



TUGAS AKHIR - TM091585

**STUDI NUMERIK PENGARUH VARIASI BILANGAN
REYNOLDS 25433 DAN 53649 ALIRAN DALAM
TUBE DENGAN ST/D 1.5 D DAN 1.25 D PADA
*HEAT EXCHANGER STAGGERED***

MUCHAMAD FAIZ
NRP. 2113106037

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Eng. Prabowo, M. Eng

JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2016



TUGAS AKHIR - TM091585

**STUDI NUMERIK PENGARUH VARIASI BILANGAN
REYNOLDS 25433 DAN 53649 ALIRAN DALAM
TUBE DENGAN ST/D 1.5 D DAN 1.25 D PADA
*HEAT EXCHANGER STAGGERED***

MUCHAMAD FAIZ
NRP. 2113106037

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Eng. Prabowo, M. Eng

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas teknologi industri
Institut teknologi sepuluh nopember
Surabaya 2016



FINAL PROJECT - TM091585

**NUMERICAL STUDY OF THE INFLUENCE OF
REYNOLDS NUMBER VARIATION 25433 AND
53649 INSIDE TUBES WITH ST/D 1.25 AND
1.5 D AT STAGGERED HEAT EXCHANGER**

MUCHAMAD FAIZ
Registration No. 2113106037

Academic Advisor:
Prof. Dr. Eng. Prabowo, M. Eng

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016

**STUDI NUMERIK PENGARUH VARIASI BILANGAN
REYNOLD 25433 DAN 53649 ALIRAN DALAM TUBE
DENGAN ST/D 1.5 D DAN 1.25 D PADA HEAT
EXCHANGER STAGGERED**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

MUCHAMAD FAIZ

NRP. 2113 106 037

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng...... (Pembimbing)
(NIP.196505051990031005)
2. Ary Bachtiar K.P., ST., MT., PhD..... (Penguji I)
(NIP.197105241997021001)
3. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh W..... (Penguji II)
(NIP.195312191981031001)
4. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng..... (Penguji III)
(NIP.195310191979031003)



**SURABAYA
JULI, 2016**

**STUDI NUMERIK PENGARUH VARIASI
BILANGAN *REYNOLDS* 25433 DAN 53649 ALIRAN
DALAM *TUBE* DENGAN *ST/D* 1.5 D DAN 1.25 D
PADA *HEAT EXCHANGER STAGGERED***

Nama Mahasiswa : Muchamad Faiz
NRP : 2113 106 037
Jurusan : Teknik Mesin, FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Eng. Prabowo, M. Eng.

ABSTRAK

Pusat Furnitur yang terletak di Jalan Gatot Subroto kota Pasuruan merupakan salah satu Usaha Kecil dan Menengah (UKM) di bawah naungan Dinas Perindustrian dan Perdagangan Jawa Timur (Disperindag). UKM ini menghasilkan produk berupa furnitur yang terbuat dari kayu. Saat ini pengeringan kayu di UKM ini masih memakai cara yang sederhana atau konvensional, yaitu dengan mengalirkan udara ke plat panas, kemudian udara panas tersebut di umpankan ke ruang pengering melewati *duct*. Dikarenakan listrik yang terbatas maka pengeringan kayu di daerah ini menggunakan serpihan kayu sebagai bahan bakar untuk pengering kayu. Maka dari itu untuk meningkatkan efisiensi dari pengeringan dibuatlah model dari pengeringan baru yang menggunakan *heat exchanger*.

Pada penelitian kali ini dilakukan simulasi aliran pada model *heat exchanger* untuk pengering kayu. Geometri model yang akan disimulasikan dibuat dengan *software GAMBIT 4.2.6* dan disimulasikan dengan *FLUENT 6.3.26*. Data yang digunakan merupakan data dalam bentuk dimensi *tube*, temperatur udara dan dimensi *heat exchanger* didapat dari UKM Pusat Furnitur. Simulasi yang dilakukan dalam bentuk dua dimensi dengan variasi jarak *transversal pitch* yaitu 1,25 D dan 1,5 D pada susunan *tube staggered*. Nilai koefisien konveksi dalam *tube* yang digunakan adalah 93.17 W/mK dan 162.36 W/mK. Bilangan

Reynolds yang divariasikan sebesar 25433 dan 53649. Untuk *flue gas* dimodelkan sebagai udara panas dengan aliran *steady* bersuhu 774 °C. Hanya perpindahan panas secara konveksi dan konduksi yang akan ditinjau untuk analisa.

Dari hasil penelitian ini didapatkan kesimpulan bahwa variasi jarak *transversal pitch* berpengaruh terhadap kecepatan aliran melewati celah *tube bank*. Kecepatan aliran pada variasi ST/D 1.25 lebih tinggi daripada ST/D 1.5. Prosentase peningkatan kecepatan aliran pada variasi 1.25 D sebesar 7.36 % jika dibandingkan dengan 1.5 D. Kemudian, Berdasarkan grafik *Nusselt number* lokal pada variasi *transversal pitch* didapat nilai *Nusselt* tertinggi berada pada variasi *transversal pitch* 1.25 D dengan nilai *Nusselt* sebesar 31.56 untuk *tube* 1 dan *tube* ke-empat sebesar 42. Peningkatan nilai *Nusselt number* rata-rata yang terjadi akibat variasi *transversal pitch* 1.5 D dan 1.25 D pada *tube* 1 adalah 16.03%. Kemudian untuk *tube* ke-empat sebesar 21.7 %. Adapun variasi nilai koefisien konveksi berpengaruh terhadap temperatur *outlet* dari *tube bank*. Berdasarkan grafik nilai *Nusselt number* terhadap baris *tube* didapatkan nilai *Nusselt* tertinggi pada *tube* baris ke-empat. Penyerapan panas yang paling baik adalah pada variasi *transversal pitch* 1.25 D dengan nilai koefisien konveksi sebesar 162.36 W/mK.

Kata Kunci : *FLUENT 6.3.26, GAMBIT 2.4.6, Heat exchanger, Staggered, Pengeringan Kayu*

**NUMERICAL STUDY OF THE INFLUENCE OF
REYNOLDS NUMBER VARIATION 25433 AND 53649
INSIDE TUBES WITH ST/D 1.25 AND 1.5 D AT
STAGGERED HEAT EXCHANGER**

Nama Mahasiswa : Muchamad Faiz
NRP : 2113 106 037
Jurusan : Teknik Mesin, FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Eng. Prabowo, M. Eng.

ABSTRACT

Pusat Furnitur that is located at Jalan Gatot Subroto Pasuruan is one of Small Medium Enterprises (SME) under the auspicious of the Department Industry and Trade of East Java (Disperindag). This SME produces furniture which is made from wood. Currently, the wood drying process in this SME still using a simple or conventional way, with using air stream to the hot plate, and then feed the hot air in the drying chamber to pass through the duct. Because of limited electricity, the drying process in this area using wood chips as fuel for wood dryer. Therefore the new dryer model using heat exchanger was made to improve the efficiency of the drying process.

In the present study carried out the model simulation flow heat exchanger for drying wood. Geometry models is created using GAMBIT 4.2.6 and will be simulated using FLUENT 6.3.26. The data, like tube dimensions, air temperature and heat exchanger dimensions are obtained from the Pusat Furnitur SME. Simulations were carried out in two-dimensional form with of transverse pitch 1.25 D and 1.5 D in staggered tube arrangement. The coefficient of convection in a tube is 93.17 W / mK and 162.36 W / mK. Reynolds number varied by 25433 and 53649. Flue gas is

modeled as a steady stream of hot air with a temperature of 774 °C. Only convection and conduction heat transfer that will be reviewed for further analysis

From these results it was concluded that the variations of the transverse pitch affects the speed of flow through the gap of tube bank. The flow velocity in the variation of ST/D 1.25 is higher than ST/D 1.5 D . The percentage of increasing of flow rate variations is 7.36% at 1.25 D compared with 1.5 D . According to the graph of local Nusselt number, the highest Nusselt number values obtained in the 1.25 D transverse pitch in the first tube with a value of 31.56 and fourth tube about 42. The percentage of increasing of the average Nusselt number for first on both transverse pitch variation is 16.03% and D 1:25 on tube 1 is 16:03%. Then for the fourth tube is about 21.7%. The variation of convection coefficient values influence the outlet temperature of the tube bank. Based on the graph of Nusselt number values towards tube rows, the highest Nusselt number value is obtained on fourth row. The best heat absorption is on the 1.25 D transverse pitch with convection coefficient value of 162.36 W / mK.

Key words : FLUENT 6.3.26, GAMBIT 2.4.6, Heat exchanger, Staggered, Wood Dryer

KATA PENGANTAR

Bismillahirrohmanirrohim
Assalamu 'alaikum wr., wb.

Alhamdulillah segala puji dan syukur Saya panjatkan kehadiran Allah SWT, karena atas limpahan rahmat dan hidayah-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul “**Studi Numerik Pengaruh Variasi Bilangan Reynolds 25433 dan 53649 Aliran Dalam Tube Dengan ST/D 1.5 D dan 1.25 D pada Heat Exchanger Staggered**”. Tugas akhir ini disusun sebagai persyaratan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Dalam proses pengerjaan tugas akhir ini, penulis banyak mendapatkan bimbingan dan bantuan dari berbagai pihak. Untuk itu pada halaman ini, penulis ingin menyampaikan ucapan terimakasih kepada semua pihak atas segala bantuan, baik tenaga maupun pikiran serta dorongan semangat yang tak pernah habisnya sehingga penyusunan Tugas Akhir ini dari awal hingga selesai dapat berjalan dengan lancar. Ucapan terimakasih penulis sampaikan kepada:

1. Ibu, Anca, dan segenap keluarga besar penulis yang selalu memberikan doa, semangat dan dukungan kepada penulis.
2. Prof. Dr.Eng. Prabowo, M.Eng sebagai dosen pembimbing yang telah membimbing, memberikan dorongan semangat dan memberikan banyak ilmu serta wawasan kepada penulis.
3. Ary Bachtiar K.P., ST., MT., PhD, Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh W., ME dan Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng sebagai dosen penguji Tugas Akhir yang telah memberikan kritik dan saran yang membangun.
4. Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA, dosen wali penulis, terimakasih atas bimbingann selama berada di dunia perkuliahan.
5. Keluarga dan sahabat seperjuangan di Surabaya Arif, Akbar, Ade, Kamal, Bos, Udin, dan Ucup yang selalu

membantu dan menghibur penulis selama mengerjakan tugas akhir.

6. Andi, Cheridolang, Eza dan Gigih, rekan tugas akhir, yang telah berjuang bersama-sama. Terima kasih atas segala inspirasi dan dukungannya dalam pembuatan tugas akhir ini.
7. Mahasiswa Lintas Jalur Genap 2013 dan 2014 yang menjadi sahabat dalam menempuh gelar Sarjana di Jurusan Teknik Mesin.
8. Seluruh staff dan pengajar Jurusan Teknik Mesin ITS Surabaya.
9. Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.

Naskah Tugas Akhir ini diharapkan dapat memberikan manfaat dan kontribusi bagi kemajuan ilmu pengetahuan khususnya di bidang Konversi Energi. Penulis menyadari tugas akhir ini masih jauh dari sempurna. Untuk itu, penulis mengharapkan kriikan dan saran serta tukar pikiran demi kesempurnaan tugas akhir ini

Surabaya, Januari2016

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL INDONESIA	i
HALAMAN JUDUL INGGRIS	ii
ABSTRAK	v
ABSTRACT	vii
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Manfaat Penelitian	4
1.5 Sistematika Laporan	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	7
2.1 Dasar teori	7
2.1.1 Pengeringan kayu	7
2.1.2 Konsep <i>Stack Effect</i>	9
2.1.3 Konsep Aliran Internal Melalui Circular Pipe	10
2.1.4 Konsep Aliran Melintasi Sebuah Silinder	12
2.1.5 Konsep Aliran Melintasi <i>Tube Bank</i>	14
2.2 Penelitian Pendukung	17
2.2.1 Nanang Tri Wahyuna (2012)	17
2.2.2 Tahseen dkk (2012)	18
2.2.3 Ertan Buyruk (1999)	20
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	23
3.1 Tahapan penelitian	23
3.2 Pemodelan dan Simulasi	24

3.2.1	Pre-processing	24
3.2.2	Processing	28
3.2.3	Post Processing	30
BAB IV	ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	31
4.1	Perhitungan Nilai <i>Nusselt Number</i> Teoritis	31
4.2	Validasi dengan Metode <i>Grid Independency</i>	32
4.3	Analisa Kontur Aliran dan Temperatur pada Variasi <i>Transversal Pitch</i>	33
4.3.1	Analisa Kontur Aliran pada Variasi <i>Transversal pitch</i>	33
4.3.2	Analisa Kontur Temperatur pada Variasi <i>Transversal pitch</i>	36
4.4	Analisa Kontur temperatur pada variasi <i>h</i>	38
4.4.1	Analisa Kontur Temperatur pada <i>Transversal pitch</i> 1.5 D dan Variasi <i>h</i>	38
4.4.2	Analisa Kontur Temperatur pada <i>Transversal pitch</i> 1.25 D dan Variasi <i>h</i>	40
4.5	Analisa <i>Nusselt Number</i> lokal pada variasi <i>pitch</i> 1.5 D dan 1.25 D	42
4.6	Analisa Nilai <i>Nusselt Number</i> Rata-Rata untuk variasi <i>pitch</i> dan <i>h</i>	44
BAB V	PENUTUP	47
5.1	Kesimpulan	47
5.2	Saran	48
DAFTAR PUSTAKA		xvii
LAMPIRAN		xviii
BIODATA PENULIS		xxvi

DAFTAR GAMBAR

BAB I

Gambar 1.1	Lokasi UPTI DISPERINDAG Jawa Timur	1
Gambar 1.2	Pengering kayu pada UKM Pusat Furnitur	2

BAB II

Gambar 2.1	Pengeringan kayu buatan	7
Gambar 2.2	Pengeringan kayu alami	7
Gambar 2.3	Skema pengeringan kayu dengan menggunakan plat	8
Gambar 2.4	Skema pengeringan kayu dengan menggunakan <i>heat exchanger</i>	8
Gambar 2.5	Geometri parameter <i>stack effect</i> cerobong asap	9
Gambar 2.6	Perkembangan Profil kecepatan Aliran dalam Pipa	10
Gambar 2.7	Aliran melintasi sebuah silinder	12
Gambar 2.8	Pola Aliran Laminer dan Turbulen yang Menumbuk Silinder	13
Gambar 2.9	Pola susunan <i>tube staggered</i>	14
Gambar 2.10	Pola susunan <i>tube aligned</i>	14
Gambar 2.11	Distribusi Kecepatan dan Temperatur pada <i>Heat exchanger</i>	18
Gambar 2.12	<i>Meshing</i> pada <i>heat exchanger</i>	18
Gambar 2.13	Grafik <i>Nusselt number</i> terhadap theta	19
Gambar 2.14	Grafik <i>Nusselt number</i> terhadap theta (Buyruk)	21
Gambar 2.15	Perbandingan nilai <i>Nusselt number</i> rata-rata untuk geometri 1.5 x 1.5 dan 1.5 x 1.25 pada <i>staggered tube bundle</i>	22

BAB III

Gambar 3.1	Geometri <i>Heat Exchanger</i>	26
Gambar 3.2	Hasil <i>Meshing</i> di Sekitar <i>Tube</i>	27
Gambar 3.3	<i>Boundary condition</i> geometri <i>mesh</i>	27

BAB IV

Gambar 4.1 geometri 1.5 D	31
Gambar 4.2 Kontur Kecepatan aliran secara keseluruhan variasi <i>transversal pitch</i>	34
Gambar 4.3 Kontur aliran variasi <i>transversal pitch</i>	34
Gambar 4.4 Vektor Kecepatan aliran (1.5 D)	35
Gambar 4.5 Vektor kecepatan aliran(1.25 D)	35
Gambar 4.6 Kontur Temperatur secara keseluruhan variasi <i>transversal pitch</i>	37
Gambar 4.7 Kontur temperatur variasi <i>transversal pitch</i>	37
Gambar 4.8 Kontur Temperatur secara keseluruhan variasi \bar{h} (1.5 D)	39
Gambar 4.9 Kontur temperatur variasi \bar{h} (1.5 D)	39
Gambar 4.10 Kontur Temperatur secara keseluruhan variasi \bar{h} (1.25 D)	41
Gambar 4.11 Kontur Temperatur variasi \bar{h} (1.25 D)	41
Gambar 4.12 Perbandingan nilai <i>Nusselt number</i> lokal variasi <i>transversal pitch</i> 1.5 D	42
Gambar 4.13 Perbandingan nilai <i>Nusselt number</i> lokal variasi <i>transversal pitch</i> 1.25 D	43
Gambar 4.14 Perbandingan grafik Nu terhadap Baris <i>Tube</i> dengan variasi \bar{h} dan <i>transversal pitch</i>	45

DAFTAR TABEL

BAB II

Tabel 2.1 Nilai <i>Reynolds Number</i> untuk setiap Jenis Aliran	10
Tabel 2.2 Konstanta C dan m untuk Persamaan <i>Zukauskas</i>	26
Tabel 2.3 Konstanta C_2 untuk Faktor Koreksi $N_L < 10$ untuk Persamaan <i>Zukauskas</i>	27

BAB III

Tabel 3.1 Parameter material <i>flue gas</i> dan <i>Carbon steel</i>	28
Tabel 3.2 Parameter Boundary Condition	29

BAB IV

Tabel 4.1 Hasil Perbandingan Nilai Nu Rata-Rata Simulasi dengan Perhitungan	32
Tabel 4.2 Perbandingan kecepatan rata-rata di sekitar <i>tube</i>	36

[halaman ini sengaja dikosongkan]

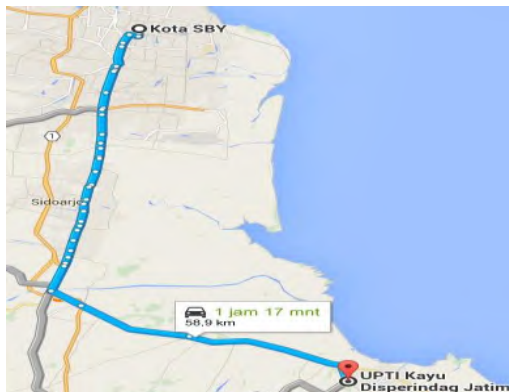
BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kayu merupakan bahan alam yang sangat melimpah dan sangat populer di kalangan masyarakat dunia, khususnya masyarakat Indonesia yang merupakan negara tropis dengan hutan kayunya yang sangat luas. Penggunaan kayu untuk memenuhi kebutuhan hidup sehari-hari masih sangat melekat pada kehidupan masyarakatnya. Nilai ekonomi kayu dari waktu ke waktu naik karena beberapa hal antara lain karena permintaan kayu yang meningkat baik dalam segi kualitas maupun kuantitas.

Untuk menjaga kualitas dari kayu, hal ini dapat diatasi dengan pemberian perlakuan awal kayu, salah satunya dengan proses pengeringan kayu. Pengeringan kayu merupakan proses mengeluarkan air sebanyak mungkin dari dalam kayu sehingga di dapat kadar air akhir yang sesuai proses pengrajinan kayu. Prinsip penurunan kadar air ini mempengaruhi kembang susut kayu yang nantinya akan digunakan sebagai pedoman dalam proses pengeringan kayu. Saat ini sudah banyak industri pengeringan kayu yang ada di Indonesia, baik industri kecil maupun besar.



Gambar 1.1 Lokasi UPTI DISPERINDAG Jawa Timur

Dinas Perindustrian dan Perdagangan (DISPERINDAG) memiliki peran penting dalam dunia perkayuan di Jawa Timur. DISPERINDAG membantu industri-industri kayu dalam hal penanganan kayu yang baik dan benar. Salah satu tempat yang terkenal di Jawa Timur yaitu Pusat Furnitur yang terletak di Kota Pasuruan, untuk jelasnya dapat dilihat pada gambar 1.1. Jarak lokasi dari Kota Surabaya sekitar 75 km, jika lewat tol dibutuhkan waktu 1,5 jam untuk sampai di lokasi dan 2 jam jika tidak lewat tol.

Pada Pusat Furnitur kayu ini dalam mengeringkan kayu masih memakai cara yang sederhana atau konvensional. Dikarenakan listrik yang terbatas maka pengeringan kayu di daerah ini menggunakan serpihan kayu sebagai bahan bakarnya. Serpihan kayu sebagai *biomass* yang digunakan didapat dari sisa-sisa hasil dari proses pengrajinan kayu. Pengeringan kayu di UKM ini menggunakan kipas/*blower* untuk mengalirkan udara luar masuk ke *duct*. Kemudian udara di dalam *duct* melewati plat panas. Selanjutnya, udara panas ini diumpungkan ke ruang pengeringan kayu. Jika udara di dalam ruangan sudah jenuh maka, udara dibuang ke luar ruang pengering melalui ventilasi berupa jendela yang dapat dibuka-tutup secara manual. Untuk model pengering kayu yang digunakan dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 1.2 Pengering kayu pada UKM Pusat Furnitur

Banyak sekali solusi-solusi yang dapat dilakukan untuk meningkatkan efisiensi dari pengering kayu pada UKM ini. Salah satu solusi tersebut adalah merubah susunan *tube* penukar panas. Perubahan pada susunan *tube* tertentu akan mempengaruhi turbulensi aliran *dari udara panas* sehingga hal ini dapat mempengaruhi distribusi *Nusselt number*nya. Distribusi *Nusselt number* ini juga akan mempengaruhi kualitas perpindahan panasnya. Maka dari itu, untuk mengetahui karakteristik perpindahan panas yang terjadi maka dilakukanlah simulasi CFD.

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan dari kondisi di atas akan dilakukan proses simulasi CFD untuk mengetahui pola aliran dan karakteristik perpindahan panas yang terjadi dengan memvariasikan susunan *tube* dan koefisien konveksi di dalam *tube*. Pada penelitian tugas akhir ini berisi simulasi numerik dua dimensi *heat exchanger*. Permodelan dan simulasi akan dilakukan menggunakan *GAMBIT 2.4.6* dan software *FLUENT 6.3.26*.

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah pada tugas akhir kali ini adalah:

1. Pengambilan data dilakukan di Pusat Furnitur, Pasuruan
2. Temperatur flue gas diasumsikan sebesar 774 °C
3. Kondisi operasi diasumsikan *steady state*
4. Perpindahan panas yang terjadi berupa konveksi dan konduksi
5. Untuk pembuatan geometri digunakan software Gambit 2.4.6 dan proses simulasi dengan Fluent 6.3.26

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dilakukannya penelitian ini adalah:

1. Mengetahui pengaruh variasi *transversal pitch* terhadap karakteristik aliran serta perpindahan panas yang terjadi pada *heat exchanger*

2. Mengetahui pengaruh variasi nilai koefisien *konveksi* terhadap karakteristik aliran serta perpindahan panas yang terjadi pada *heat exchanger*

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang didapatkan dari tugas akhir kali ini adalah :

1. Mengetahui lebih lanjut tentang perpindahan panas pada *heat exchanger*
2. Menambah pengetahuan tentang penggunaan simulasi CFD menggunakan *software FLUENT 4.2.6*
3. Menambah pengetahuan tentang proses pembuatan *mesh* pada *software GAMBIT 6.3.26*
4. Membantu Pusat Furnitur dalam hal pengeringan kayu

1.6 Sistematika Laporan

1. Bab I Pendahuluan

Bab ini berisi tentang latar belakang dari penelitian ini, perumusan masalah, batasan masalah dan tujuan penelitian dari penelitian, manfaat dari penelitian yang dilakukan, dan sistematika laporan.

2. Bab II Tinjauan Pustaka Dan Dasar Teori

Bab ini dibagi menjadi dua bagian, yaitu dasar teori dan penelitian terkait yang sudah ada. Dasar teori berisi semua hal yang menunjang dalam penganalisaan hasil penelitian. Sedangkan penelitian terkait yang sudah ada berisi tentang penelitian-penelitian sebelumnya yang ada korelasinya dengan penelitian kali ini, yang juga menjadi penunjang dalam analisa data

3. BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Bab ini menerangkan tentang langkah-langkah pemodelan dengan menggunakan *software Gambit* dan langkah-langkah simulasi dengan menggunakan *software Fluent*.

4. BAB IV ANALISA DAN DISKUSI

Bab ini berisi tentang hasil-hasil numerik (*post processing*) kualitatif dan kuantitatif dari *software Fluent* berupa kontur, contoh perhitungan, grafik yang sudah dihitung kemudian dianalisa dan didiskusikan lebih lanjut.

5. BAB V PENUTUP

Bab ini berisi mengenai kesimpulan dari hasil analisis data dan pembahasan penelitian tugas akhir ini. Serta saran yang ditujukan untuk penelitian lebih lanjut agar dihasilkan manfaat yang lebih baik.

[halaman ini sengaja dikosongkan]

BAB II

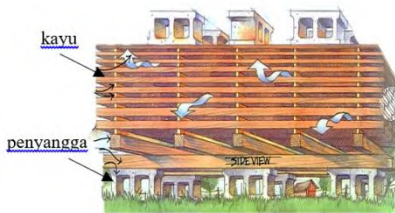
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Dasar teori

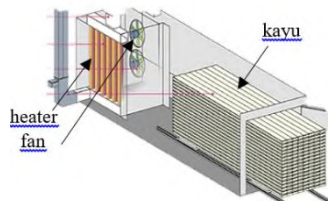
2.1.1 Pengerinan kayu

Pengerinan kayu adalah proses penurunan kadar air kayu sampai mencapai kadar air lingkungan tertentu atau kadar air yang sesuai dengan kondisi udara dimana kayu tersebut ditempatkan (Tsoumi,1991). Secara umum pengerinan kayu terbagi menjadi dua yaitu pengerinan alami dan pengerinan buatan. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar 2.1 dan 2.2 di bawah ini.

Pada metode alami kondisi dari cuaca sangat menentukan kecepatan proses pengerinan. Sedangkan pada metode buatan



Gambar 2.1 Pengerinan kayu alami



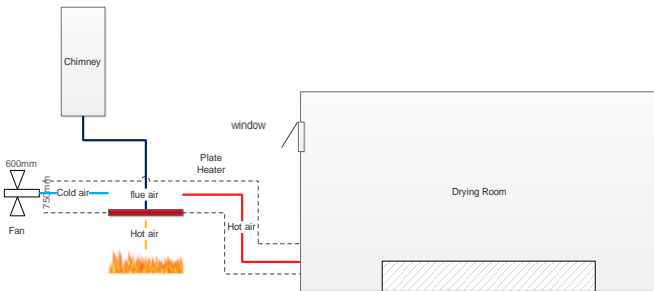
Gambar 2.2 Pengerinan kayu buatan

faktor-faktor yang mempengaruhi dari proses pengerinan ada 3 yaitu ; suhu, kelembaban, dan sirkulasi udara yang mana dapat diatur sehingga kayu dapat mengering dengan cepat dan bisa mencapai kadar air dibawah 12 persen (Dephutban RI, 1998). Keuntungan utama mengeringkan kayu sebelum dijadikan produk, antara lain :

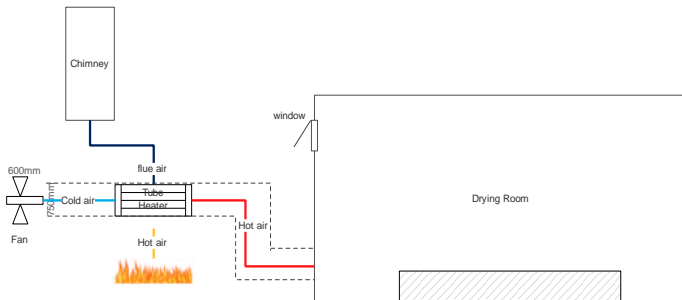
1. Membebaskan kayu dari serangan jamur.
2. Menstabilkan dimensi kayu, sehingga kayu tidak akan lagi mengalami perubahan bentuk, retak maupun pecah.
3. Menjadikan warna kayu lebih cerah/terang.
4. Berat kayu berkurang sehingga meringankan biaya transportasi

5. Memudahkan kayu untuk dicat dan dipelitur (*finishing*).

Pada proses pengeringan kayu di Pusat Furnitur sudah menggunakan pengeringan buatan. Namun untuk skemanya berbeda dengan gambar pengering kayu buatan di atas. Di Pusat Furnitur ini untuk memanaskan udara menggunakan plat sebagai elemen pemanas. Untuk menambah efisiensi dari *heat exchanger* digantilah plat ini dengan susunan *tube*. Adapun spesifikasi dari *tube bank* ini memiliki pipa dengan diameter 1.05 in, tebal 0.15 in dan panjang 1.5 m. Jumlah pipanya berkisar 88 buah yang tersusun secara *staggered*. Untuk Skema dari pengering lama dan baru dapat dilihat pada gambar 2.3 dan 2.4 berikut ini.



Gambar 2.3 Skema pengeringan kayu menggunakan plat



Gambar 2.4 Skema pengeringan kayu menggunakan heat exchanger

Untuk mengetahui pengaruh nilai koefisien konveksi di dalam *tube* terhadap perpindahan panas dan pola aliran, maka digunakanlah variasi spek dari *fan*. *Fan* yang digunakan memiliki

kecepatan aliran berbeda-beda yaitu 3.490 m/s; dan 7.361 m/s. Kemudian dari masing-masing kecepatan fan di hitung secara teoritis nilai koefisien konveksinya. Perhitungan lengkapnya di lampirkan pada lampiran 1.

2.1.2 Konsep *Stack Effect*

Stack effect adalah pergerakan aliran udara ke dalam atau keluar dari bangunan, cerobong asap, *flue gas stack* atau lainnya, yang mana diakibatkan oleh *buoyancy effect*. *Buoyancy effect* terjadi karena adanya perbedaan antara kerapatan massa udara di dalam dan di luar bangunan yang dihasilkan dari perbedaan temperatur dan kelembaban. Semakin besar perbedaan termal dan tinggi struktur, semakin besar *stack effect* yang terjadi. Laju aliran yang disebabkan oleh *stack effect* dapat dihitung dengan persamaan di bawah ini.

$$Q = C A \sqrt{2 g h \frac{T_i - T_o}{T_i}} \quad (2.1)$$

Keterangan:

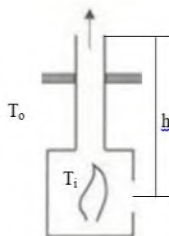
Q = *Draught Flow Rate* [m³/s]

A = *Flow Area* [m²/s]

C = Koefisien *Discharge* (0.65-0.7)

g = Percepatan gravitasi [m²/s]

h = tinggi [m]



Gambar 2.5 Geometri parameter *stack effect* pada cerobong asap

Persamaan 2.1 di atas di gunakan untuk perhitungan laju aliran dengan mengasumsikan berat molekul udara dan *flue gas* sama dan juga mengabaikan *heat losses* yang ada

2.1.3 Konsep Aliran Internal Melalui Circular Pipe

Pada aliran di dalam pipa parameter tak berdimensi yang paling penting adalah bilangan *Reynolds* (Re). Bilangan *Reynolds* menyatakan perbandingan antara efek inersia dan viskositas dalam aliran. Bilangan *Reynolds* untuk pipa bulat didefinisikan pada persamaan 2.1 sebagai berikut:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi d \mu} \quad (2.2)$$

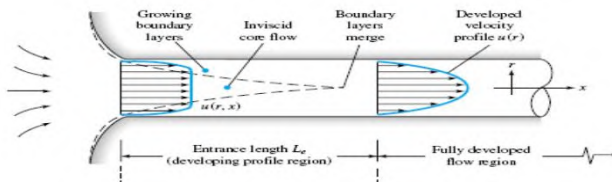
Dimana :

Re = Bilangan *Reynolds*

d = Diameter dalam tube (m)

μ = Viskositas dinamik fluida (Pa/s)

\dot{m} = Laju alir fluida (Kg/s)



Gambar 2.6 Perkembangan Profil kecepatan Aliran dalam Pipa

Aliran fluida di dalam sebuah pipa mungkin merupakan aliran laminar atau turbulen. Kisaran bilangan *Reynolds* untuk jenis aliran laminar, transisi dan turbulen adalah sebagai berikut:

Bilangan <i>Reynolds</i>	Jenis Aliran
$Re < 2300$	Laminar
$2300 \leq Re \leq 10,000$	Transisi
$Re \geq 10,000$	Turbulen

Tabel 2.1 Nilai *Reynolds Number* untuk setiap Jenis Aliran

Pada penelitian ini nilai *Nusselt number* pada aliran dalam *tube* dirumuskan dengan menggunakan persamaan 2.2 di bawah ini (Gnielinski Equation).

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) \times Re \times Pr}{1 + 12.7 \times \left(\frac{f}{2}\right)^{0.5} \times \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (2.3)$$

Dimana :

Re = Bilangan *Reynoldss*

Pr = *Prandatl number*

f = Koefisien friksi

\dot{m} = Laju alir fluida (Kg/s)

Syarat :

- $0.5 < Pr < 2000$

- $10,000 < Re < 5,000,000$

Perhitungan untuk nilai konveksi di dalam *tube* dirumuskan dengan persamaan berikut:

$$hi = \frac{Nu \times k}{di} \quad (2.4)$$

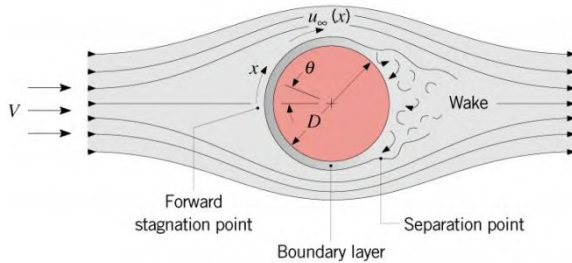
Dengan :

Nu = *Nusselt number*

k = Konduktifitas thermal aliran dalam pipa (W/mK)

di = Diameter dalam pipa (m)

2.1.4 Konsep Aliran Melintasi Sebuah Silinder



Gambar 2.7 Aliran melintasi sebuah silinder

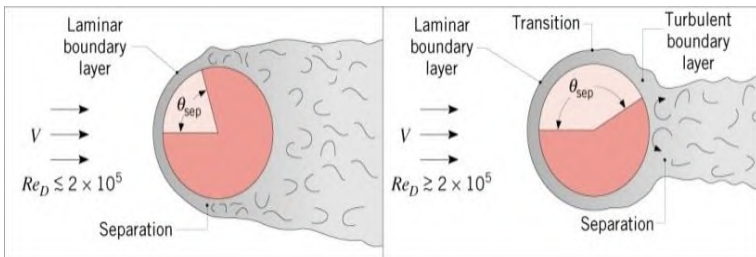
Gambar diatas ini menunjukkan bahwa, aliran bebas (*free stream*) terbawa menuju titik stagnasi dengan disertai peningkatan tekanan. Dari titik ini akan terjadi penurunan tekanan seiring dengan bertambahnya jarak. Tekanan akan mencapai pada nilai minimum saat berada pada bagian belakang silinder. Pada gambar dibawah, nilai u_∞ bergantung dari jarak x terhadap titik stagnasi. Dari persamaan *Euler*, untuk aliran *inviscid*, $u_\infty(x)$ harus memperlihatkan perilaku yang berbeda daripada $p(x)$. Sehingga jika dilihat dari $u_\infty = 0$, pada titik stagnasi, aliran fluida mengalami peningkatan kecepatan disebabkan oleh *favorable pressure gradient* ($du_\infty/dx > 0$ ketika $dp/dx < 0$), kecepatan tertinggi dicapai saat $dp/dx = 0$. Lalu, aliran fluida mengalami penurunan kecepatan dikarenakan pengaruh dari *adverse pressure gradient* ($du_\infty/dx < 0$ ketika $dp/dx > 0$).

Pada lokasi ini, yang umumnya disebut titik separasi, fluida tepat didekat permukaan kekurangan momentum untuk menahan pressure gradient sehingga terjadi separasi pada aliran di dekat dinding. Hal ini mengakibatkan pembentukan wake pada daerah *downstream*. Pada daerah ini aliran sangat tidak beraturan dan terbentuk *vortex*. Terbentuknya *boundary layer transition* sangat bergantung pada *Reynolds number* dan sangat berpengaruh

terhadap posisi titik separasi. Pada *circular cylinder Reynolds number* dapat didefinisikan dengan persamaan berikut.

$$Re_D \equiv \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (2.5)$$

Momentum aliran pada aliran turbulen lebih besar dari pada aliran laminar, hal ini berpengaruh terhadap posisi munculnya titik separasi. Pada nilai $Re_D \geq 2 \times 10^5$ *boundary layer* yang terjadi adalah laminar dan titik separasi muncul pada $\theta \approx 80^\circ$, sedangkan untuk nilai $Re_D \leq 2 \times 10^5$ aliran yang terjadi turbulen dan titik separasi muncul pada $\theta \approx 140^\circ$. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar dibawah.

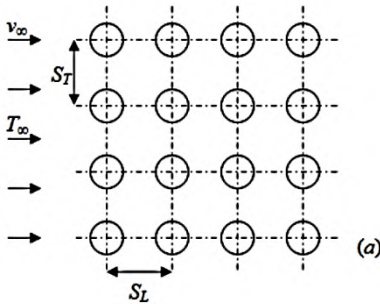


Gambar 2.8 Pola Aliran Laminer dan Turbulen yang Menumbuk Silinder

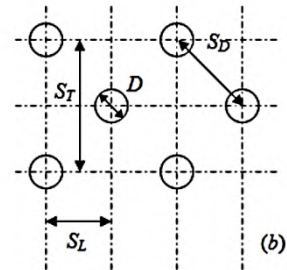
Dari kedua gambar terlihat pada nilai *Reynold number* yang tinggi titik separasi semakin jauh ke belakang dan pada nilai *Reynolds number* yang rendah titik separasi yang terjadi lebih ke depan. Pada nilai *Reynolds number* yang tinggi *wake* yang terbentuk lebih kecil jika dibandingkan pada nilai *reynolds number* yang rendah.

2.1.5 Konsep Aliran Melintasi *Tube Bank*

Aliran melintasi *tube bank* merupakan salah satu fenomena terpenting dalam *Heat Exchanger*. Fenomena ini sudah banyak diaplikasikan di industri-industri. Salah satu contohnya pada industri untuk *air cooling/heating*. *Tube bank* merupakan sekumpulan tabung yang memiliki konfigurasi susunan tertentu. Terdapat dua pola geometri susunan *tube* yaitu *aligned* dan *staggered*. Untuk lebih jelasnya kedua pola konfigurasi susunan tersebut dapat dilihat pada gambar 2.11 di bawah ini.



Gambar 2.9 Pola susunan *tube aligned*



Gambar 2.10 Pola susunan *tube staggered*

Pada umumnya, suatu fluida mengalir pada sisi dalam *tube* lalu fluida lainnya mengalir sisi luar *tube* dengan temperatur yang berbeda. Pola aliran yang terjadi pada baris pertama *tube bank* sama dengan pola aliran pada sebuah silinder. Sehingga, nilai *heat transfer coefficient* yang terjadi hampir sama seperti pada aliran melewati sebuah silinder. Namun, pada konsep *flow over tube of bank* ini memiliki perbedaan yang signifikan pada *tube* baris ke dua dan seterusnya jika dibandingkan dengan pola aliran pada *flow over a cylinder*. Dengan adanya perbedaan ini maka nilai dari *heat transfer coefficient* juga mengalami perbedaan.

Pada umumnya, pengaruh turbulensi aliran dipengaruhi oleh adanya bilangan *Reynolds* maksimum. Bilangan *Reynolds* maksimum ini sangat dipengaruhi oleh adanya kecepatan aliran seperti pada persamaan 2.5 di bawah ini.

$$Re_{D,max} = \frac{\rho v_{max} D}{\mu} \quad (2.6)$$

Pada susunan *tube aligned*, bila aliran bergerak pada arah *longitudinal*, maka kecepatan maksimum ini dapat terjadi pada sela-sela *tube* arah *transversal* (A_1). Maka kecepatan maksimum pada kondisi ini adalah

$$v_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} v \quad (2.7)$$

Namun, pada susunan *staggered*, kecepatan maksimum juga dapat terjadi pada daerah antar *tube* arah menyilang (A_2) antar baris. Hal ini dapat terjadi jika memenuhi persamaan 2.3 dan 2.4 di bawah ini.

$$2(S_D - D) < (S_T - D) \quad (2.8)$$

$$S_D = \sqrt{\left(S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2\right)} < \frac{S_T + D}{2} \quad (2.9)$$

Sehingga, kecepatan maksimum pada kondisi ini adalah

$$v_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} v \quad (2.10)$$

Zukauskas (1972), telah mengemukakan teorinya tentang *Nusselt number* pada *tube bank* seperti pada persamaan 2.9 di bawah ini.

$$\bar{N}_{uD} = C Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right) \left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ Re_{D,max} \leq 2 \times 10^6 \\ 0,7 \leq Pr \leq 500 \end{array} \right] \quad (2.11)$$

Nilai konstanta C dan m didapatkan dari gambar 2.17 di bawah ini. Nilai Pr merupakan *properties* yang diukur berdasarkan temperatur *film*. Namun Pr_s diukur berdasarkan temperatur *surface*.

Konfigurasi	$Re_{D,max}$	C	m
Aligned	$10 - 10^2$	0.8	0.4
Aligned	$10^2 - 10^3$	Approximate as a single cylinder	
Aligned $\left(\frac{S_T}{S_L} > 0.7 \right)^a$	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.27	0.63
Aligned	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$10 - 10^2$	0.9	0.4
Staggered	$10^2 - 10^3$	Approximate as a single cylinder	
Staggered $\left[\frac{S_T}{S_L} < 2 \right]$	$10^3 - 2 \times 10^5$	$0.35 \times \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{\frac{1}{5}}$	0.6
Staggered $\left[\frac{S_T}{S_L} > 2 \right]$	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.4	0.6
Staggered	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.022	0.84

Tabel 2.2 Konstanta C dan m untuk Persamaan Zukauskas

Bila $N_L < 10$, maka digunakan faktor koreksi C_2 yang ditunjukkan pada gambar di bawah ini. Sehingga persamaan *Nusselt number* baru untuk $N_L < 10$ adalah

$$\bar{N}_{uD} (N_L < 10) = C_2 \bar{N}_{uD} (N_L \geq 10) \quad (2.12)$$

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Aligned	0.7 0	0.8 0	0.8 6	0.9 0	0.9 2	0.9 5	0.9 7	0.9 8	0.9 9
Staggered	0.6 4	0.7 6	0.8 4	0.8 9	0.9 2	0.9 5	0.9 7	0.9 8	0.9 9

Tabel 2.3 Konstanta C_2 untuk Faktor Koreksi $N_L < 10$ untuk Persamaan Zukauskas

2.2 Penelitian Pendukung

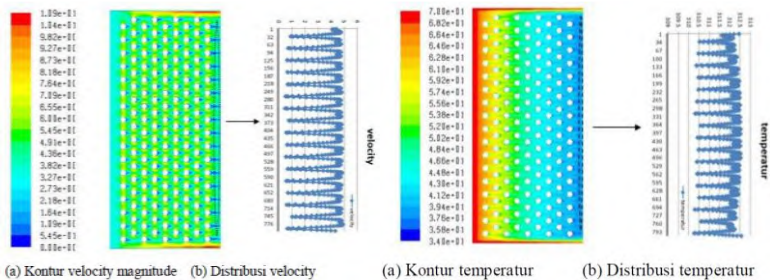
2.2.1 Nanang Tri Wahyuna (2012)

Dalam penelitiannya yang berjudul Simulasi Perpindahan Panas untuk Meningkatkan Performa *Generator Cooler* di PLTP Kamojang, dilakukan suatu simulasi menggunakan metode *computational fluid dynamic* pada suatu *compact heat exchanger*. PLTP Kamojang bekerja dengan memanfaatkan uap dari panas bumi. Uap dari panas bumi kemudian dimanfaatkan *generator*. *Generator* akan mengubah energi kinetik menjadi energi listrik. *Generator* memerlukan suatu sistem pendinginan untuk menjaga *generator* bekerja pada temperatur aman. Maka dari itu digunakanlah *heat exchanger* untuk menjaga temperatur kerja *generator* pada batas aman.

Penelitian ini dilakukan dengan bantuan *software* Fluent dan Gambit. Pembuatan model menggunakan *software* Gambit dan penyelesaian menggunakan *software* Fluent. Dari hasil simulasi, melalui pemodelan 3D *steady state* maka dapat diketahui kontur temperatur dan kecepatan pada *generator cooler*. Pada permodelan ini digunakan kecepatan inlet 3.19 m/s, temperatur pada *tube* divariasikan dengan 74. 14 °C dan 70 °C. Benda yang dimodelkan adalah *generator cooler existing* dan *generator cooler* modifikasi.

Dari hasil simulasi didapatkan hasil *Taverage* desain *existing* dan modifikasi. Pada pembebanan 74. 14 °C, untuk desain

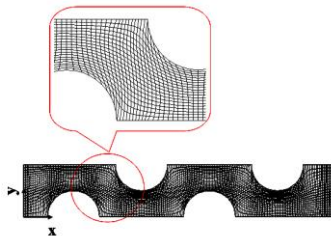
existing didapatkan *Taverage* 43.15 °C dan untuk desain modifikasi didapatkan *Taverage* 41.76 °C. Sedangkan pada pembebanan 70 °C, untuk desain *existing* didapatkan *Taverage* 38.9 °C dan untuk desain modifikasi didapatkan *Taverage* 38.2 °C. Maka dapat disimpulkan *generator cooler* hasil modifikasi memiliki performa yang lebih baik dari *generator cooler existing*.



Gambar 2.11 Distribusi Kecepatan dan Temperatur pada *Heat exchanger*

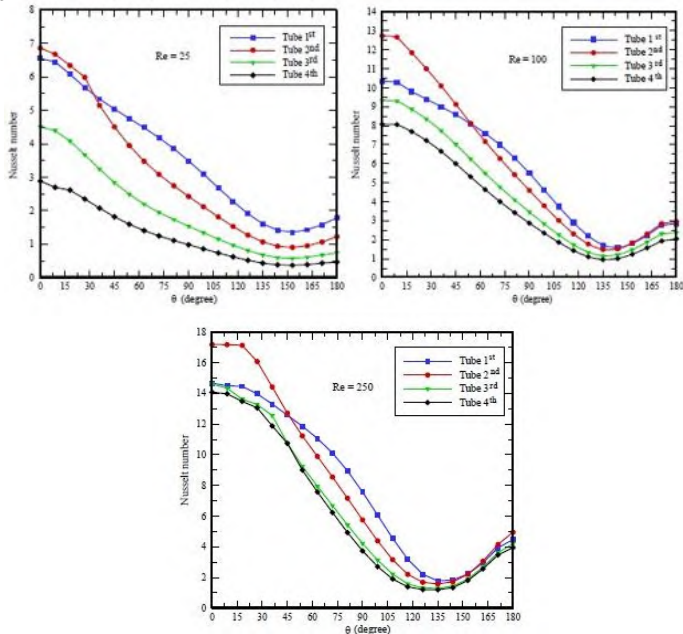
2.2.2 Tahseen dkk (2012)

Dalam penelitiannya yang berjudul *Laminar Forced Convection Heat Transfer Over Staggered Circular Tube Banks: A Cfd Approach*. Dilakukan simulasi 2D pada *Heat exchanger* dengan susunan *tube staggered*. Penelitian ini dilakukan dengan bantuan software FORTRAN. Di bawah ini merupakan pembuatan *domain* dan *meshing* yang digunakan dalam penelitiannya, sebagaimana yang ditunjukkan pada gambar 2.12.



Gambar 2.12 Meshing pada *heat exchanger*

Dalam penelitian ini dilakukan variasi kecepatan dan rasio antara diameter *tube* dan jarak antar *tube*. Variasi kecepatan dilakukan dari range *Reynolds* 25-250 dan rasio antara diameter *tube* dan jarak antar *tube* yang digunakan adalah, 1.25, 1.5 dan 2. Dari Penelitian ini dihasilkan variasi *Nusselt number* sepanjang *tube*.



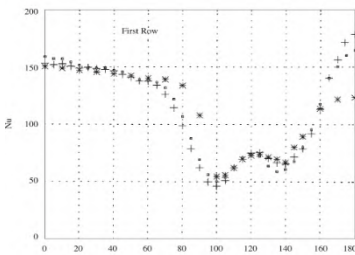
Gambar 2.13 Grafik *Nusselt number* terhadap theta

Pada grafik dapat dilihat bahwa pada sudut 0° terjadi *Nusselt number* yang paling besar. Hal ini diakibatkan karena pada sudut ini tepat terjadi tumbukan antara aliran dan *tube*. Kemudian seiring bertambahnya jarak, terjadi pengurangan nilai *Nusselt number* sampai pada sudut tertentu kembali terjadi peningkatan nilai *Nusselt number* karena pada titik ini mulai terjadi separasi. Selain itu pada grafik ini dapat dilihat bahwa susunan *tube* ke-2 selalu memiliki nilai *Nusselt number* yang paling tinggi.

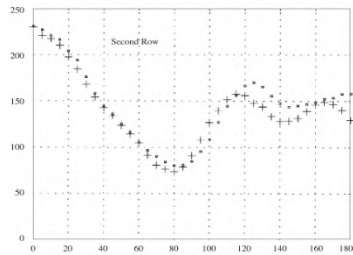
2.2.3 Ertan Buyruk (1999)

Penelitian yang dilakukan oleh Buyruk, memiliki judul “*Heat Transfer and Flow Structures Around Circular cylinders in Cross-Flow*”. Buyruk melakukan studi eksperimen aliran melewati *tube-banks* dengan dua variasi. Variasi pertama adalah aliran melewati *tube banks* dengan *pitch* 1.5 D dan 1.5 D. Kemudian variasi kedua aliran melewati *tube banks* dengan *pitch* 1.25 D dan 1.5 D.

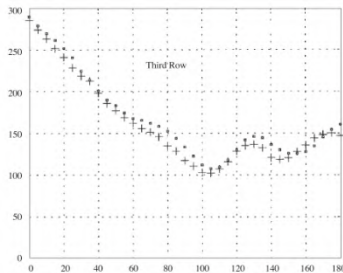
Dibawah ini merupakan grafik *Nusselt number* terhadap *theta* untuk kedua variasi



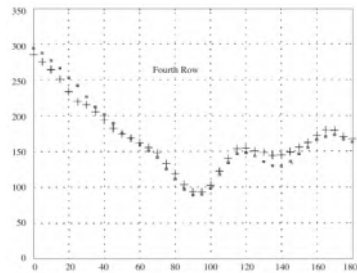
(a)



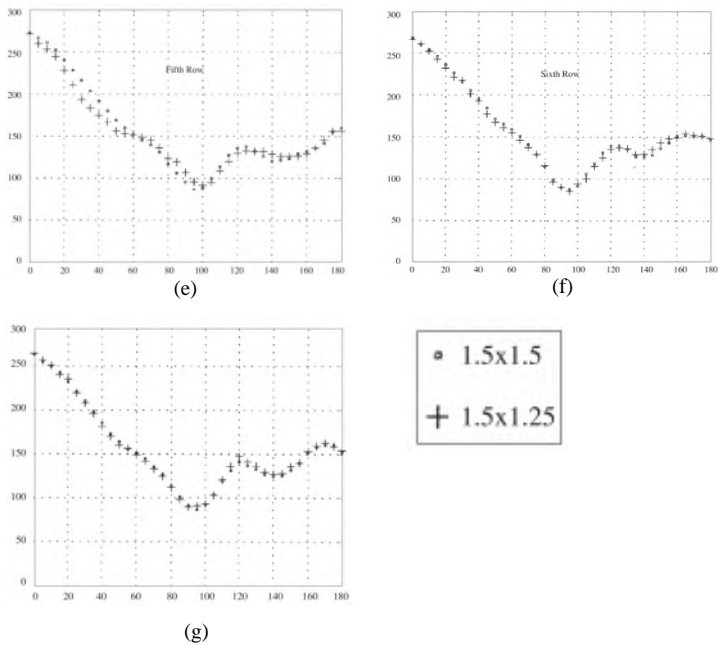
(b)



(c)

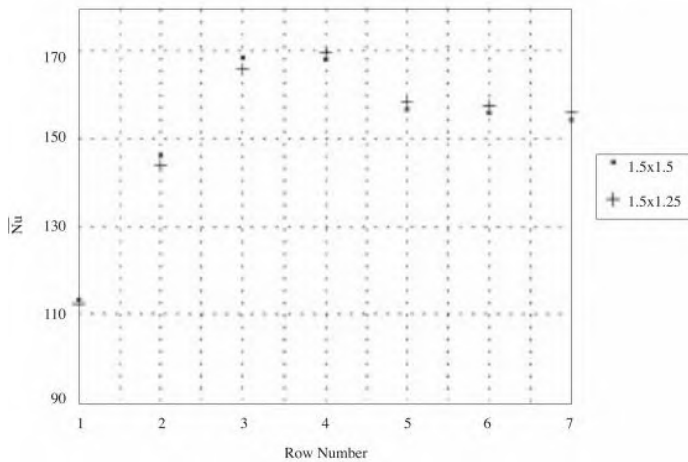


(d)



Gambar 2.14 Grafik *Nusselt number* terhadap *theta*
 (a) baris pertama (b) baris ke-dua (c) baris ke-tiga
 (d) baris ke-empat (e) baris ke-lima (f) baris ke-enam
 (g) baris ke-tujuh

Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa nilai *Nusselt number* tertinggi untuk tube baris pertama hingga tube baris ke-tujuh berada pada sudut 0° . Kemudian secara keseluruhan nilai *Nusselt number* menurun secara gradual hingga titik separasi. Setelah melewati titik separasi nilai *Nusselt number* kembali mengalami kenaikan dikarenakan adanya *wake* yang terjadi.



Gambar 2.15 Perbandingan nilai *Nusselt number* rata-rata untuk geometri 1.5 x 1.15 dan 1.5 x 1.25 pada *staggered tube bundle*

Pada gambar 2.15 merupakan perbandingan dari nilai *Nusselt number* rata-rata untuk kedua geometri dan baris *tube* yang berbeda. Jelas terlihat bahwa nilai *Nusselt number* yang terbesar berada pada baris ke-empat. Setelah baris ke-empat nilai *Nusselt number* mengalami penurunan.

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

Tahapan-tahapan penelitian pada tugas akhir ini adalah :

3.1 Tahapan penelitian

1. Studi Kasus

Studi kasus dilakukan untuk mempelajari adanya permasalahan yang ada di Pusat Furnitur, Pasuruan, Surabaya. Pada kasus ini lebih ditekankan pada pengering kayu berupa *heat exchanger*. Studi kasus juga dilakukan dengan berdiskusi pada pihak-pihak yang bersangkutan

2. Studi Literatur

Untuk memperdalam pemahaman mengenai permasalahan yang dihadapi, maka dilakukanlah studi literatur tentang hal yang berkaitan dengan pengeringan kayu, studi literatur tentang simulasi CFD menggunakan *GAMBIT 2.4.6* dan *FLUENT 6.3.2.6*, serta literatur penelitian terdahulu.

3. Pengumpulan Data

Untuk melakukan simulasi dibutuhkan data-data sebagai acuan yang dibutuhkan diperlukan adanya data acuan untuk pemodelan dan simulasi dari sistem yang akan ditinjau. Data-data yang digunakan berupa dimensi dari *duct*, dimensi dari *tube* dan spesifikasi dari *fan* yang digunakan.

4. Pemodelan dan Simulasi

Pada tahapan ini dibuat model geometri berdasarkan data yang ada. Dalam pembuatan model dan *meshing* digunakan software *GAMBIT 2.4.6*. Lalu, setelah pembuatan model selesai dilakukanlah simulasi pada *FLUENT 6.3.26* untuk mendapatkan hasil yang diinginkan.

5. Pengolahan Data Hasil Simulasi

Setelah proses simulasi selesai, dilakukanlah penampilan data berupa data visual yang dapat di analisa secara kualitatif serta, data dalam bentuk grafik yang dapat dianalisa secara kuantitatif. Sehingga dari proses analisa dapat diketahui dan dibahas lebih lanjut mengenai karakteristik perpindahan panas dan pola aliran yang terjadi

6. Penyusunan Laporan

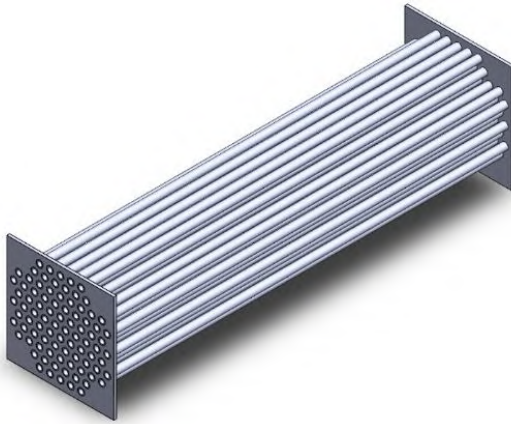
Tahapan penelitian serta hasil yang telah dilakukan disusun menjadi satu dalam bentuk laporan yang runtut dan sistematis.

3.2 Pemodelan dan simulasi

Untuk mengetahui pola aliran serta perpindahan panas pada pengering kayu maka dilakukan pemodelan dan simulasi dengan *GAMBIT 2.4.6* dan *FLUENT 6.3.26*. Pada proses ini terbagi menjadi tiga tahapan yaitu: *pre-processing*, *processing*, dan *post-processing*. Berikut adalah penjelasan lebih lanjut mengenai tiga tahapan di atas.

3.2.1 Pre-processing

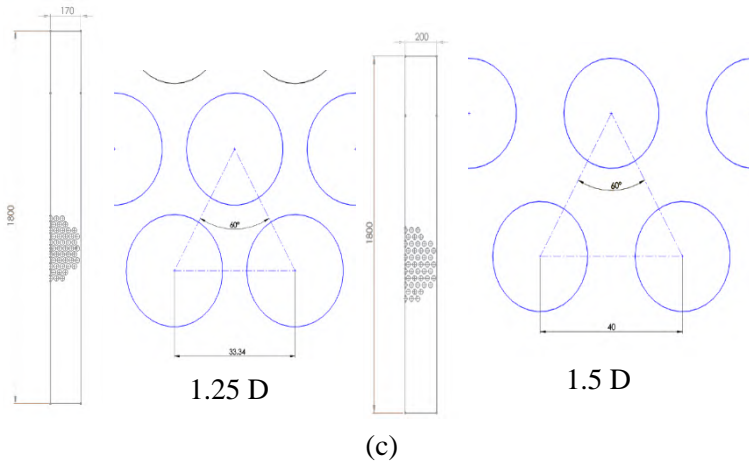
Pada tahap awal ini dilakukan *modelling* geometri *heat exchanger*. Pembuatan model ini dilakukan pada software *GAMBIT 2.4.6*. Dalam membuat geometri model penentuan dimensi mengacu pada data-data dimensi heat exchanger. Adapun spesifikasi dari heat exchanger ini memiliki *tube* dengan diameter 1.05 in, tebal 0.15 in dan panjangnya 1.5 m. Jumlah pipanya berkisar 88 buah yang tersusun secara *staggered*. Tinggi *heat exchanger* berkisar 1.5 m dan lebarnya 0.4 m. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



(a)

Spesifikasi	Nilai	Satuan
Diameter <i>Tube</i>	1.05	in
Panjang <i>tube</i>	1.5	m
ST	40	mm
SL	40	mm
NT	19	baris
NL	11	kolom
Jumlah <i>Tube</i>	88	-

(b)



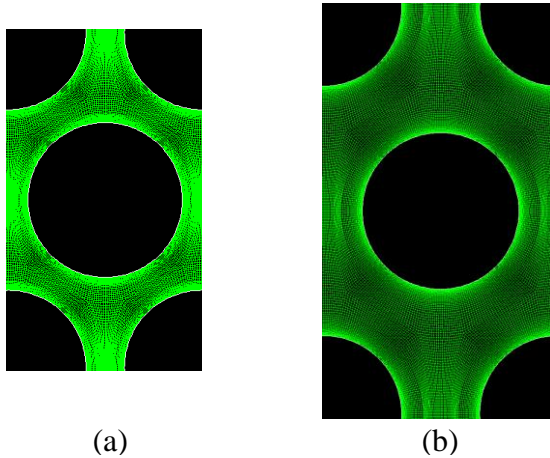
Gambar 3.1 Geometri Heat Exchanger

(a.) Gambar isometrik heat exchanger

(b.) Tabel spesifikasi *heat exchanger*

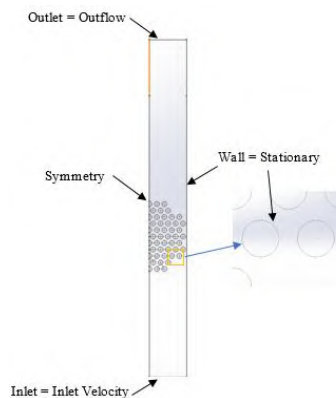
(c.) Gambar geometri mesh heat exchanger 1.25 D dan 1.5 D

Pada Gambar 3.1 memperlihatkan gambar *isometric* dari *heat exchanger* dan geometri mesh heat exchanger. Geometri *mesh* yang akan dibuat terdiri dari dua variasi yaitu 1.25 D dan 1.5 D. Setelah geometri selesai dibuat maka dilakukanlah tahap pembuatan *mesh*. Pada simulasi ini *mesh* yang digunakan adalah jenis *quad map*. Fungsi dari *mesh* ini untuk membagi geometri menjadi beberapa bagian kecil yang selanjutnya akan dilakukan perhitungan secara komputasi oleh *software* FLUENT 6.3.26. Untuk daerah di sekitar *tube*, harus dibuat *mesh* yang lebih rapat agar perubahan kecil yang terjadi dapat terekam. Hasil meshing dapat dilihat pada gambar 3.2.



Gambar 3.2 Hasil Meshing di Sekitar Tube
 (a) Gambar hasil meshing di sekitar tube untuk 1.25 D
 (b) Gambar hasil meshing di sekitar tube 1.5 D

Mesh yang telah selesai dibuat selanjutnya diberikan *boundary condition*. Pada sisi *inlet* diberi *boundary condition* berupa *velocity inlet*. Pada batas kiri dan kanan diberi *boundary condition* berupa *symmetry* dan *wall*. Pada dinding *tube* diberi *boundary condition* berupa *wall*. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar 3.3 di bawah ini.



Gambar 3.3 Boundary condition geometri mesh

3.2.2 Processing

Processing merupakan proses kedua dalam simulasi CFD, yakni melakukan simulasi berdasarkan hasil *meshing* dari *domain* sistem menggunakan *software* FLUENT 6.3.26. Hal yang dilakukan diantaranya mengatur *solver models*, *materials*, *boundary conditions*, *operating conditions*, *control and monitoring conditions*, serta *initialize conditions*. Setelah dilakukan pengaturan, dapat dimulai proses iterasi untuk menyelesaikan simulasi. Untuk lebih jelasnya, dibawah ini merupakan tahapan pada *processing*

1. Solver Models

- Viscous

Turbulence model yang digunakan diantaranya *k-epsilon RNG*. Pemilihan pemodelan ini dipilih karena banyak digunakan pada simulasi heat exchanger.

- Energy

Persamaan energi diaktifkan untuk mendukung penyelesaian komputasi perpindahan panas.

2. Materials

Dalam pengaturan *materials*, digunakan material *fluegas* untuk *fluid* dan *carbonsteel* untuk *solid*. *Fluid* merupakan material yang mengalir melalui *interior* pada *mesh*. *Solid* merupakan material untuk mendefinisikan dinding dan *tube*.

Tabel 3.1 Parameter material *flue gas* dan *Carbon steel*

Material	Massa Jenis (kg/m ³)	Cp (J/KgK)	Konduktivitas Thermal (W/mK)	Viskositas Kinematik (kg/ms)
Fluegas	0.3375	1150.54	0.0696	4.30x10 ⁻⁵
Carbon steel	7854	622.08	40.4	-

3. *Operating Condition*

Kondisi operasi pada sistem diatur sebesar 1 atm

4. *Boundary Conditions*

Parameter yang dimasukkan untuk tiap *boundary conditions* ditunjukkan pada tabel di bawah ini.

Tabel 3.2 Parameter Boundary Condition

<i>Boundary Condition</i>	
<i>Inlet</i>	<i>Velocity Inlet</i> = 2.976 m/s (didapat dari perhitungan pada lampiran) <i>Temperature</i> = 1047 K (didapat dari jurnal)
<i>Outlet</i>	<i>Outflow</i>
<i>Wall</i>	<i>Wall</i>
<i>Tube</i>	<i>Wall</i> dengan nilai <i>convection heat transfer coefficient</i> tertentu <ul style="list-style-type: none"> • Variasi 1 = 93.17 W/mK (didapat dari perhitungan pada lampiran) • Variasi 2 = 162.36 W/mK (didapat dari perhitungan pada lampiran)

5. *Control and Monitoring Solutions*

Solution control yang digunakan untuk metode *pressure-velocity coupling* adalah *SIMPLE* dengan diskritisasi standard. Pada *monitoring solutions* dilakukan pengaturan kriteria *residual* dengan tingkat konvergensi sebesar 10^{-5} untuk parameter *continuity* dan *velocity*, dan *energy*

6. *Initialize Conditions*

Initialize merupakan nilai awal untuk tiap parameter sebelum proses iterasi dalam simulasi berjalan. Metode inisialisasi yang digunakan adalah *standart initialize*, untuk mendapatkan nilai parameter awal berdasarkan *boundary*

conditions dari *inlet*. Pada simulasi ini, perhitungan dimulai dari sisi inlet

7. *Iterations*

Setelah keseluruhan pengaturan dilakukan, proses simulasi dimulai dengan melakukan iterasi hingga mencapai kondisi konvergen.

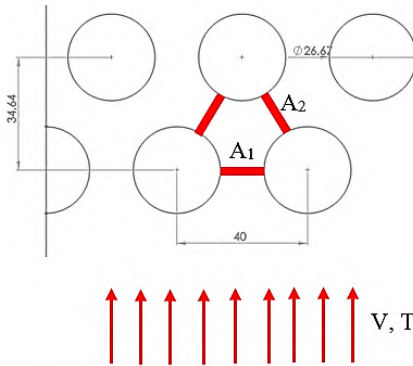
3.2.3 Post Processing

Tahap selanjutnya adalah melakukan analisa data dan pembahasan data. Untuk mengetahui kualitas dari simulasi, maka dilakukanlah proses validasi. Untuk kasus ini digunakan metode *grid independency*. Berdasarkan teori semakin banyak besarjumlah mesh maka hasil simulasi akan semakin akurat namun, proses komputasi membutuhkan waktu yang lama. Oleh karena itu, untuk mendapatkan jumlah mesh yang optimal perlu dilakukan perbandingan hasil distribusi *Nusselt number* rata-rata simulasi dengan perhitungan teoritis.

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan Nilai *Nusselt Number* Teoritis

Data untuk proses perhitungan didapat dari data spesifikasi heat exchanger. Perhitungan nilai *Nusselt number* rata-rata dilakukan untuk dibandingkan dengan nilai *Nusselt number* rata-rata hasil simulasi. Berikut adalah perhitungan secara teoritis untuk nilai *Nusselt number* rata-rata pada nilai *transversal pitch* 1.5 D. Teori untuk mencari nilai *Nusselt number* menggunakan teori dari zukauskas.



Parameter flue gas
 $V = 2.96 \text{ m/s}$
 $T_i = 774^\circ\text{C} = 1047 \text{ K}$
 $\nu = 1.278 \times 10^{-4}$

Parameter geometri tube
 $ST = 40.005 \text{ mm}$
 $SL = 34.64 \text{ mm}$
 $SD = 40.005 \text{ mm}$

Gambar 4.1 geometri 1.5 D

Menentukan letak v_{max}

$$ST - D = 40.005 - 26.67 = 13.375 \text{ mm}$$

$$2(SD - D) = 2(40.005 - 26.67) = 26.67 \text{ mm}$$

Sehingga, $(ST - D) < 2(SD - D)$

$$SD = 40.005 \text{ mm}$$

$$\text{Sehingga, } \frac{ST+D}{2} < SD$$

$$SD = 40.005 \text{ mm}$$

$$\text{Sehingga, } \frac{ST+D}{2} < SD$$

Jadi letak v_{max} berada pada A_1

$$A_1 = ST - D = 13.335 \text{ mm}$$

Menghitung Nilai Reynolds number rata-rata pada tube banks

$$v_{max} = \frac{ST}{ST-D} v = \frac{40.005 \text{ mm}}{13.335 \text{ mm}} \times 2.976 \frac{m}{s} = 8.928 \frac{m}{s}$$

$$Re_{max} = \frac{v_{max} D}{\nu} = \frac{8.928 \frac{m}{s}}{1.278 \times 10^{-4}} = 1863.1436$$

Menghitung Nilai Nusselt number rata-rata pada tube banks

$$C_1 = 0.35 \times \left(\frac{ST}{SL}\right)^{\frac{1}{5}} = 0.35 \times \left(\frac{40.005 \text{ mm}}{34.64 \text{ mm}}\right)^{\frac{1}{5}} = 0.3602 \quad \text{dengan}$$

$$\text{syarat } \frac{ST}{SL} < 2''$$

$$\overline{Nu}_D = C_2 \times C_1 \times Re_{max}^m \times Pr^{0.36} \times \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}}$$

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_D &= 0.973 \times 0.3602 \times 1863.1436^m \times 0.7111^{0.36} \times \\ &\left(\frac{0.7111}{0.7111}\right)^{\frac{1}{4}} \\ &= 28.4118 \end{aligned}$$

4.2 Validasi dengan Metode Grid Independency

Pada tahap ini akan dilakukan proses validasi dengan metode *grid independency*, yaitu, dengan membandingkan nilai *Nusselt number* rata-rata secara teoritis dengan nilai *Nusselt number* rata-rata simulasi pada jumlah *mesh* yang bervariasi. Untuk simulasi ini *mesh* yang divariasikan dibagi menjadi tiga kelompok yaitu mesh A, B dan C dengan jumlah *mesh* masing-masing secara berurutan sebesar 567,845; 848,084; 1,048,763. Kemudian, nilai *Nusselt number* simulasi untuk masing-masing *mesh* sebesar 32.87, 30.34 dan 29.55. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada tabel tabel 4.1

Mesh	Jumlah Mesh	Nusselt Perhitungan	Nusselt Simulasi	Error (%)
A	567,845	28.41	32.87	15.71
B	848,084	28.41	30.34	6.8
C	1,183,500	28.41	29.55	4.01

Tabel 4.1 Hasil Perbandingan Nilai *Nusselt number* Rata-Rata Simulasi dengan Perhitungan

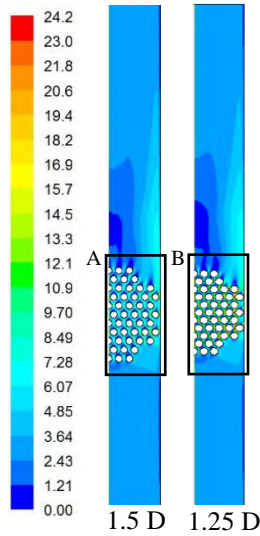
Dari tabel 4.1 dapat dilihat bahwa nilai error yang dihasilkan semakin mengecil seiring bertambahnya jumlah *mesh*. Nilai error yang terkecil berada pada jumlah *mesh* 1,048,763 Hal ini menunjukkan bahwa *mesh* yang disimulasikan telah mempresentasikan keadaan sebenarnya dan diperbolehkan untuk dilakukan proses selanjutnya.

Proses lanjutan setelah pemilihan mesh adalah berupa simulasi pada domain yang akan disimulasikan yaitu untuk transversal pitch 1.25 D. Jumlah grid yang dipilih pada proses simulasi adalah *mesh* C karena memiliki nilai *error* yang terkecil.

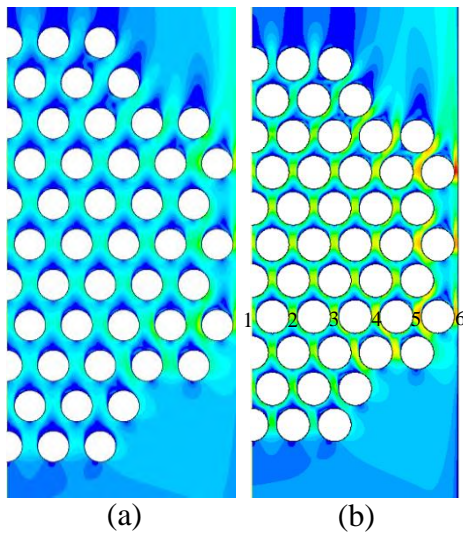
4.3 Analisa Kontur Aliran dan Temperatur pada Variasi Transversal Pitch

4.3.1 Analisa Kontur Aliran pada Variasi Transversal pitch

Hasil dari proses simulasi yang telah dilakukan menghasilkan data kualitatif berupa kontur kecepatan aliran. Analisa yang akan dilakukan meliputi variasi dari *transversal pitch*. Gambar 4.2 dibawah ini merupakan kontur dari aliran untuk *transversal pitch* yang berbeda yaitu 1.25 D dan 1.5 D dengan nilai koefisien konveksi di dalam *tube* sama ($\bar{h} = 93.17 \text{ W/mK}$). Untuk menyetarakan warna dari kontur maka *range spectrum* dibuat sama, dengan cara menentukan nilai min dan max yang sama untuk setiap kontur. Pada kasus ini nilai minimum dari kontur kecepatan sebesar 0 m/s dan nilai maksimumnya sebesar 24.26 m/s. Hal ini ditujukan agar setiap gambar dapat dibandingkan dengan benar. Spektrum warna yang mendekati warna biru tua menunjukkan kecepatan aliran yang rendah sedangkan spektrum warna yang mendekati warna merah menandakan kecepatan aliran semakin tinggi.

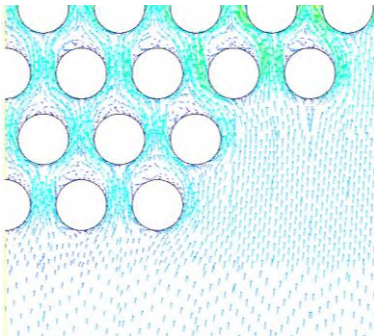


Gambar 4.2 Kontur Kecepatan aliran secara keseluruhan variasi *transversal pitch*

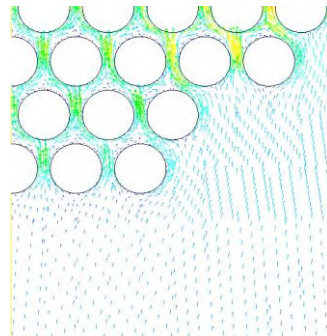


Gambar 4.3 Kontur aliran variasi *transversal pitch*
(a.) Pembesaran daerah A (b.) Pembesaran daerah B

Jika dilihat pada kontur kecepatan aliran sebelum mengenai *tube* pada gambar 4.2 dan 4.3 terlihat perbedaan kecepatan aliran pada daerah dekat dinding dan sisi tengah untuk variasi pitch 1.5 D maupun 1.25 D. Kecepatan aliran sebelum mengenai *tube* nilainya relatif lebih tinggi pada daerah dekat dinding. Hal ini dapat dilihat dari warna kontur kecepatannya masing-masing. Spektrum warna kontur kecepatan pada daerah dekat dinding cenderung berwarna biru laut sedangkan pada daerah sisi tengah cenderung berwarna biru tua.



Gambar 4.4 Vektor Kecepatan aliran (1.5 D)



Gambar 4.5 Kontur vector kecepatan aliran (1.25 D)

Pernyataan di atas di dukung juga dari vector kecepatan pada gambar 4.3 dan 4.4. Fenomena ini terjadi karena momentum arah aliran cenderung berbelok ke sisi dekat dinding. Kemudian, ditinjau dari kontur kecepatan aliran di sekitar *tube* untuk kedua variasi juga terlihat berbeda. Pada variasi pitch 1.25 D kecepatan aliran yang melewati susunan *tube* memiliki nilai yang relatif lebih tinggi dibandingkan dengan variasi *transversal pitch* 1.5 D. Hal ini disebabkan karena luasan area yang dilewati fluida pada *transversal pitch* 1.25 D lebih kecil dibandingkan dengan 1.5 D. Perbandingan kecepatan aliran yang melewati susunan *tube* untuk variasi 1.25 D dan 1.5 D terlampir pada tabel 4.2 di bawah ini.

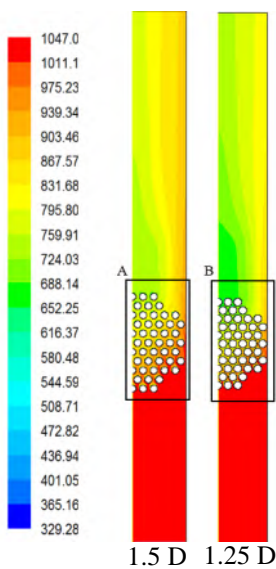
Daerah	1.5 D (m/s)	1.25 D (m/s)
1	6.76	7.34
2	7.12	7.68
3	7.65	8.45
4	8.32	8.87
5	8.85	9.21
6	<u>9.89</u>	<u>10.62</u>

Tabel 4.2 Perbandingan kecepatan rata-rata di sekitar *tube*

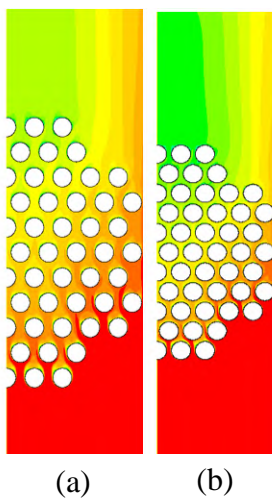
Peninjauan dilakukan juga pada nilai *Nusselt number* rata-rata untuk seluruh *tube* pada variasi *transversal pitch* 1.5 D dan 1.25 D. Diketahui nilai *Nusselt number* rata-rata pada variasi *transversal pitch* 1.25 D lebih tinggi yaitu 30.94 dibandingkan dengan variasi *pitch* 1.5 D yaitu 29.55.

4.3.2 Analisa Kontur Temperatur pada Variasi *Transversal pitch*

Pada gambar 4.5 merupakan kontur temperatur secara keseluruhan untuk variasi *transversal pitch* 1.25 D dan 1.5 D dengan nilai koefisien konveksi sisi *tube* yang sama ($h = 93.17$ W/mK). *Range* spektrum warna untuk setiap gambar dibuat sama yaitu pada skala nilai temperatur sebesar 329.2782 K sampai 1047 K. *Range* spektrum warna yang dibuat sama ini ditujukan agar setiap gambar dapat dibandingkan dengan benar. Distribusi temperatur yang terjadi dapat dilihat pada gambar. Temperatur yang semakin tinggi ditandai dengan spektrum yang mendekati warna merah sedangkan, temperatur yang rendah ditandai dengan spektrum warna biru tua.



Gambar 4.6 Kontur Temperatur secara keseluruhan variasi *transversal pitch*



Gambar 4.7 Kontur temperatur variasi *transversal pitch*
 (a) Pembesaran daerah A (b) Pembesaran daerah B

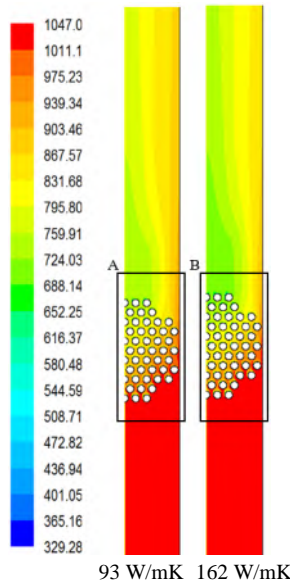
Berdasarkan kontur yang ditampilkan pada gambar 4.6 dan 4.7 secara keseluruhan terdapat perbedaan degradasi temperatur sebelum dan sesudah melewati *tube banks*. Dari gambar terlihat bahwa temperatur keluar dari variasi transversal pitch 1.25 D nilainya lebih rendah daripada variasi transversal pitch 1.5 D. Pada variasi *transversal pitch* 1.5 D, temperatur rata-rata sebelum dan setelah melewati *tube banks* adalah 1047 K dan 926.053 K. Kemudian untuk variasi *transversal pitch* 1.25 D temperatur rata-rata sebelum dan setelah melewati *tube banks* adalah 1047 K dan 850.053 K.

4.4 Analisa Kontur temperatur pada variasi \bar{h}

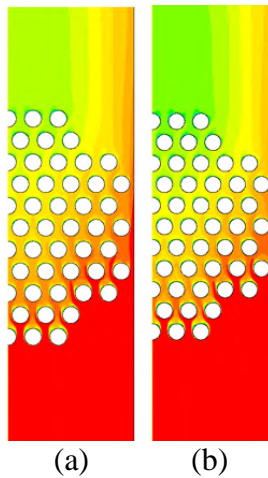
4.4.1 Analisa Kontur Temperatur pada *Transversal pitch* 1.5 D dan Variasi \bar{h}

Gambar 4.7 menampilkan distribusi temperatur pada variasi nilai koefisien konveksi 93.17 W/mK dan 162 W/mK dengan *transversal pitch* yang sama yaitu 1.5 D. *Range spectrum* warna untuk setiap gambar dibuat sama yaitu pada skala nilai temperatur sebesar 329.28 K sampai 1047 K. Distribusi temperatur yang terjadi dapat dilihat pada gambar. Temperatur yang semakin tinggi ditandai dengan spektrum yang mendekati warna merah sedangkan, temperatur yang rendah ditandai dengan spektrum warna biru tua. Berdasarkan kontur temperatur yang ditampilkan terdapat perbedaan pada kontur temperatur sisi *outlet* untuk kedua variasi.

Dari gambar 4.8 dapat dilihat perubahan temperatur aliran setelah melewati *tube banks*. Temperatur aliran berubah seiring fluida yang mengalir dari *inlet*. Aliran fluida masuk memiliki temperatur sebesar 1047 K. Aliran mengalir melewati sisi terluar *tube*. Panas dari aliran masuk diserap oleh dinding *tube* sehingga suhu *outlet* dari *heat exchanger* berkurang.



Gambar 4.8 Kontur Temperatur secara keseluruhan variasi \bar{h} (1.5 D)



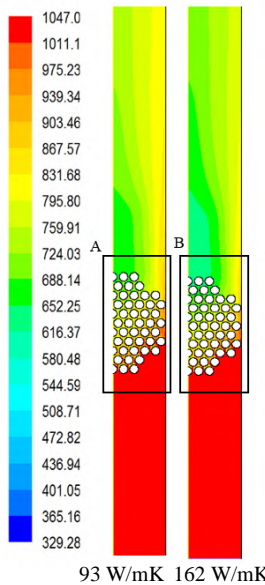
Gambar 4.9 Kontur temperatur variasi \bar{h} (1.5 D)
(a) Pembesaran daerah A (b) Pembesaran daerah B

Perubahan temperatur pada sisi *outlet* terlihat signifikan. Pada variasi *transversal pitch* 1.25 D dengan nilai koefisien konveksi 93.17 W/mK, temperatur rata-rata setelah melewati *tube banks* 926.05 K. Kemudian untuk variasi nilai koefisien konveksi 93.17 W/mK temperatur rata-rata setelah melewati *tube banks* adalah 880.86 K.

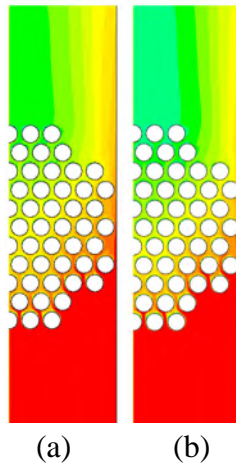
4.4.2 Analisa Kontur Temperatur pada *Transversal pitch* 1.25 D dan Variasi \bar{h}

Fenomena turunnya nilai temperatur aliran fluida juga dialami pada simulasi dengan variasi nilai koefisien konveksi 93.17 W/mK dan 162.36 W/mK dengan *transversal pitch* yaitu 1.25 D. Distribusi temperatur yang terjadi dapat dilihat pada gambar 4.10 dan 4.11. *Range* spektrum warna untuk setiap gambar dibuat sama yaitu pada skala nilai temperatur sebesar 329.2782 K sampai 1047 K. Penyamaan range spectrum ini ditujukan agar kontur temperatur yang ditinjau dapat dianalisa dengan benar. Berdasarkan kontur temperatur yang ditampilkan terdapat perbedaan pada kontur temperatur sisi outlet untuk kedua variasi.

Dari gambar 4.11 dapat dilihat lebih jelas perubahan temperatur aliran setelah melewati *tube banks*. Temperatur aliran berubah seiring fluida yang mengalir dari inlet. Aliran fluida masuk memiliki temperatur sebesar 1047 K. Aliran mengalir melewati sisi terluar *tube*. Panas dari aliran yang melewati tube diserap oleh *wall tube* sehingga suhu *outlet* dari *heat exchanger* meningkat. Sehingga temperatur keluar aliran dari tube bank lebih rendah daripada temperatur *inlet*.



Gambar 4.10 Kontur Temperatur secara keseluruhan variasi \bar{h} (1.25 D)

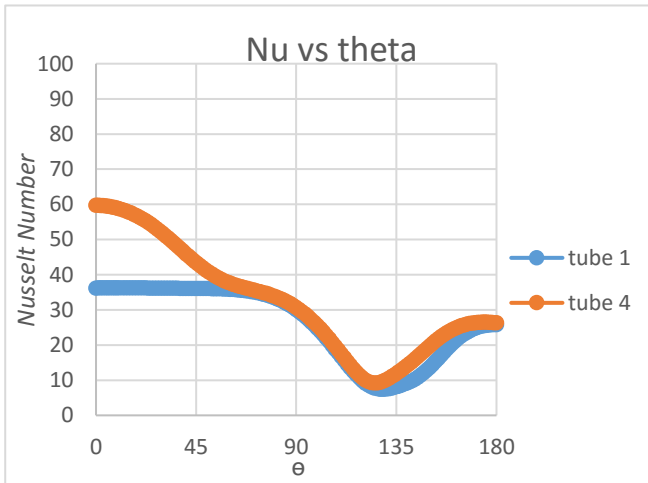


Gambar 4.11 Kontur Temperatur variasi \bar{h} (1.25 D)
(a.) Pembesaran daerah A (b.) Pembesaran daerah B

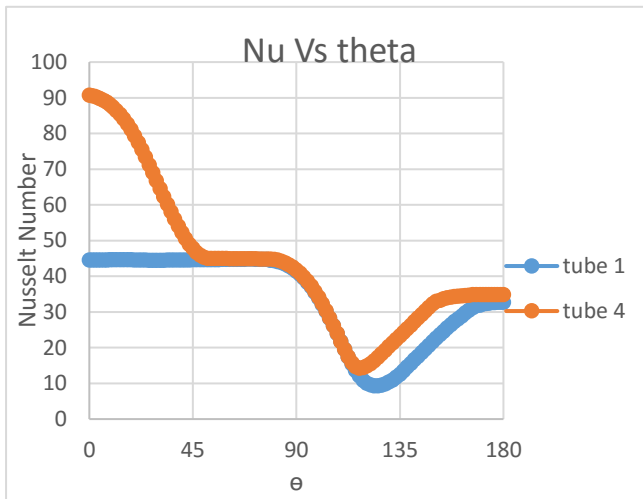
Perubahan temperatur pada sisi *outlet* terlihat signifikan. Pada variasi *transversal pitch* 1.25 D dengan nilai koefisien konveksi 93.17 W/mK, temperatur rata-rata setelah melewati *tube banks* adalah 850.06 K. Kemudian untuk variasi nilai koefisien konveksi 162.36 W/mK temperatur rata-rata setelah melewati *tube banks* adalah 793.66 K.

4.5 Analisa *Nusselt Number* lokal pada variasi *pitch* 1.5 D dan 1.25 D

Pada pembahasan tentang pengaruh *transversal pitch* terhadap kecepatan aliran di atas, terdapat perbedaan kontur kecepatan yang berbeda-beda. Hal ini akan mempengaruhi kualitas perpindahan panasnya karena perpindahan panas secara konveksi ini sangat dipengaruhi oleh kontur kecepatan aliran fluidanya. Kecepatan aliran fluida yang tinggi akan membuat nilai *Reynolds number* menjadi tinggi juga. Sehingga kualitas perpindahan panas akan semakin tinggi juga. Sebaliknya, kecepatan aliran fluida yang rendah akan membuat nilai *Reynolds number* menjadi rendah juga. Sehingga kualitas perpindahan panasnya menjadi kecil.



Gambar 4.12 Perbandingan nilai *Nusselt number* lokal variasi *transversal pitch* 1.5 D



Gambar 4.13 Perbandingan nilai *Nusselt number* lokal variasi transversal pitch 1.25 D

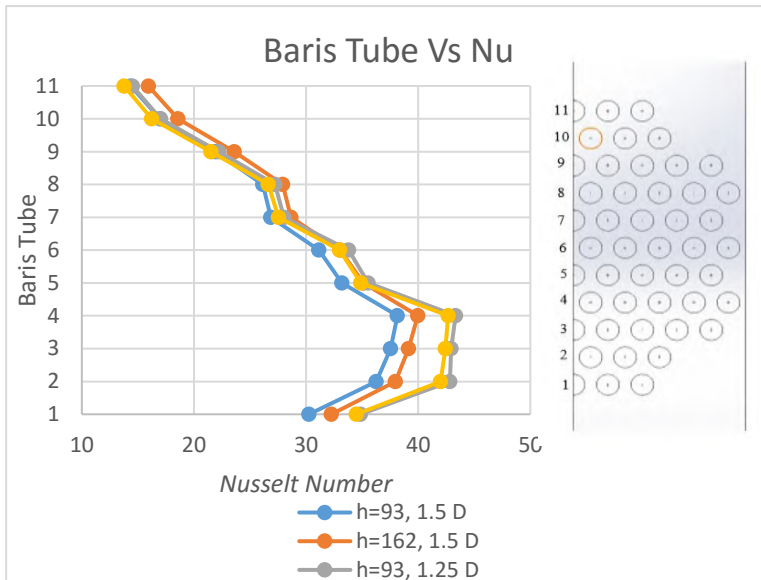
Gambar 4.11 dan 4.12 di atas menunjukkan perbedaan distribusi *Nusselt number* lokal yang berbeda untuk variasi transversal pitch. Nilai *Nusselt number* pada grafik di ambil pada *tube 1* dan *tube 4*. Trend pada kedua grafik hamper sama, namun memiliki nilai yang berbeda-beda. Nilai *Nusselt number* tertinggi terletak pada sudut 0° karena pada sudut ini aliran memiliki nilai kecepatan tertinggi. Kemudian nilai *Nusselt number* berangsur-angsur menurun sampai pada titik dengan sudut $\theta \approx 120^\circ$ yang merupakan titik dengan nilai *Nusselt number* terendah. Titik dengan *Nusselt number* terendah ini merupakan titik dimulainya separasi. Separasi aliran terjadi ketika aliran fluida tidak mampu melawan *adverse pressure* dan *friction effect* pada kontur *tube*.

Grafik nilai *Nusselt number* untuk variasi *transversal pitch* 1.25 D memiliki nilai puncak *Nusselt number* yang lebih tinggi karena celah *tube* lebih sempit dibandingkan 1.5 D. Celah *tube* yang semakin sempit membuat aliran yang melewati *tube* semakin tinggi juga. Hal ini akan berpengaruh pada nilai *Reynolds number* yang akan semakin tinggi. Sehingga nilai *Nusselt number* menjadi tinggi.

Pada daerah wake, untuk *Nusselt number* dengan variasi pitch 1.25 D lebih tinggi jika dibandingkan dengan 1.5 D. Sehingga pada daerah wake di sela-sela *tube* untuk variasi pitch 1.25 D akan memiliki temperatur yang lebih rendah. Akibatnya, perpindahan panas yang terjadi di daerah wake 1.25 lebih baik daripada 1.5 D. Peningkatan nilai *Nusselt number* rata-rata yang terjadi akibat variasi *transversal pitch* 1.5 D dan 1.25 D pada *tube* 1 adalah 16.03%. Kemudian untuk *tube* ke-empat sebesar 21.7 %.

4.5.1 Analisa Nilai *Nusselt Number* Rata-Rata untuk variasi pitch dan \bar{h}

Pada pembahasan sebelumnya terdapat perbedaan kontur kecepatan yang berbeda-beda. Hal ini akan mempengaruhi kualitas dari perpindahan panas yang terjadi. Karena konsep perpindahan panas secara konveksi dipengaruhi oleh kecepatan aliran fluida yang mengalir. Kecepatan fluida yang tinggi membuat *Reynolds number* tinggi sehingga nilai dari *Nusselt number* menjadi tinggi juga. Sebaliknya, kecepatan aliran yang rendah membuat nilai *Reynolds number* rendah juga sehingga kualitas perpindahan panas kecil.



Gambar 4.14 Perbandingan nilai Nu terhadap Baris Tube dengan variasi koefisien konveksi dan *transversal pitch*

Gambar 4.13 di atas menunjukkan grafik nilai *Nusselt number* terhadap baris *tube*. Terlihat jelas bahwa nilai *Nusselt number* meningkat hingga *tube* baris ke-empat, kemudian nilai *Nusselt number* menurun secara gradual hingga *tube* pada baris ke-sebelas. Jika dilihat pada grafik untuk nilai *Nusselt number* rata-rata pada baris satu hingga baris ke-enam variasi *transversal pitch* 1.25 D lebih tinggi daripada 1.5 D. Hal ini dikarenakan kecepatan aliran yang mengalir pada sisi *tube* untuk variasi 1.25 D lebih tinggi dibandingkan dengan 1.5 D. Sehingga meningkatkan nilai *Reynolds number* dan *Nusselt number*. Kemudian, nilai *Nusselt number* tertinggi berada pada baris *tube* ke-empat dengan nilai *Nusselt number* untuk variasi 1.5 D sebesar 39.20 dan untuk variasi 1.25 D sebesar 43.55

[halaman ini sengaja dikosongkan]

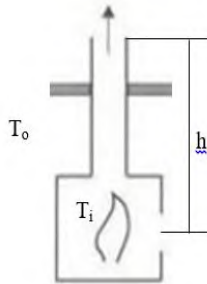
LAMPIRAN

- **Perhitungan Kecepatan Flue gas**

$$Q = CA \sqrt{2gh \frac{T_i - T_o}{T_i}}$$

$$\frac{Q}{A} = C \sqrt{2gh \frac{T_i - T_o}{T_i}}$$

$$v = 0.65\sqrt{2} \times 9.807 \times 1.5 \times \frac{1047 - 301}{1047}$$
$$= 2.976 \frac{m}{s}$$



Ket:

Q = Draught Flow Rate [m^3/s]

A = Flow Area [m^2/s]

C = Koefisien Discharge (0.65-0.7)

g = Percepatan gravitasi [m^2/s]

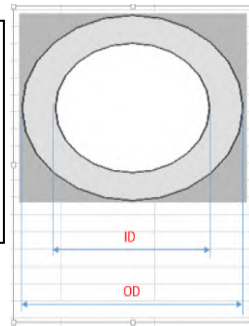
h = tinggi [m]

T_i = Rata-rata suhu di dalam HE [K]

T_o = Rata-rata suhu di luar HE [K]

- **Perhitungan Kecepatan udara di dalam *tube***

Spesifikasi fan KDK 40 AAS
 Air volume = 2010 CMH = 2010 m³/s
 Diameter fan = 400 mm



Spesifikasi tube
 OD = 26.67 mm = 0.02667 m
 ID = 18.85 mm = 0.01885 m

Menghitung luasan seluruh *tube*

$$A_{tube} = \frac{1}{4} \times \pi \times ID^2 \times Nt$$

$$A_{tube} = \frac{1}{4} \times \pi \times 0.01885^2 \times 88$$

$$A_{tube} = 0.0245 \text{ m}^2$$

Menghitung Kecepatan udara di dalam tube

$$Q_{fan} = V \times A_{tube}$$

$$V = \frac{Q_{fan}}{A_{tube}}$$

$$V = \frac{2010 \text{ m}^3}{0.0245 \text{ m}^2}$$

$$V = 22.75 \text{ m/s}$$

Kemudian untuk spesifikasi fan **KDK 40 GSC** kecepatan dalam tube sebesar 33.66 m/s

- **Perhitungan Nilai Koefisien Konveksi di Dalam Tube**

➤ $v_{\text{duct}} = 3.49 \text{ m/s}$; $v_{\text{tube}} = 22.75 \text{ m/s}$

Menghitung nilai Reynolds number di dalam pipa

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi d i \mu} = \frac{4 \times 0.0072 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\pi \times 18.846 \times 10^{-3} \text{ m} \times 1.906 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}} = 25433.02$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) \times Re \times Pr}{1 + 12.7 \times \left(\frac{f}{2}\right)^{0.5} \times \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

$$Nu = \frac{(3.077 \times 10^{-3}) \times 25433.02 \times 0.7111}{1 + 12.7 \times (3.077 \times 10^{-3})^{0.5} \times \left(0.7111^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

$$Nu = 64.958$$

$$f = (1.58 \times \ln(Re) - 3.28)^{-2}$$

$$= (1.58 \times \ln(Re) - 3.28)^{-2}$$

$$= 6.154 \times 10^{-3}$$

$$\frac{f}{2} = 3.077 \times 10^{-3}$$

- **Menghitung nilai koefisien konveksi di dalam tube**

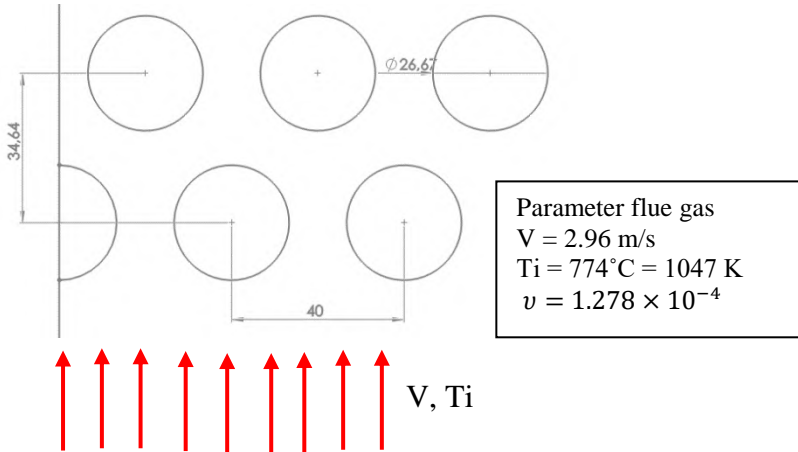
$$hi = \frac{Nu \times k}{di} = \frac{64.958 \times 0.0270 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}{18.846 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$hi = 93.168 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

➤ $v = 3.49 \text{ m/s}$; $v_{\text{tube}} = 22.75 \text{ m/s}$ → $hi = 93.17 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$

➤ $v = 7.36 \text{ m/s}$; $v_{\text{tube}} = 33.66 \text{ m/s}$ → $hi = 162.36 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$

- **Perhitungan Nilai *Nusselt Number* untuk Validasi**



Menentukan letak v_{max}

$$ST - D = 40.005 - 26.67 = 13.375 \text{ mm}$$

$$2(SD - D) = 2(40.005 - 26.67) = 26.67 \text{ mm}$$

Sehingga, $(ST - D) < 2(SD - D)$

$$SD = 40.005 \text{ mm}$$

Sehingga, $\frac{ST+D}{2} < SD$

$$SD = 40.005 \text{ mm}$$

Sehingga, $\frac{ST+D}{2} < SD$

Jadi letak v_{max} berada pada A_1

$$A_1 = ST - D = 13.335 \text{ mm}$$

Menghitung Nilai Reynolds number rata-rata pada tube banks

$$v_{max} = \frac{ST}{ST-D} v = \frac{40.005 \text{ mm}}{13.335 \text{ mm}} \times 2.976 \frac{m}{s} = 8.928 \frac{m}{s}$$

$$Re_{max} = \frac{v_{max}}{v} D = \frac{8.928 \frac{m}{s}}{1.278 \times 10^{-4}} = 1863.1436$$

Menghitung Nilai Nusselt number rata-rata pada tube banks

$$C_1 = 0.35 \times \left(\frac{ST}{SL}\right)^{\frac{1}{5}} = 0.35 \times \left(\frac{40.005 \text{ mm}}{34.64 \text{ mm}}\right)^{\frac{1}{5}} = 0.3602 \quad \text{dengan syarat}$$

$$\frac{ST}{SL} < 2$$

$$\overline{Nu}_D = C_2 \times C_1 \times Re_{max}^m \times Pr^{0.36} \times \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}}$$

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_D &= 0.973 \times 0.3602 \times 1863.1436^m \times 0.7111^{0.36} \times \left(\frac{0.7111}{0.7111}\right)^{\frac{1}{4}} \\ &= 28.4118 \end{aligned}$$

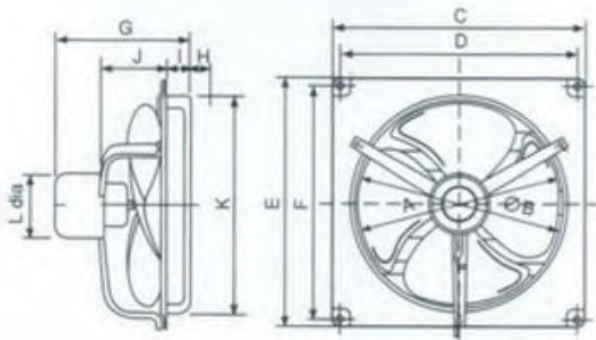
- Spesifikasi Tube Carbon Steel**

Carbon Steel Pipes - Working Pressure							
Nominal Size (inches)	Pipe Outside Diameter OD (inches)	Schedule Number or weight	Wall Thickness - t - (inches)	Inside Diameter - d - (inches)	Working Pressure ASTM A63 B to 400°F		
					Manufacturing Process	Joint Type	psig
1/4	0.540	40ST	0.088	0.364	CW ¹⁾	T	188
		80XS	0.119	0.302	CW	T	871
3/8	0.675	40ST	0.091	0.493	CW	T	203
		80XS	0.126	0.423	CW	T	820
1/2	0.840	40ST	0.109	0.622	CW	T	214
		80XS	0.147	0.546	CW	T	753
3/4	1.050	40ST	0.113	0.824	CW	T	217
		80XS	0.154	0.742	CW	T	681
1	1.315	40ST	0.133	1.049	CW	T	226
		80XS	0.179	0.957	CW	T	642
1 1/4	1.660	40ST	0.140	1.380	CW	T	229
		80XS	0.191	1.278	CW	T	594
1 1/2	1.900	40ST	0.145	1.610	CW	T	231
		80XS	0.200	1.500	CW	T	576
2	2.375	40ST	0.154	2.067	CW	T	230
		80XS	0.218	1.939	CW	T	551
2 1/2	2.875	40ST	0.203	2.469	CW	W	533
		80XS	0.276	2.323	CW	W	835
3	3.500	40ST	0.216	3.068	CW	W	482
		80XS	0.300	2.900	CW	W	767
4	4.500	40ST	0.237	4.026	CW	W	430
		80XS	0.337	3.826	CW	W	695

- Spesifikasi Fan KDK 40 AAS



Model : 40AAS
Hz. : 50
Watt : 74
RPM : 1300
Air Volume : 2010 CMH
Noise (db) : 48.5 Db
Weight : 6.4 KG



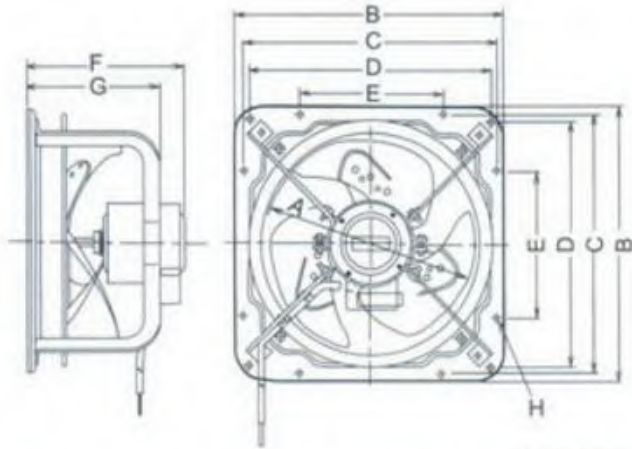
Dimensi (mm)

Model	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
40AAS	400	420	510	480	510	480	225	55	40	130	434	126

- Spesifikasi Fan KDK 40 GSC



Model : 40GSC
Hz. : 50
Watt : 161
RPM : 1450
Air Volume : 3610 CMH
Noise (db) : 47 Db
Weight : 19 KG



Dimensi (mm)

Model No.	A	B	C	D	E	F	G	H
40GSC	400dia.	518	485	460	280	274	225	12dia.

[halaman ini sengaja dikosongkan]

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Setelah dilakukan analisa dan pembahasan pada hasil simulasi *heat exchanger* menggunakan *software FLUENT* diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Berdasarkan analisa kontur aliran pada variasi transversal pitch 1.5 D dan 1.25 D didapatkan perbedaan kecepatan aliran masuk pada sisi tengah dan sisi dekat dinding *heat exchanger*. Kecepatan aliran dekat dinding *heat exchanger* lebih tinggi daripada sisi tengah *heat exchanger*. Kemudian kecepatan aliran melewati celah pada variasi 1.25 D juga lebih tinggi dibandingkan 1.5 D. Prosentase peningkatan kecepatan aliran pada variasi 1.25 D sebesar 7.36 % jika dibandingkan dengan 1.5 D.
2. Berdasarkan kontur temperatur pada variasi *transversal pitch* 1.5 D, temperatur rata-rata sebelum dan setelah melewati *tube banks* adalah 1047 K dan 926.05 K. Kemudian untuk variasi *transversal pitch* 1.25 D temperatur rata-rata sebelum dan setelah melewati *tube banks* adalah 1047 K dan 850.06 K
3. Berdasarkan analisa kontur temperatur untuk variasi nilai koefisien konveksi. Pada variasi *transversal pitch* 1.5 D didapatkan nilai temperatur aliran sisi outlet terendah pada variasi nilai koefisien *konveksi* $h = 162.36 \text{ W/mK}$ dengan nilai temperatur 880.856 K dan tertinggi pada nilai koefisien konveksi 93.17 W/mK dengan nilai temperatur 926.05 K
4. Berdasarkan analisa kontur temperatur untuk variasi nilai koefisien konveksi. Pada variasi *transversal pitch* 1.25 D didapatkan nilai temperatur aliran sisi *outlet* terendah pada variasi nilai koefisien *konveksi* $h = 162.36 \text{ W/mK}$ dengan nilai temperature 793.66 K dan tertinggi pada nilai koefisien konveksi 93.17 W/mK dengan nilai temperatur 850.06 K

5. Berdasarkan grafik *Nusselt number* lokal pada variasi *transversal pitch* didapat nilai *Nusselt* tertinggi berada pada variasi *transversal pitch* 1.25 D dengan nilai *Nusselt* sebesar 31.56 untuk *tube* ke-1 dan *tube* ke-4 sebesar 42. Peningkatan nilai *Nusselt number* rata-rata yang terjadi akibat variasi *transversal pitch* 1.5 D dan 1.25 D pada *tube* 1 adalah 16.03%. Kemudian untuk *tube* ke-empat sebesar 21.7 %
6. Berdasarkan analisa grafik *Nusselt* terhadap baris *tube* didapatkan nilai *Nusselt* tertinggi berada pada baris *tube* ke-empat dengan nilai *Nusselt number* untuk variasi 1.5 D sebesar 39.20 dan untuk variasi 1.25 D sebesar 43.55

5.2 Saran

Berdasarkan hasil simulasi yang dilakukan, untuk mengetahui pengaruh variasi *transversal pitch* dan koefisien konveksi terhadap karakteristik aliran dan perpindahan panas secara numerik, dan hasil diskusi terdapat beberapa saran yang dapat digunakan untuk penelitian berikutnya.

1. Proses simulasi perlu dilakukan dengan metode 3D agar hasil penelitian semakin mendekati keadaan sebenarnya.
2. Perlunya membandingkan data hasil simulasi yang didapat dibandingkan dengan data aktual di lapangan

DAFTAR PUSTAKA

- Fox, Robert W, Pritchard, P.J. dan McDonald, Alan T. 2010. *Introduction to Fluid Mechanics. (7th Edition)*. Asia: John Wiley & Sons.
- Tsoumi, J.D. 1991. *Science and Technology of Wood*. New York : Van Nostrand Reinhold.
- Basri, E. 2012. **Bimbingan Teknis Pengeringan Kayu**. Jakarta : Dinas Kelautan dan Pertanian Provinsi DKI Jakarta.
- Kakac, S., Liu, H. 2012. *Heat Exchanger Selection, Rating, and Thermal Design*. United States of America : CRC Press.
- Incropera, Frank P., De Witt, David P. 2002. *Fundamental of Heat and Mass Transfer*. New York : John Wiley & Sons Inc.
- Wahyuna, Nanang Tri. 2012. **Simulasi Perpindahan Panas untuk Meningkatkan Performa Generator Cooler di PLTP Kamojang**. Surabaya : Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS
- Tahseen A., M. Ishak., M.M. Rahman. 2012. *Laminar Forced Convection Heat Transfer Over Staggered Circular Tube Banks*. Faculty of Mechanical Engineering. Malaysia : University of Malaysia
- Buyruk, Ertan. 1999. *Heat Transfer and Flow Structures Around Circular cylinders in Cross-Flow*. Turkey : Department of mechanical Engineering Cumhuriyet University
- ANSYS FLUENT. 2006. *FLUENT 6.3 User's Guide*. Macrovision Corporation.
- Walker, A. 2014. *Natural Ventilation*, (URL : [http:// www.wbdg.org / resources / natural ventilation. Php](http://www.wbdg.org/resources/natural_ventilation.php))

BIODATA PENULIS



Muchamad Faiz, dilahirkan di kota Serang pada tanggal 9 Oktober 1993, merupakan anak pertama dari dua bersaudara dari pasangan Bapak Lukman Effendi (alm) dan Ibu Iis Mardiah. Penulis telah menempuh pendidikan di TK Condro Dimuko, SD Wukir Retawu, MTS PPMI Assalaam Surakarta, dan SMA PPMI Assalaam Surakarta. Setelah menyelesaikan pendidikan SMA pada tahun 2010, penulis melanjutkan pendidikan di Jurusan Diploma 3 Teknik Mesin Politeknik Negeri Jakarta dan lulus pada tahun 2013. Selama menempuh kuliah Diploma 3 penulis aktif dalam berbagai bidang kegiatan kemahasiswaan dan ekstrakurikuler serta mendapatkan beberapa sertifikat internasional dalam bidang keahlian *Computer Aided Design* (CAD). Pada tahun 2014 penulis melanjutkan pendidikan S1 di Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya. Selama kuliah di Teknik Mesin ITS penulis mendapatkan banyak pengetahuan dan ilmu baru yang bermanfaat.

Penulis berharap dapat mengamalkan dan saling bertukar pikiran tentang ilmu pengetahuan yang telah didapatkan selama masa pendidikan. Segala informasi, kritik dan saran mengenai tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui *e-mail* muchamadfaiz@gmail.com