunan sampai titik terendahnya. Selanjutnya nilai koefisien konveksi ketiga variasi *pitch* transversal kembali meningkat. Perbedaan yang terjadi terdapat pada *pitch* transversal 2 diameter dimana pada sudut 175° terjadi sedikit penurunan nilai koefisien konveksi. Selain itu titik terendah pada variasi

pitch transversal 2 diameter bergeser kedepan dan untuk beberapa saat *trendline* cenderung tetap. Koefisien konveksi rata-rata pada *second row*/kolom kedua berurutan dari yang terbesar terdapat pada *pitch* transversal 1,5 diameter, 1,75 diameter dan 2 diameter. *Trendline pitch* transversal 1,5 diameter hampir selalu berada diatas *trendline pitch* transversal 1,75 diameter dan *trendline pitch* transversal 1,75 diameter berada diatas *trendline pitch* transversal 2 diameter. Nilai koefisien konveksi rata-rata *pitch* transversal 1,5 diameter sebesar 3917W/m².K, *pitch* transversal 1,75 diameter sebesar 3777,5 W/m².K dan *pitch* transversal 2 diameter sebesar 3652W/m².K.

4.4.6 Pengaruh Variasi *Pitch* Transversal Terhadap Koefisien Konveksi pada *Third Row*



Gambar 4. 17 Grafik Koefisien Konveksi Terhadap Sudut Tube pada Tube Third Row

Pada *tube third row*/kolom ketiga, ketiga variasi *pitch* memiliki *trendline* yang sama yaitu mengalami sedikit kenaikan pada sudut awal dan mengalami penurunan sampai titik terendahnya kemudian kembali meningkat. Perbedaan yang terjadi terdapat pada *pitch* transversal 2 diameter dimana pada sudut 175° terjadi sedikit penurunan nilai koefisien konveksi. Berbeda dengan *trendline first row*/kolom pertama dan *second row*/kolom kedua, pada *third row*/kolom ketiga *trendline* ketiga variasi mengalami *crossing* di beberapa titik. Koefisien konveksi rata-rata pada kolom ketiga berurutan dari yang terbesar terdapat pada *pitch* transversal 1,5 diameter, 1,75 diameter, dan 2 diameter. Nilai koefisien konveksi rata-rata *pitch* transversal 1,5 diameter sebesar 3915W/m².K, *pitch* transversal 1,75

diameter sebesar $3783\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ dan *pitch* transversal 2 diameter yaitu sebesar $3709\text{W/m}^2\cdot\text{K}$.

4.5 Perhitungan Koefisien Konveksi di Luar Tube

Untuk mengetahui besarnya nilai koefisien konveksi di luar *tube* perlu diketahui terlebih dahulu bilangan *Reynolds* dan bilangan *Nusselt* dengan rumus :

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{max} \cdot d_o}{\mu}$$

$$Nu_D = C_1 Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

Untuk menghitung koefisien konveksi dapat digunakan rumus :

$$h_o = Nu \frac{k}{d_o}$$

Fluida yang digunakan adalah air yang akan dipanaskan dari temperatur 28°C dengan laju aliran massa sebesar 280 kg/s . Properti air pada temperatur 28°C adalah sebagai berikut:

Tabel 4. 2 Properties demin water

specific heat (cp)	4,1786 kJ/kg°C
density (ρ)	997 kg/m ³
viscositas absolut (μ)	$8,38 \times 10^{-4}$ kg/ms
konduktivitas termal (k)	0,6144 W/m°C
Pr	5,704

Perlu dicari nilai dari *Vmax* terlebih dahulu, yaitu :

$$V_{max} = \frac{St}{(St - d_o)} V$$

$$V_{max} = \frac{23,8}{(23,8 - 15,875)} 2\text{ m/s}$$

$$V_{max} = 5,9\text{ m/s}$$

Nilai bilangan *Reynolds* :

$$Re = 997 \cdot \frac{5,9 \times 0,015875}{8,38 \times 10^{-4}}$$

$$Re = 1,13 \times 10^5$$

Nilai bilangan *Nusselt* :

Dengan nilai $C_1 = 0,36$ dan $Pr = 5,452$ pada temperatur keluar $29,82^\circ\text{C}$ sehingga :

$$Nu_{D=} C_1 Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

$$Nu_{D=} 128,35$$

Dengan diketahuinya bilangan *Nusselt*, maka koefisien konveksi aliran di luar *tube* dapat dihitung :

$$h_o = Nu \frac{k}{d_o}$$

$$h_o = \frac{128,35 \times 0,6144 \text{ W/mK}}{0,015875\text{m}}$$

$$h_o = 4967,381 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

Dengan melakukan perhitungan yang sama untuk *pitch* transversal 1,75 diameter dan *pitch* transversal 2 diameter, maka diperoleh nilai koefisien konveksi untuk *pitch* transversal 1,75 diameter sebesar $4432,326 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ dan untuk *pitch* transversal 2 diameter sebesar $4136,952 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

4.6 Perhitungan *Heat Exchanger* Antara dengan LMTD

Dari hasil simulasi dan perhitungan diperoleh besarnya koefisien konveksi untuk tiga variasi *pitch* transversal sebagai berikut :

Tabel 4. 3 Nilai Koefisien Konveksi

Variasi <i>pitch</i> transversal	Hasil simulasi	Hasil perhitungan
1,5 Diameter	$3893,675 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$	$4967,381 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$
1,75 Diameter	$3758,534 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$	$4432,326 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$
2 Diameter	$3689,434 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$	$4136,952 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$

Untuk menghitung dimensi *heat exchanger* antara yang didesain dapat digunakan rumus LMTD untuk aliran *crossflow* dengan melakukan pendekatan menggunakan rumus LMTD untuk aliran *counterflow* dengan menggunakan faktor koreksi.

Luasan area perpindahan panas yang diperlukan dihitung menggunakan rumus LMTD :

$$A = \frac{Q}{UF\Delta T_{lm,cf}}$$

Beban *heat exchanger* dapat dihitung menggunakan rumus keseimbangan energi :

$$Q_{in} = Q_{out} = 2130 \text{ kW}$$

$$\Delta T = \frac{2130}{280 \times 4,1788}$$

$$\Delta T = 1,82$$

$$T_{co} = 28 + 1,82 = 29,82^{\circ}\text{C}$$

Overall heat transfer dihitung dengan menganggap dinding pipa sangat tipis sehingga perpindahan panas yang terjadi hanya antara fluida panas dan fluida dingin saja.

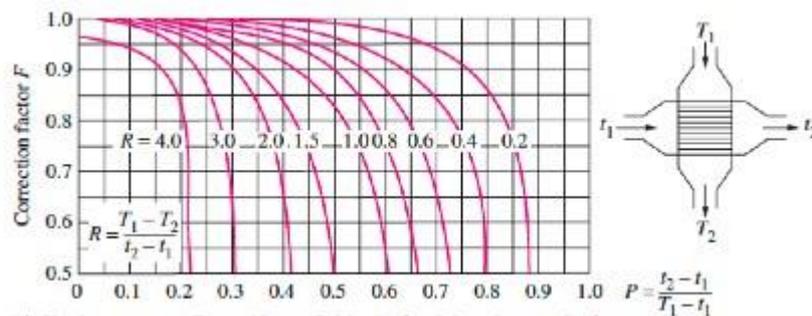
Overall heattransfer untuk hasil simulasi *pitch* transversal 1,5 diameter dapat dihitung sebagai berikut :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{11488,818 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} + \frac{1}{3893,675 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}}$$

$$U = 2865,873 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Besarnya *correction factor* (F) dapat diketahui berdasarkan gambar 4.18 dengan terlebih dahulu menghitung *temperature effectiveness* (P) dan *heat capacity ratio* (R).



Gambar 4. 18 LMTD correction factor F for crossflow heat exchanger with one fluid mixed and the other unmixed (From Bowman, R.A, Mueller, A. C., and Nagle, W. M. [1940] *Trans.Asme*, Vol. 62,283-294.)

Diperoleh nilai R dan P :

$$R = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{c2} - T_{c1}} = \frac{35^{\circ}\text{C} - 32,16^{\circ}\text{C}}{29,82^{\circ}\text{C} - 28^{\circ}\text{C}} = 1,56$$

$$P = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} = \frac{29,82^{\circ}\text{C} - 28^{\circ}\text{C}}{35^{\circ}\text{C} - 28^{\circ}\text{C}} = 0,26$$

Dari gambar 4.18 dengan menarik titik perpotongan antara $R = 1,56$ dan $P = 0,26$ diperoleh *correction factor* sebesar 0,96.

ΔT_{lmtd} dapat dihitung menggunakan rumus untuk aliran *counterflow*:

$$T_{lm,cf} = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln\left(\frac{T_{h1} - T_{c2}}{T_{h2} - T_{c1}}\right)}$$

$$T_{lm,cf} = \frac{(35^{\circ}\text{C} - 29,82^{\circ}\text{C}) - (32,16^{\circ}\text{C} - 28^{\circ}\text{C})}{\ln\left(\frac{(35^{\circ}\text{C} - 29,82^{\circ}\text{C})}{(32,16^{\circ}\text{C} - 28^{\circ}\text{C})}\right)} = 4,65138$$

Luas perpindahan panas yang dibutuhkan dengan menggunakan rumus LMTD:

$$A = \frac{Q}{UF\Delta T_{lm,cf}}$$

$$A = \frac{2,130 \text{ MW}}{2865,873 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}(0,96)(4,65138)}$$

$$A = 178,18 \text{ m}^2$$

Pada perhitungan koefisien konveksi di dalam *tube* telah didefinisikan sebelumnya bahwa jumlah pipa yang digunakan adalah 3000 *tube*, sehingga panjang *tube* yang dibutuhkan :

$$L = \frac{A}{\pi d_o N_T} = \frac{176,34 \text{ m}^2}{\pi \cdot 0,015875 \text{ m} \cdot 3000} = 1,19 \text{ m}$$

Ketinggian *heat exchanger* dapat dihitung berdasarkan jumlah baris *tube* (N_r) dan *pitch* transversal :

$$H = (N_r - 1)P_t + d_o = \frac{50 - 1}{2} 0,023813 \text{ m} + 0,015875 \text{ m} = 1,192 \text{ m}$$

Sedangkan lebar *heat exchanger* dapat dihitung berdasarkan jumlah kolom (N_c) dan *pitch* longitudinal (P_l) :

$$W = N_c P_l + d_o = \frac{60}{2} 0,020622 \text{ m} + 0,015875 \text{ m} = 1,2629 \text{ m}$$

Dengan menggunakan rumus yang sama diperoleh dimensi *heat exchanger* untuk variasi *pitch* transversal berdasarkan perhitungan dan simulasi adalah sebagai berikut :

Tabel 4. 4 Dimensi *heat exchanger* hasil simulasi dan perhitungan

Variasi <i>pitch</i> transversal		Hasil Simulasi	Hasil Perhitungan
1,5 D	Panjang	1,19 m	0,887 m
	Tinggi	1,192 m	1,192 m
	Lebar	1,2629 m	1,2629 m
1,75 D	Panjang	1,22 m	0,975 m
	Tinggi	1,378 m	1,378 m
	Lebar	1,4604 m	1,4604 m
2 D	Panjang	1,24 m	1,04 m
	Tinggi	1,572 m	1,572 m
	Lebar	1,6656 m	1,6656 m

Pressure drop untuk tiap variasi dihitung menggunakan :

$$\Delta p = N_l x \left(\frac{\rho V_{max}^2}{2} \right) f$$

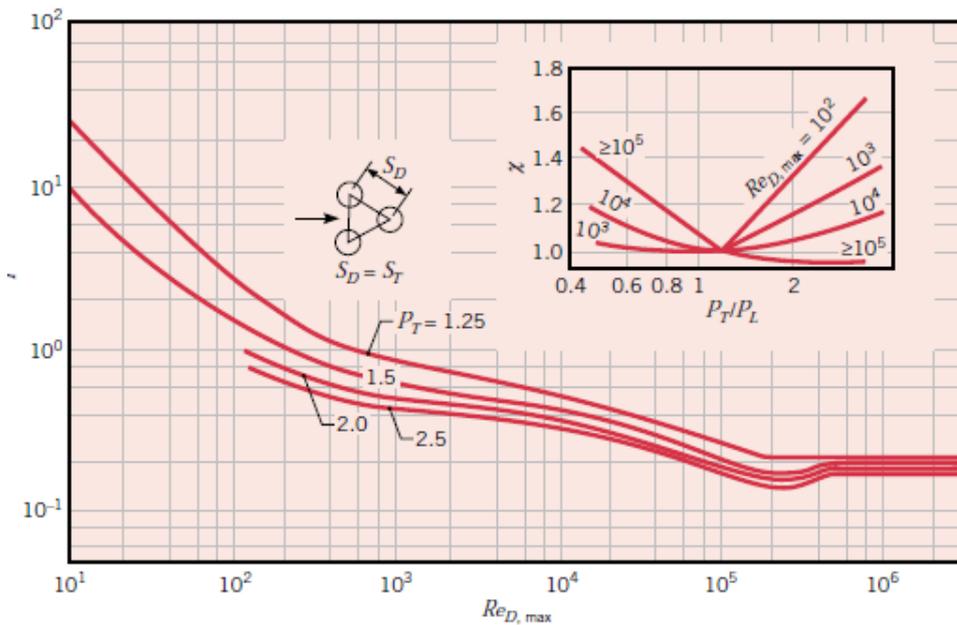
Dimana nilai x dan f didapat dari gambar 4.19

Untuk variasi 1,5D didapat,

$$\Delta p = 60 \times 1,05 \left(\frac{997 \times 6^2}{2} \right) 0,082$$

$$\Delta p = 92904,11 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta p = 0,93 \text{ bar}$$



Gambar 4. 19 Friction factor f dan correction factor x for staggered tube bundle

Tabel 4. 5 Nilai pressure drop

Variasi pitch transversal	Pressure drop
1,5 D	0,93 bar
1,75 D	0,51 bar
2 D	0,38 bar

Dari hasil perhitungan *pressure drop* pada tabel 4.4 terlihat bahwa pada variasi 1,5D memiliki nilai yang paling besar yaitu 0,93 bar, variasi 1,75D sebesar

0,51 bar dan variasi 2D sebesar 0,38 bar. Semakin besar *pitch* transversal akan membuat nilai *pressure drop* semakin kecil.

4.7 Pemilihan *Intermediate Heat Exchanger*

Berdasarkan data *heat exchanger* yang sudah didapat, dimensi *heat exchanger* yang dipilih harus mampu mengatasi permasalahan yang ada sebelumnya yaitu ketidakmampuan *heat exchanger* antara mendinginkan seluruh sistem pendingin di Unit 1 PLTA Cirata dan kemudahan dalam pembersihan *heat exchanger*. Dikarenakan laju aliran massa dan temperatur fluida masuk dan keluar baik fluida dingin maupun fluida panas tetap, maka untuk kemampuan pendinginan *heat exchanger* pada setiap variasi *pitch* transversal adalah **sama**. Sehingga ketiga desain tersebut mampu mendinginkan seluruh sistem pendinginan di Unit 1 PLTA Cirata.

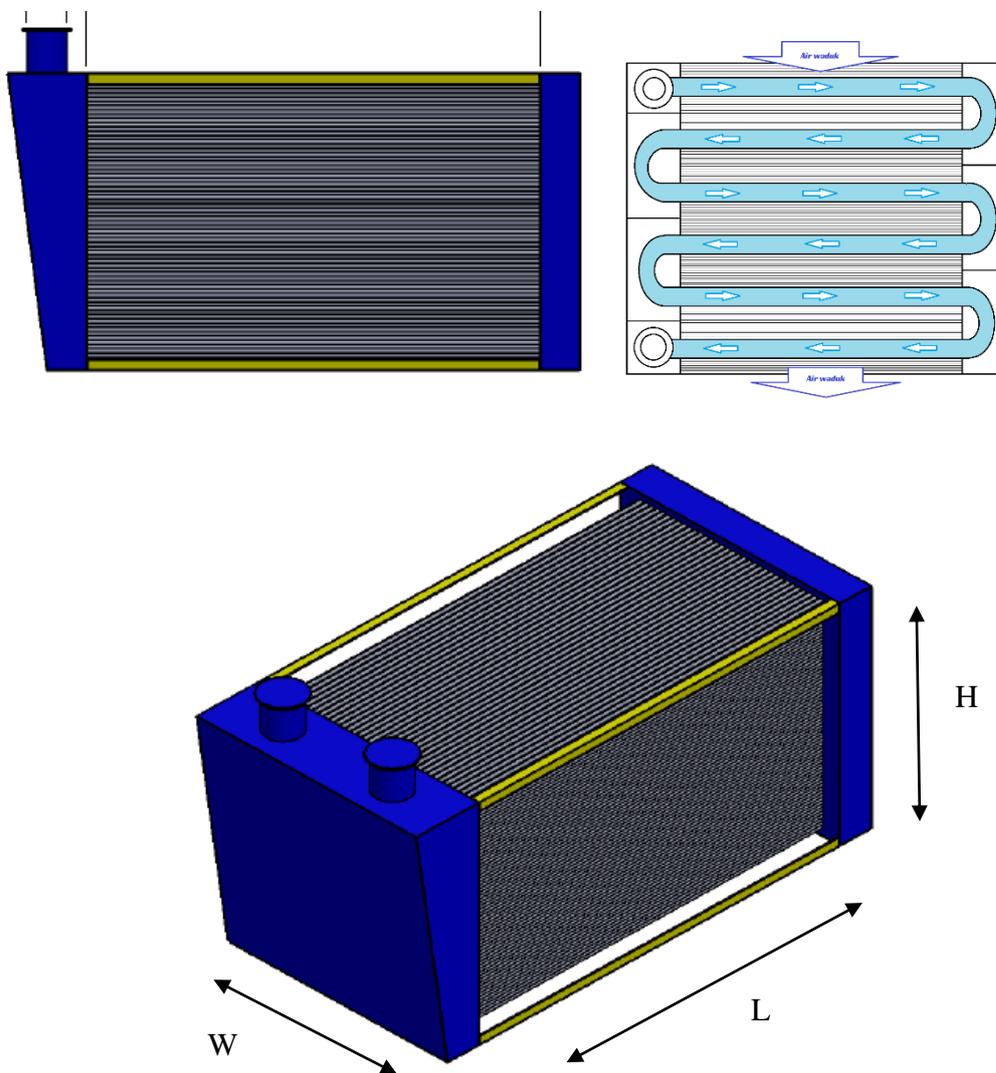
Untuk kemudahan dalam melakukan pemeliharaan rutin yaitu pembersihan *heat exchanger*, akan dipengaruhi oleh kerapatan *pitch* transversal. Air yang mengalir diluar *tube* pada *heat exchanger* merupakan air waduk/*river water* sehingga *fouling* akan terjadi pada permukaan luar *tube*. Pembersihan permukaan *tube* dari *fouling* dapat lebih mudah dilakukan ketika jarak *pitch* transversal semakin besar sehingga pada ketiga desain *heat exchanger* yang paling mudah dibersihkan adalah desain variasi ketiga yaitu ketika menggunakan *pitch* transversal 2 diameter.

Hal yang perlu dipertimbangkan selanjutnya adalah semakin besar *pitch* transversal maka akan semakin panjang *tube* yang digunakan sehingga perlu diperhatikan kecukupan posisi penempatan *heat exchanger* antara tersebut. Selain itu semakin besar *pitch* transversal maka *pressure drop* pada aliran di luar *tube* akan semakin rendah, desain yang menghasilkan *pressure drop* terendah adalah desain pada variasi *pitch* transversal 2 diameter.

Dengan mempertimbangkan aspek-aspek diatas maka desain optimal yang dipilih adalah desain pada variasi *pitch* transversal 2 diameter dikarenakan mudah dibersihkan, memiliki *pressure drop* yang dihasilkan tidak terlalu besar dan memiliki dimensi yang cukup untuk ditempatkan di lokasi yang direncanakan.

Dikarenakan berdasarkan data yang didapat untuk panjang *tube* diperoleh dua hasil yang berbeda yaitu hasil dari simulasi dan perhitungan, maka sebaiknya menggunakan panjang dari hasil simulasi karena sudah mencakup hasil perhitungan. Hal ini diperlukan jika pada kenyataannya koefisien konveksi aliran di luar *tube* lebih mendekati hasil perhitungan maka kemampuan pendinginan *heat exchanger* antara tetap akan mencukupi beban pendinginan yang dibutuhkan.

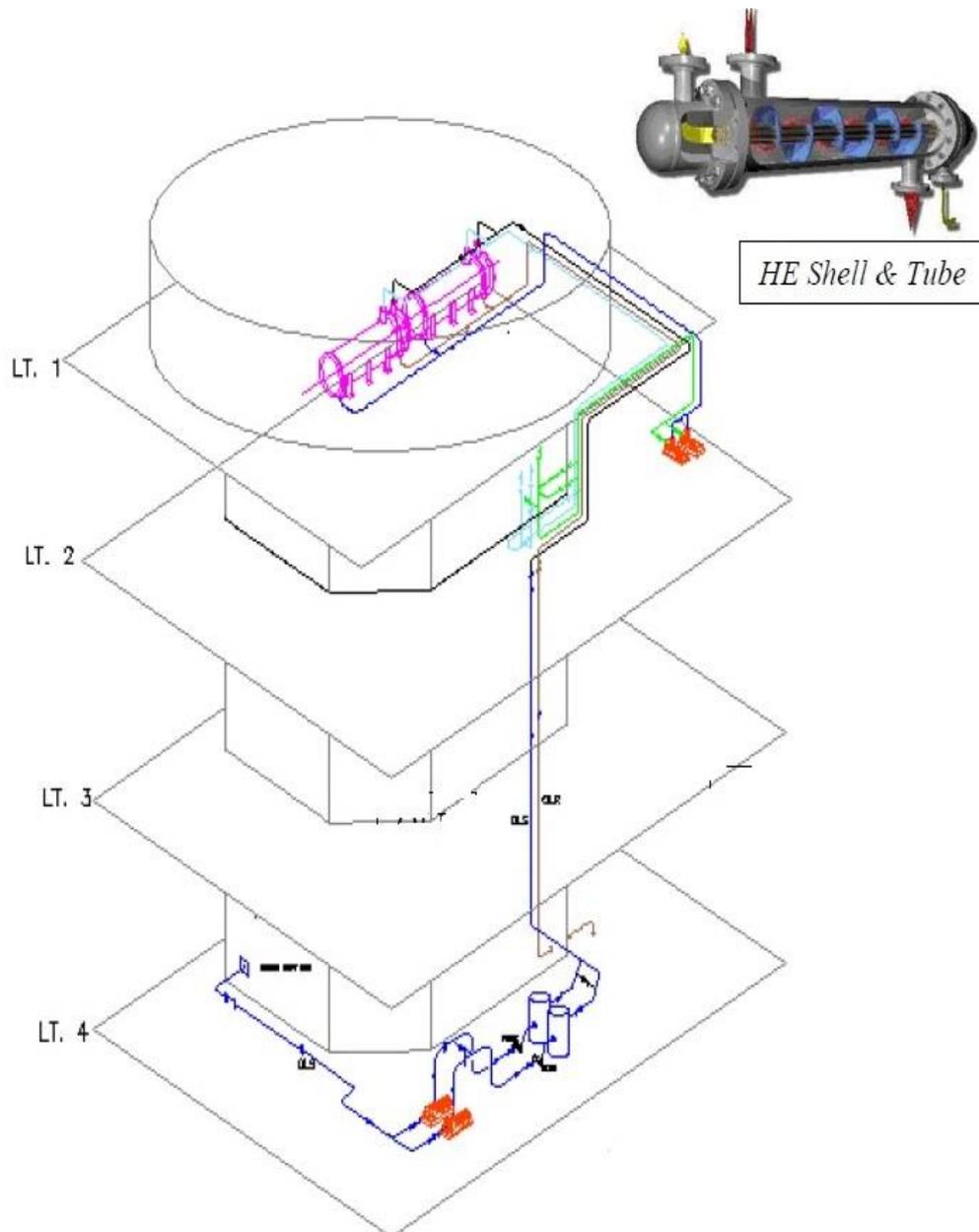
4.8 Desain *intermediate heat exchanger*



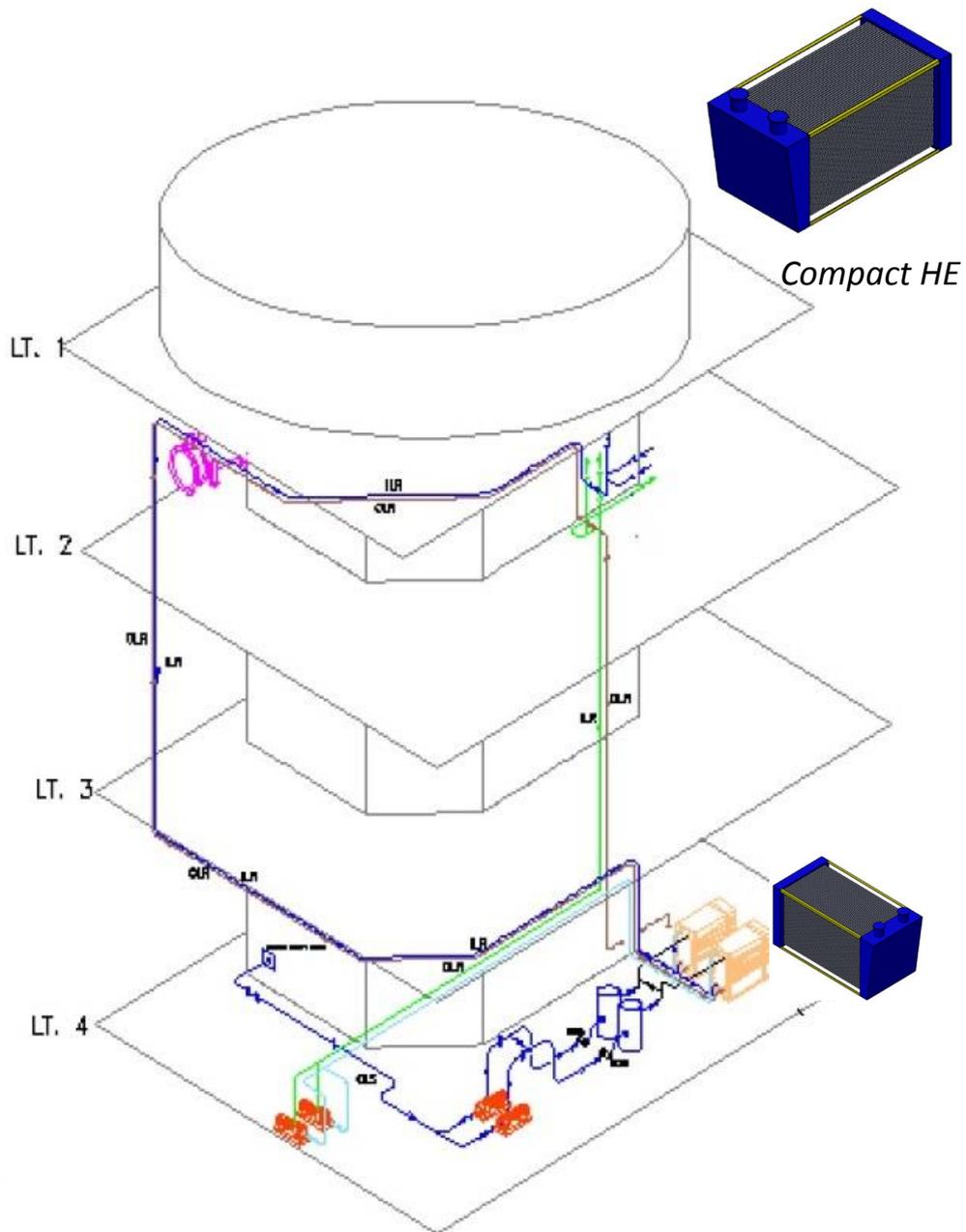
Gambar 4. 20 Desain *Intermediate Heat Exchanger*

4.9 Instalasi *intermediate heat exchanger*

Ada perbedaan lokasi dimana *intermediate heat exchanger* diletakkan, dimana pada instalasi *closed loop* ada di lantai 2 (gambar 4.21) sedangkan dengan menggunakan desain baru akan berada di lantai 4 (gambar 4.22). Air pendingin sisi luar *tube* akan mengambil dari *penstock* yang bertekanan 13 mWC dan akan dibuang kembali ke *draft tube* tanpa menggunakan pompa.



Gambar 4. 21 Instalasi closed loop aktual



Gambar 4. 22 Instalasi baru intermediate heat exchanger

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil studi pengaruh *pitch* transversal terhadap aliran dan perpindahan panas di sekitar *tube bank* pada desain *intermediate heat exchanger* untuk sistem pendingin di Unit 1 PLTA Cirata didapat beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Kecepatan aliran yang melintasi sisi luar *tube* dipengaruhi oleh variasi *tube pitch* transversal, dimana kecepatan paling besar terjadi pada jarak *tube pitch* transversal paling kecil yaitu 1,5D sebesar 6 m/s dan paling kecil pada 2D sebesar 4 m/s. Sedangkan pada variasi 1,75D sebesar 4,7 m/s.
2. Perpindahan panas pada sisi *tube* dipengaruhi oleh variasi *tube pitch* transversal, hal ini terlihat dari nilai koefisien konveksi yang akan semakin menurun dengan bertambahnya jarak *tube pitch* transversal. Nilai koefisien konveksi pada *pitch* transversal 1,5D, 1,75D dan 2D berturut-turut adalah 3893,675 W/m²k, 3758,534 W/m²K dan 3689,434 W/m²K.
3. Panjang *tube* pada *intermediate heat exchanger* terpendek ada pada desain dengan *tube pitch* transversal terkecil (1,5D) sebesar 1,19 m dan panjang *tube* terpanjang ada pada desain dengan *tube pitch* transversal terbesar (2D) sebesar 1,24 m.
4. Besarnya *pressure drop* dipengaruhi oleh *pitch* transversal dimana pada variasi 1,5D sebesar 0,93 bar, 1,75D sebesar 0,51 bar dan 2D sebesar 0,38 bar.
5. Desain *intermediate heat exchanger* yang dipilih adalah yang paling mudah dilakukan pembersihan saat pemeliharaan rutin, yaitu variasi *tube pitch* transversal 2D yang memiliki panjang *tube* 1,24 meter.
6. Desain *intermediate heat exchanger* yang baru berjenis *compact heat exchanger* dengan Q=2,13 MW sedangkan *Heat Exchanger Closed Loop* berjenis *shell and tube* dengan Q=1,296 MW.
7. Pengaruh dari semakin besar *pitch* transversal, membuat kecepatan aliran, nilai koefisien konveksi dan *pressure drop* semakin turun.

5.2 Saran

1. Perlu dilakukan studi numerik pada *tube bank* dengan tipe *staggered* dengan berbagai pemodelan aliran turbulen untuk dijadikan pembanding studi ini.
2. Perlu dilakukan perhitungan analisis biaya jika desain *intermediate heat exchanger* yang dihitung dalam studi ini diaplikasikan.

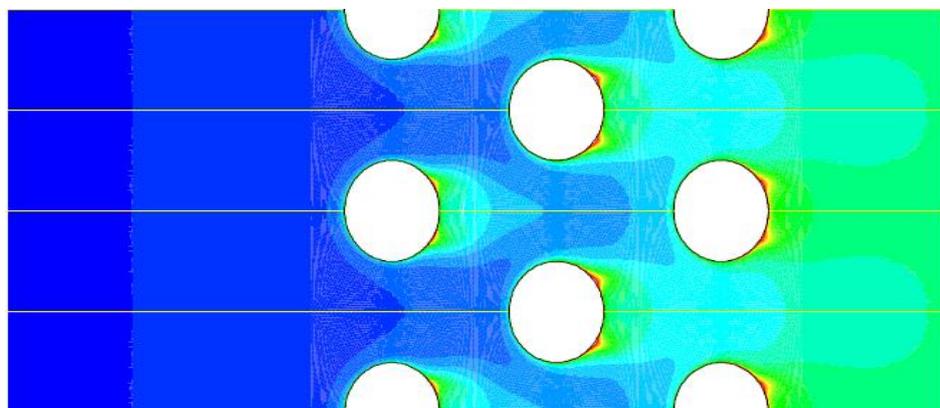
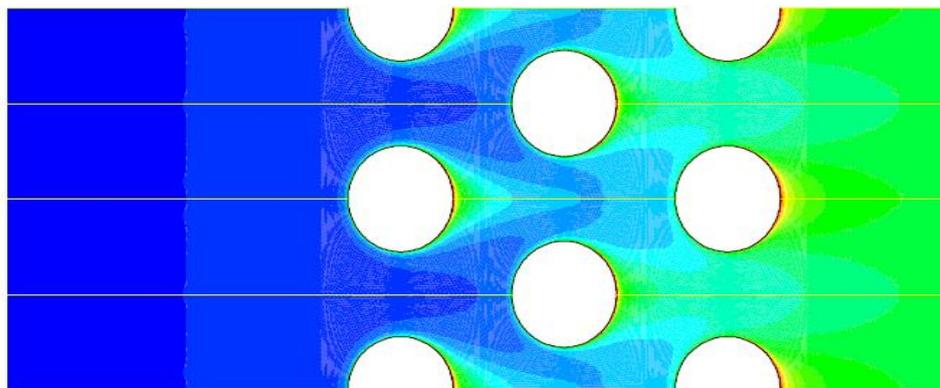
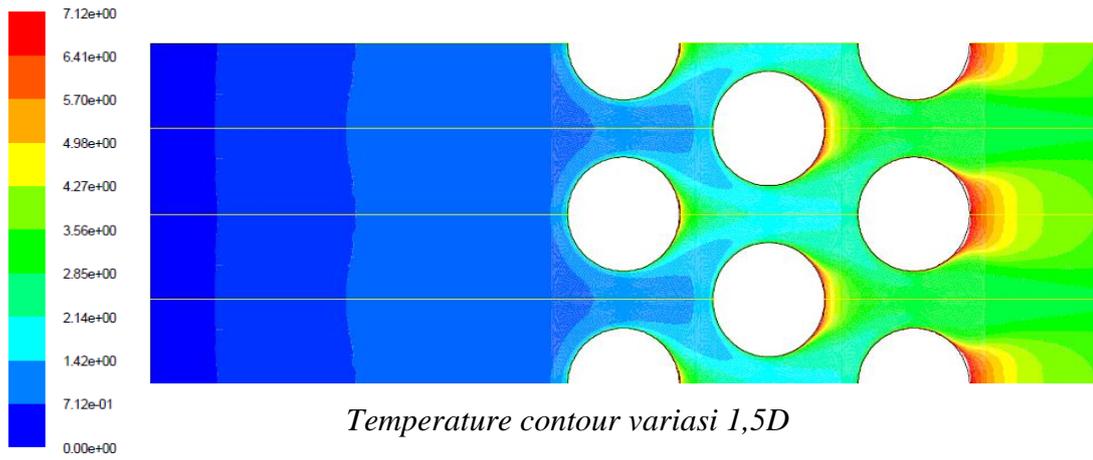
DAFTAR PUSTAKA

- Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons.
- Kakac, S., Liu, H., & Pramuanjaroenki, A. (2002). *Heat Exchanger: Selection, Rating and Thermal Design*. CRC Press.
- Kern, D. Q. (1965). *Process Heat Transfer*. Mcgraw Hill.
- Kim, T. (2013). Effect of longitudinal pitch on convective heat transfer in crossflow over in-line tube banks. *Annals of Nuclear Energy*, 57, 209-215.
- Kumar, A., Joshi, J., & Nayak, A. K. (2017). A comparison of thermal-hydraulic performance of various fin patterns using 3D CFD simulations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 109, 336-356.
- Kuppan, T. (2000). *Heat Exchanger Design Handbook*. Marcel Dekker, Inc.
- Tahseen, T. A., Ishak, M., & Rahman, M. (2015). An overview on thermal and fluid flow characteristics in a plain plate finned and unfinned tube bank heat exchanger. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 43, 363-380.
- TEMA, Inc. (1999). *Standards of The Tubular Exchanger Manufacturers Association*.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN

Lampiran 1. *Temperature contour*



Lampiran 2. Hasil perhitungan

Tube OD (mm)	ID (mm)	ST (mm)	SL (mm)	ST/SL	ST/D	V tube (m/s)	V maks (m/s)	Re	C1	Nud	ho
15,875	14,097	23,8	20,61105723	1,15472	1,499212598	2	6,006309148	113469,758	0,360216317	128,3483	4967,380814
15,875	14,097	27,8	24,075	1,154725	1,751181102	2	4,662473795	88082,3411	0,360216618	114,5234	4432,326484
15,875	14,097	31,75	27,496	1,154713	2	2	4	75567,0444	0,360215906	106,8915	4136,952166

Tube OD (mm)	ID (mm)	Pt	PI	Pt/PI	f	x	NI	delta p
15,875	14,097	1,4992126	1,298334313	1,15472	0,082	1,05	60	92904,1102
15,875	14,097	1,7511811	1,516535433	1,154725	0,079	1	60	51366,0668
15,875	14,097	2	1,732031496	1,154713	0,08	1	60	38284,8

Tube OD (mm)	ID (mm)	ho		U		A		L		H		W	
		Hasil simulasi	Hasil perhitungan										
15,875	14,097	3893,675	4967,380814	2865,87066	3408,076322	178,1813	149,8336218	1,191509	1,00194675	1,191875	1,191875	1,262915	1,262915
15,875	14,097	3758,534	4432,326484	2791,98194	3147,400913	182,8967	162,2432073	1,223042	1,08493042	1,378075	1,378075	1,460375	1,460375
15,875	14,097	3689,434	4136,952166	2753,67086	2995,526131	185,4413	170,469025	1,240058	1,139936974	1,571625	1,571625	1,665635	1,665635

BIOGRAFI PENULIS



Hijrah Kurniawan Saputra dilahirkan di Jakarta pada tanggal 22 bulan Desember tahun 1982. Penulis memulai pendidikan formal di SDS Kartika Sari, kemudian melanjutkan ke SMPN 98 Jakarta dan SMUN 28 Jakarta. Penulis menyelesaikan program sarjana di Universitas Gadjah Mada Yogyakarta tahun 2005, dengan mengambil program studi Teknik Mesin. Penulis kemudian melanjutkan program magister di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

dengan bidang keahlian Manajemen Energi melalui program beasiswa kerjasama antara ITS Surabaya dan PT Pembangkitan Jawa Bali (PT. PJB).

Saat penulisan ini, penulis bekerja di PT Pembangkitan Jawa Bali Badan Pengelola Waduk Cirata, sebuah unit yang mengelola pengoperasian dan pemeliharaan terhadap bendungan dan waduk Cirata yang terletak di Kabupaten Bandung Barat, Propinsi Jawa Barat. Penulis berharap tulisan ini dapat menambah ilmu dan wawasan serta bermanfaat bagi pengembangan penelitian selanjutnya. Saran dan kritik mengenai tulisan ini dapat dikirimkan melalui email: hksaputra@ptpjb.com.