

LEMBAR PENGESAHAN
INVESTIGASI KARAKTERISTIK ALIRAN
FLUIDA DAN PERPINDAHAN PANAS PADA
DESAIN *HELICAL BAFFLE* PENUKAR PANAS
TIPE *SHELL AND TUBE* BERBASIS
KOMPUTASI DINAMIKA FLUIDA (CFD)

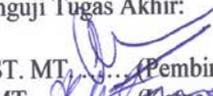
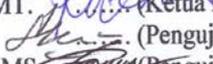
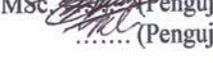
TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Bidang Studi Rekayasa Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

MIRZA QUANTA AHADY HUSAINIY
NRP. 2408 100 023

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Gunawan Nugroho, ST. MT.  (Pembimbing)
2. Dr. Ridho Hantoro, ST. MT.  (Ketua Penguji)
3. Ir. Sarwono, M.MT.  (Penguji)
4. Dr. Ir. Purwadi Agus D., MSc  (Penguji)
5. Nur Laila H., ST. MSc. (Penguji)

SURABAYA JULI 2014

Halaman ini sengaja dikosongkan

INVESTIGASI KARAKTERISTIK ALIRAN FLUIDA DAN PERPINDAHAN PANAS PADA DESAIN *HELICAL BAFFLE* PENUKAR PANAS TIPE *SHELL AND TUBE* BERBASIS KOMPUTASI DINAMIKA FLUIDA (CFD)

Nama Mahasiswa : Mirza Quanta Ahady Husainiy
NRP : 2408 100 023
Jurusan : Teknik Fisika FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Gunawan Nugroho, ST. MT.

ABSTRAK

Telah dilakukan studi numerik pengaruh tipe baffle segmental dan helical dengan variasi sudut *baffle* terhadap karakteristik aliran fluida dan perpindahan panas dengan menggunakan simulasi CFD. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis karakteristik aliran, yaitu kecepatan aliran fluida, temperature, koefisien perpindahan panas konveksi dan pressure drop terhadap pengaruh geometri berupa variasi tipe dan sudut baffle. Verifikasi dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi terhadap data kuantitatif dari eksperimen Zhang dkk. (2011).

Analisis kualitatif ditunjukkan pada kontur dan vector kecepatan, kontur turbulensi dan kontur temperatur. Analisis kuantitatif ditunjukkan dengan peningkatan nilai bilangan Reynolds, *heat transfer rate*, koefisien perpindahan panas konveksi dan pressure drop oleh ketiga variasi tipe baffle pada peningkatan debit aliran fluida. Adanya turbulensi pada hasil simulasi memperlihatkan adanya efek pengeblokan aliran akibat adanya baffle dengan tipe yang berbeda. Hal ini menyebabkan terbentuknya olakan aliran pada sisi shell. Vektor kecepatan memberikan prediksi arah aliran terhadap pengurangan temperature pada aliran fluida sisi shell.

Hasil analisis menunjukkan karakteristik perpindahan panas dan aliran fluida terbaik diperoleh pada tipe helical baffle dengan sudut *baffle* 70° dengan peningkatan koefisien

perpindahan panas konveksi sebesar $7.63 \times 10^6 \text{ W/m}^2\text{K}$ dan penggunaan *baffle helical* hanya cocok untuk jarak aliran fluida yang lebih pendek karena akan menyebabkan pressure drop bernilai sangat besar yaitu 137.26 Pa.

Kata kunci : *segmental baffle*, *helical baffle*, CFD, karakteristik aliran fluida, karakteristik perpindahan panas.

**INVESTIGATION OF FLUID FLOW AND HEAT
TRANSFER CHARACTERISTIC IN SHELL AND TUBE
HEAT EXCHANGER DESIGN WITH HELICAL BAFFLE
USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD)**

Name : Mirza Quanta Ahady Husainiy
NRP : 2408 100 023
Departement : Engineering Physics FTI - ITS
Advisor : Dr. Gunawan Nugroho, ST. MT.

ABSTRACT

Numerical studies have been done about the influence of segmental baffle type and helical baffle type with the variation of baffle angles towards fluid flow characteristic and heat transfer using CFD simulation. This study aims to analyze fluid flow characteristic which is fluid flow velocity, temperature, heat transfer coefficient and pressure drop towards the influence of geometry such as variation of type and baffle angles. Verification has done by compared simulation result towards quantitative data from Zhang's experiment.

Quantitative analyze has shown in the countour and vector of velocity, turbulence countour and temperature countour. Quantitative analyze has shown in the increasing of Reynolds Number, heat transfer rate, heat transfer coefficient and pressure drop by the all three variations of baffle type in the increasing of fluid flow rate. The presence of turbulence in simulation result has shown us about flow-blocking effect due to the different type of baffle. This led to the formation of Eddy flow on the shell side. Velocity vector gives a prediction about fluid flow directions towards the reductions of fluid flow temperature in shell side.

Analytical result shown the best characteristic of heat transfer and fluid flow obtained on helical baffle type with baffle angle 7° with the increased heat transfer coefficient of $7.63 \cdot 10^6$ W/m^2K and the applications of this baffle only suitable for smaller fluid flow distance because it will cause a large pressure drop which shown in the simulation is 137.26 Pa.

Keywords: segmental baffles, helical baffles, CFD, fluid flow characteristics, heat transfer characteristics

DAFTAR NOTASI

A	surface heat transfer area, m ²
b	baffle thickness, m
C _p	fluid specific heat, J kg ⁻¹ °C ⁻¹
D	shell diameter, m
D _i	tube bundle-circumscribed circle diameter, m
d _e	equivalent diameter, m
d	tube diameter, m
F _T	corrective factor of temperature difference
f	friction factor
h	heat transfer coefficient, W/(m ² °C)
L	fluid-flow distance, m
l	tube effective length, m
N	tube count
n	baffle numbers
Nu	Nusselt number of fluid
Pr	Prandtl number
P	baffles pitch, m
Q	heat transfer rate, W
q	shell side volume flow rate, m ³ /h
Re	Reynolds number
S	shellside cross-flow area, m ²
T	temperature, °C
t	tube pitch, m
U	overall heat transfer coefficient, W/(m ² °C)
u	fluid mean velocity, m/s
β	helical angle
ΔT _{MTD}	corrective log mean temperature difference, °C
ΔP	pressure drop, Pa
λ	fluid thermal conductivity, W/(m°C)
μ	fluid viscosity, Pa s
ρ	fluid density, kg/m ³
ave	average
hel	helical baffles
i	inner

in	inlet
o	outer
out	outlet
s	shell side
seg	segmental baffles
t	tube side
w	wall

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

Pemahaman mengenai penelitian ini dimulai dari penjabaran mengenai penelitian sebelumnya geometri *Shell and Tube Heat Exchanger* yang akan digunakan dalam penelitian ini. Kemudian pembahasan mengenai pengaruh geometri terhadap perpindahan panas pada system *Heat Exchanger* berdasarkan hasil-hasil penelitian sebelumnya dan pembahasan mengenai penggunaan simulasi Komputasi Dinamika Fluida dalam berbagai penelitian yang telah dilakukan. Penjelasan dari tinjauan pustaka adalah sebagai berikut:

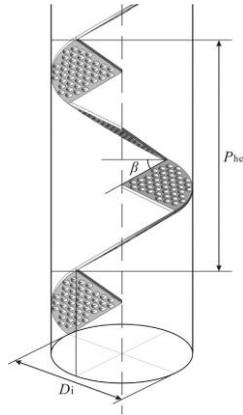
2.1 Penelitian Sebelumnya

Penelitian ini dimulai dengan menelaah hasil penelitian sebelumnya yang berhubungan dengan karakterisasi aliran fluida pada *Heat Exchanger* dengan sekat *segmental* dan heliks. Penelitian pertama diambil dari hasil studi eksperimen aliran fluida pada sekat *segmental* dan heliks dan penelitian kedua adalah penelitian tentang studi numeric aliran fluida pada sekat *segmental* dan heliks tanpa adanya variasi sudut *baffle*. Selain dua penelitian utama yang ditelaah juga masih banyak penelitian yang digunakan sebagai pendukung.

2.1.1 Studi Eksperimen Helical Baffle oleh Luhong Zhang (2011)

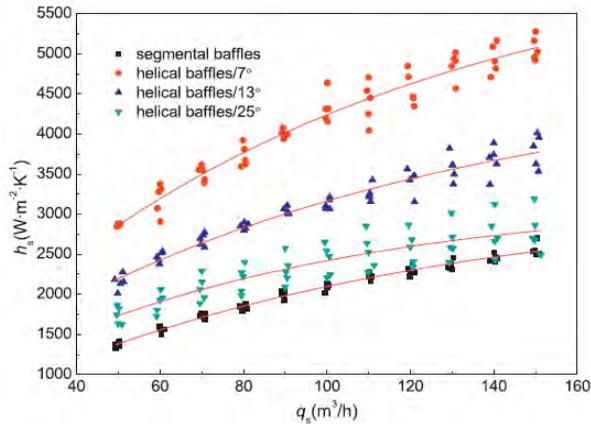
Penelitian ini berjudul "*Pilot experimental study on shell and tube Heat Exchangers with small-angles helical baffle*" dimana pada penelitian ini dilakukan studi eksperimen membandingkan performa termodinamika sisi *shell* pada 3 *Heat Exchanger* dengan *baffle helical* yang telah dilakukan variasi pada sudut *baffle*-nya dengan *Heat Exchanger* yang menggunakan *segmental baffle*. Skala eksperimen kali ini cukup besar dengan diameter *Heat Exchanger* sebesar 5 m dan panjangnya hingga 6 m, terfokus pada variasi sudut *baffle* yang berkisar antara 7° hingga 25° . Jenis *baffle* heliks yang digunakan pada

eksperimen ini berjenis non-continuous *helical baffle* sesuai hasil penelitian Zhang sebelumnya di tahun 2009 dan 2012 yang menyatakan bahwa non-continuous *helical baffle* memiliki nilai koefisien perpindahan panas yang lebih besar dibandingkan dengan kedua jenis *baffle* lain baik itu *segmental* maupun continuous *helical baffle*. Desain geometri non-continuous *helical baffle* dalam eksperimen tergambar pada gambar 2.1 di bawah ini.

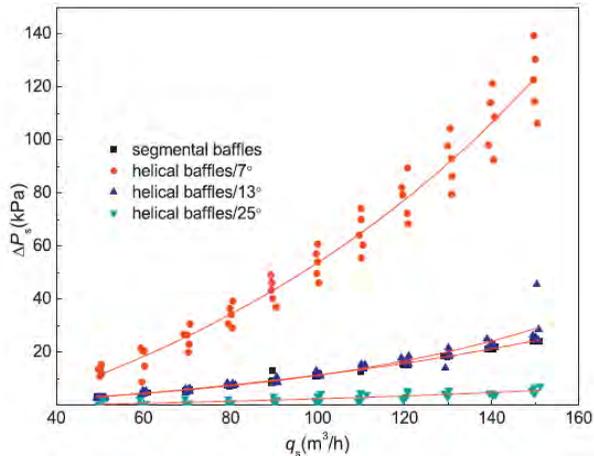


Gambar 2.1 Konfigurasi non-continuous *helical baffle* *Heat Exchanger* eksperimen Zhang (2011).

Dalam penelitian ini dihasilkan bahwa koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* maupun pressure drop pada sisi *shell* terbesar terjadi pada *Heat Exchanger* dengan tipe *baffle* heliks dengan sudut heliks terkecil 7^0 . Fenomena tersebut digambarkan dalam grafik yang ditunjukkan pada gambar 2.2 dan gambar 2.3 berikut ini:



Gambar 2.2 Grafik hubungan *heat transfer coefficient* dengan debit aliran pada eksperimen Zhang (2011).



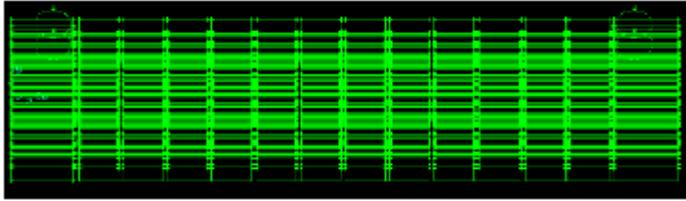
Gambar 2.3 Grafik hubungan *pressure drop* dengan debit aliran pada eksperimen Zhang (2011).

Berdasarkan grafik hasil eksperimen di atas dapat disimpulkan bahwa pada *Heat Exchanger helical baffle* dengan variasi sudut 7^0 hingga 25^0 memiliki nilai koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* yang semakin meningkat seiring dengan

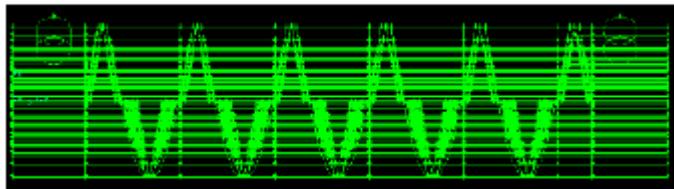
semakin kecilnya sudut *baffle* pada debit aliran yang sama. Namun pada *pressure drop* memiliki beberapa asumsi untuk disimpulkan yaitu, asumsi pertama pada jarak dan kecepatan aliran fluida yang kecil besarnya *pressure drop* jenis *Heat Exchanger* dengan tipe *baffle* heliks akan lebih kecil. *Pressure drop* akan menjadi sangat besar ketika jarak dan kecepatan aliran fluida semakin besar. Dapat juga dilihat dari grafik adanya konsep “jarak aliran fluida” dimana pada *segmental baffle* mengalami *pressure loss* yang rendah dibandingkan *helical baffle* dengan sudut *baffle* terkecil. Hubungan keduanya telah dipresentasikan dalam grafik pada gambar 2.3 di atas.

2.1.2 Studi Numerik berbasis CFD oleh Anggareza Adhitya (2013)

Penelitian ini berjudul “Simulasi performansi *Heat Exchanger* tipe *shell and tube* dengan *double segmental baffle* terhadap *helical baffle*” dimana pada penelitian ini dilakukan simulasi numeric untuk menilai performansi antara dua tipe *Heat Exchanger* dengan *baffle* berbeda yaitu, *segmental* dan *helical baffle* (tidak dengan detail sudut yang digunakan pada *baffle*). Penelitian ini menggunakan perangkat lunak GAMBIT 2.4.6 untuk menggambar desain geometri tiga dimensi dan FLUENT 6.3 untuk mensimulasi aliran yang terjadi dalam *Heat Exchanger*. Sehingga dari hasil pemodelan dan simulasi tersebut dapat diketahui visualisasi profil aliran secara keseluruhan berupa kontur temperatur, kecepatan dan karakteristik aliran (divisualisasikan dengan model pathline) yang terjadi akibat pengaruh tipe *baffle*. Selanjutnya dari hasil visualisasi tersebut dapat dianalisis perpindahan panas yang terjadi. Pemodelan geometri *Heat Exchanger* seperti yang terlihat dalam gambar 2.4 di bawah ini.



(a)



(b)

Gambar 2.4 Geometri dan dimensi dari (a) double *segmental baffle* dan (b) *helical baffle Heat Exchanger* pada penelitian Anggareza (2013)

Setelah melalui proses iterasi maka didapatkan gambar hasil visualisasi tiga dimensi dilengkapi dengan kontur beserta nilai variable yang dibutuhkan untuk analisis selanjutnya. Pada penelitian ini variable yang dianalisis adalah temperatur, kecepatan aliran dan pathline yang menunjukkan karakterisasi aliran fluida. Gambar 2.5 adalah hasil visualisasi tiga dimensi kontur temperatur pada double *segmental baffle* dan *helical baffle*.



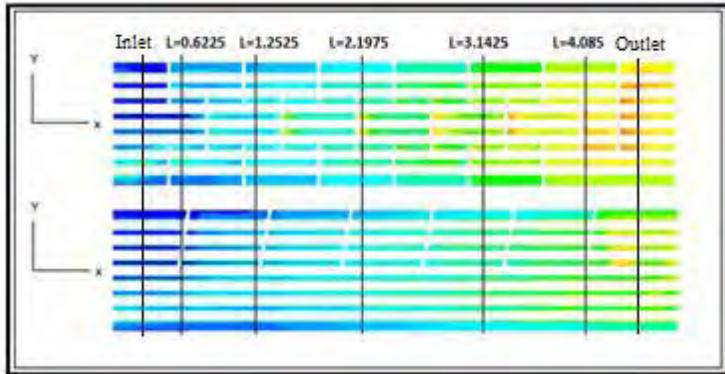
(a)



(b)

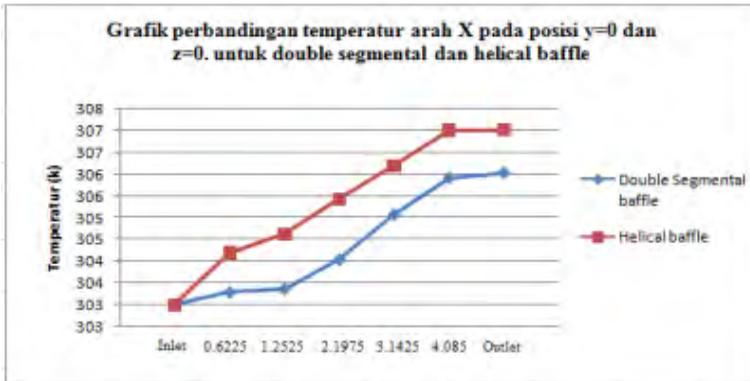
Gambar 2.5 Hasil Simulasi kontur temperatur dalam (a) *double segmental baffle* dan (b) *helical baffle* pada penelitian Anggareza (2013)

Untuk mempermudah analisis kontur tiga dimensi ini diubah menjadi dua dimensi yang pada penelitian ini divisualisasikan pada bidang z. Pada penelitian ini juga dilakukan variasi jarak pengambilan data seperti pada konsep “jarak aliran fluida” yang dikemukakan Zhang (2013). Dari titik inlet hingga outlet terdapat 7 titik pengambilan data seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.6 di bawah ini.

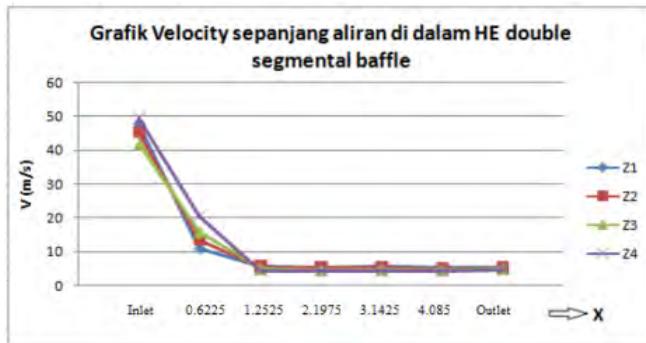


Gambar 2.6 Visualisasi Kontur temperatur pada bidang Z dengan pembagian jarak antara inlet – outlet pada penelitian Anggareza (2013).

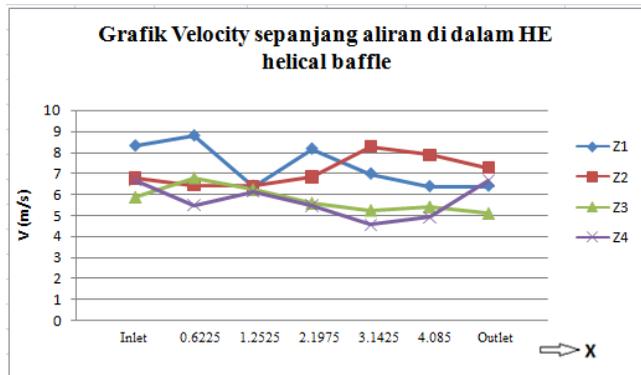
Pada penelitian ini analisis dilakukan dari hasil simulasi, yaitu analisis pathline pada kontur temperatur dan kontur kecepatan visualisasi pada bidang z dengan kecepatan input sebesar 1.2 m/s dan laju alir massa sebesar 96.5095 kg/s. Analisis kontur temperatur dan kecepatan dilakukan pada jarak aliran fluida yang telah ditentukan di atas. Grafik yang dihasilkan pada analisis kontur temperatur dan kecepatan pada jarak aliran fluida tertentu ditunjukkan pada gambar 2.7 di bawah ini.



Gambar 2.7 Grafik perbandingan temperatur antara double *segmental* dan *helical baffle* pada penelitian Anggara (2013).



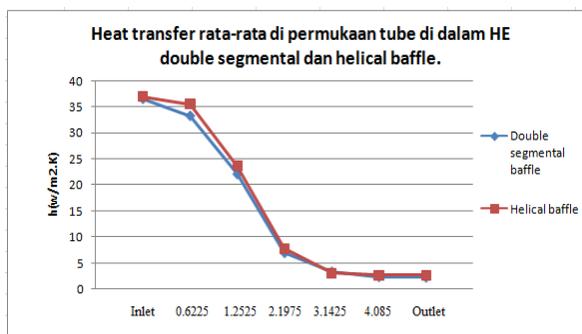
(a)



(b)

Gambar 2.8 Grafik kecepatan aliran dalam (a) double segmental baffle dan (b) helical baffle pada penelitian Anggareza (2013).

Selanjutnya dari hasil simulasi kontur temperatur tersebut melakukan analisis koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* dan pressure drop yang terjadi pada variasi *segmental* dan *helical baffle*. Grafik hubungan antara jarak dengan *heat transfer* keseluruhan dalam permukaan *tube* ditunjukkan pada gambar 2.9.

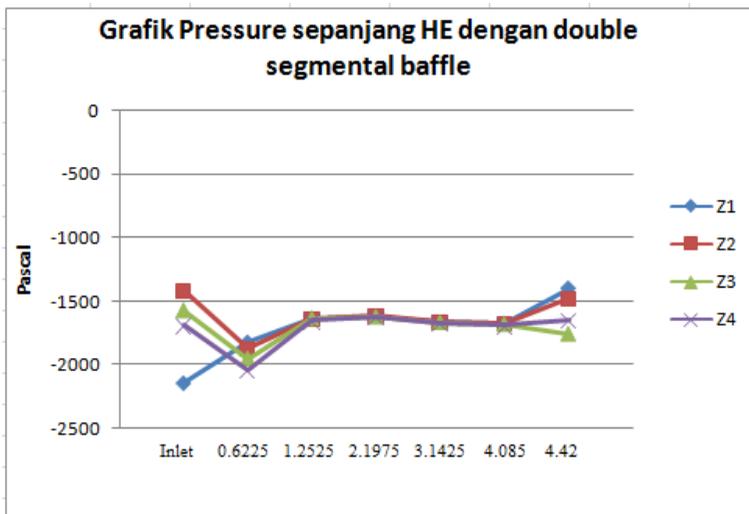


Gambar 2.9 Grafik *heat transfer* rata-rata permukaan *tube* pada *Heat Exchanger* double segmental dan *helical* pada penelitian Anggareza (2013).

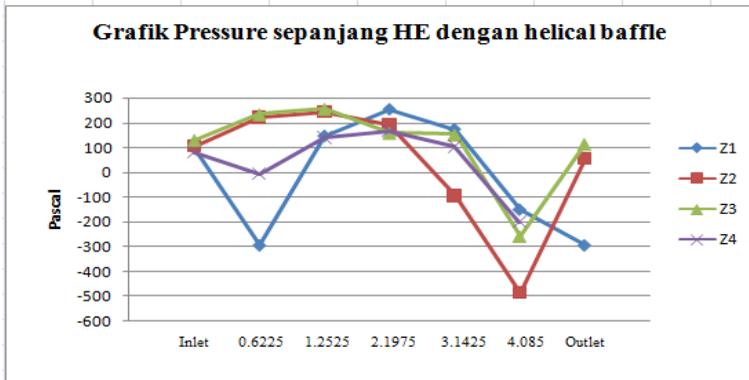
Dari grafik diatas dapat dilihat perbedaan nilai koefisien konveksi rata-rata antara kedua *baffle*. Hal ini dikarenakan dengan adanya arah olakan yang berbeda pada tiap *baffle* yang digunakan. Peningkatan kecepatan yang terjadi pada tiap jenis *baffle* yang digunakan tentunya berdampak terhadap meningkatnya koefisien konveksi rata-rata sisi *shell* (h_o). Hal tersebut berdasarkan persamaan:

$$h_o = Nu.k.De \quad \dots\dots\dots (2.1)$$

Di mana k adalah konduktifitas fluida dan De adalah diameter ekuivalen maka h akan sangat dipengaruhi oleh Nusselt number. Sedangkan Nusselt number adalah fungsi dari Reynolds number dan Prandtl number. Apabila nilai kecepatan fluida mengalami peningkatan maka tentunya Reynolds number akan mengalami peningkatan pula, sehingga pada akhirnya nilai koefisien konveksi rata-rata meningkat.



(a)



(b)

Gambar 2.10 Grafik pressure drop pada (a) double *segmental baffle* dan (b) *helical baffle* Heat Exchanger penelitian Anggareza (2013).

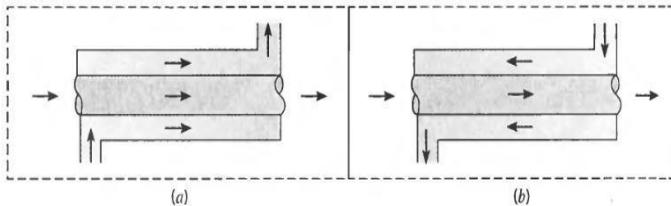
Dari data grafik diatas dapat kita simpulkan double *segmental baffle* mempunyai pressure drop paling rendah dibandingkan dengan *helical baffle*.

2.2 Penukar Panas (*Heat Exchanger*)

Heat Exchanger merupakan peralatan yang digunakan untuk perpindahan panas dari suatu fluida yang temperaturnya lebih tinggi kepada fluida lain yang temperaturnya lebih rendah. Dalam dunia industri ataupun pada pusat pembangkit tenaga banyak dijumpai berbagai jenis *Heat Exchanger*.

Alat penukar kalor (*Heat Exchanger*) secara tipikal diklasifikasikan berdasarkan susunan aliran (*flow arrangement*) yaitu susunan aliran sejajar (*parallel flow-arrangement*) yang ditunjukkan gambar 2.11 (a), fluida panas dan dingin masuk pada ujung yang sama, mengalir dalam arah yang sama dan keluar pada ujung yang sama. Kedua adalah susunan aliran berlawanan (*counterflow arrangement*) yang ditunjukkan gambar 2.11 (b), kedua fluida tersebut pada ujung yang berlawanan, mengalir

dalam arah yang berlawanan, dan keluar pada ujung yang berlawanan.



Gambar 2.11 Penukar kalor (a) *parallel flow* (b) *counterflow*

Secara umum *Heat Exchanger* dapat dikelompokkan menjadi dua, yaitu *Open type Heat Exchanger* dimana fluida panas dan dingin terjadi kontak secara langsung (tanpa adanya pemisah) dan *Close type Heat Exchanger* dimana fluida panas dan dingin tidak terjadi kontak secara langsung tetapi terpisahkan oleh dinding pipa atau suatu permukaan baik berupa dinding datar atau lengkung (Kuppan, 2000).

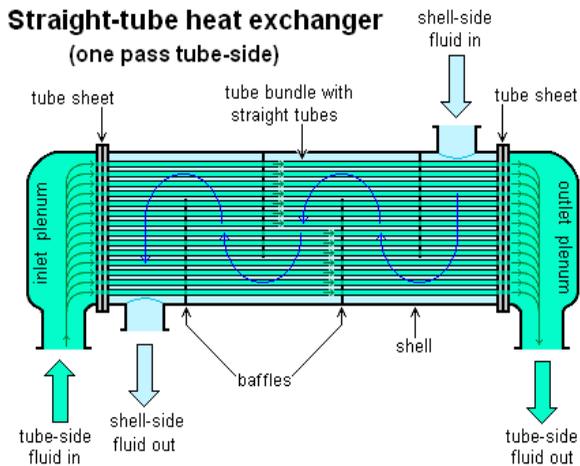
Salah satu jenis *Heat Exchanger* tipe tertutup adalah *Shell and Tube Heat Exchanger* tipe *Shell* dan *Tube* adalah jenis penukar panas yang paling menguntungkan baik dari segi keandalan struktur bahan penyusunnya, maupun dalam hal penggunaan yang secara luas telah diterapkan dalam berbagai proses industri.

2.2.1 *Shell and Tube Heat Exchanger*

Dikarenakan banyaknya jenis dari alat penukar kalor, maka dalam pembahasan akan dibatasi pada alat penukar kalor jenis *Heat Exchanger* yang banyak dijumpai dalam industri perminyakan. *Heat Exchanger* ini juga banyak mempunyai jenis-jenisnya. Perlu diketahui bahwa untuk alat-alat ini terdapat suatu terminology yang telah distandarkan untuk menamai alat dan bagian-bagian alat tersebut yang dikeluarkan oleh Asosiasi pembuat *Heat Exchanger* yang dikenal dengan Tubular Exchanger Manufactures Association (TEMA). Standarisasi

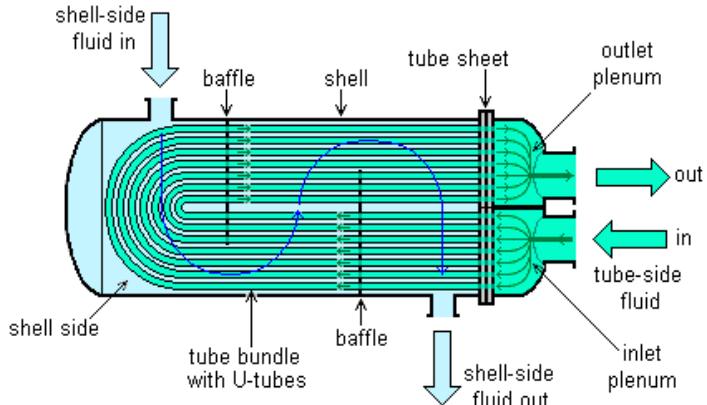
tersebut bertujuan untuk melindungi para pemakai dari bahaya kerusakan atau kegagalan alat, karena alat ini beroperasi pada temperatur dan tekanan yang tinggi.

Shell and Tube Heat Exchanger merupakan jenis yang paling banyak digunakan dalam industri perminyakan. Alat ini terdiri dari sebuah *shell* (tabung/slinder besar) dimana didalamnya terdapat suatu *bundle* (berkas) pipa dengan diameter yang relative kecil. Satu jenis fluida mengalir didalam pipa-pipa sedangkan fluida lainnya mengalir dibagian luar pipa tetapi masih didalam *shell*.



Gambar 2.12 *Shell and Tube Heat Exchanger* tipe Straight Tube

U-tube heat exchanger



Gambar 2.13 *shell and Tube Heat Exchanger tipe U-Tube*

Seperti gambar 2.12 dan gambar 2.13 yang menggambarkan konstruksi *Heat Exchanger*, komponen utama dari jenis ini ada adalah *shell*, *tube* (pipa) dan sekat (*baffle*). Kontruksi *shell* sangat ditentukan oleh keadaan *tubes* yang akan ditempatkan didalamnya. *Shell* ini dapat dibuat dari pipa yang berukuran besar atau pelat logam yang di-roll. *Shell* merupakan badan dari *Heat Exchanger*, dimana didapat *tube* bundle. Untuk temperatur yang sangat tinggi kadangkala *shell* dibagi dua disambungkan dengan sambungan ekspansi.

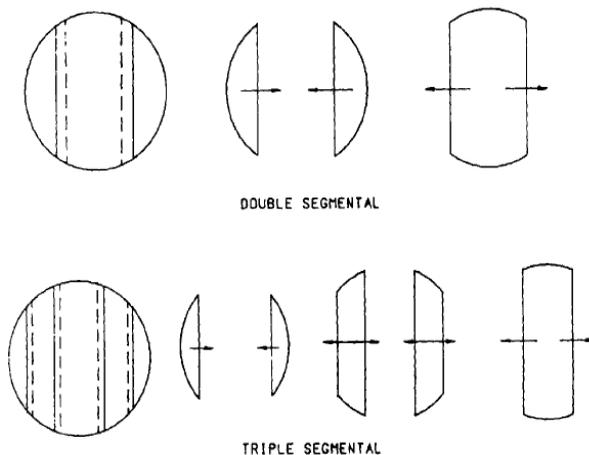
Tube atau pipa merupakan bidang pemisah antara kedua jenis fluida yang mengalir didalamnya dan sekaligus sebagai bidang perpindahan panas. Ketebalan dan bahan pipa harus dipilih pada tekanan operasi fluida kerjanya. Selain itu bahan pipa tidak mudah terkorosi oleh fluida kerja. Susunan dari *tube* ini dibuat berdasarkan pertimbangan untuk mendapatkan jumlah pipa yang banyak atau untuk kemudahan perawatan (pembersihan permukaan pipa). Sementara itu fungsi dari pemasangan sekat (*baffle*) pada *Heat Exchanger* ini antara

lain adalah sebagai penahan dari *tube* bundle, mengurangi atau menambah terjadinya getaran dan sebagai alat untuk mengarahkan aliran fluida yang berada di dalam *tubes*.

2.2.2 Sekat (*Baffle*)

Baffle merupakan salah satu komponen yang memiliki peranan penting dalam *Heat Exchanger* tipe *Shell dan Tube*. *Baffle* atau sekat berfungsi untuk mengarahkan aliran fluida yang mengalir di luar *Tube* (*Shell side*), sehingga proses perpindahan panas akan meningkat di antara kedua fluida dan untuk menahan *Tube bundle* atau mencegah terjadinya getaran pada *Tubes*.

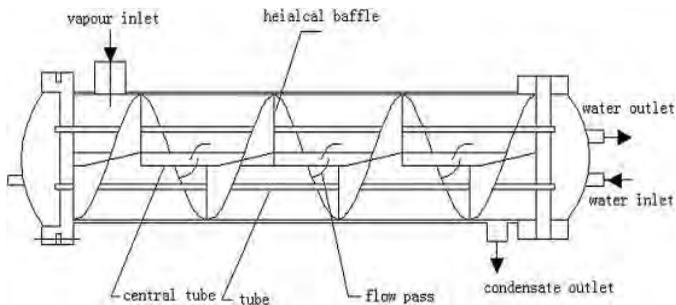
Pada desain *Heat Exchanger* tipe *Shell dan Tube* biasanya digunakan *Baffle* tipe *segmental* dimana dalam penggunaannya memiliki banyak kelemahan diantaranya, *Pressure Drop* yang tinggi, efisiensi perpindahan panas yang rendah dan sering terjadi getaran pada *Tube* yang disebabkan oleh aliran fluida dalam *Shell*. Padahal *Pressure Drop* dan koefisien perpindahan panas merupakan factor independen yang mempengaruhi besarnya biaya operasi pada system *Heat Exchanger*.



Gambar 2.14 *Segmental Baffle*

Gambar 2.14 di atas adalah model geometri jenis-jenis *baffle segmental* dimana pada gambar atas merupakan jenis *double segmental baffle* dan bawah adalah jenis *triple segmental baffle*. Untuk meningkatkan performa tentunya dibutuhkan tipe *Baffle* yang memiliki efisiensi perpindahan panas yang relative tinggi dan juga *Pressure Drop* yang relative rendah.

Jenis *baffle* yang digunakan dalam penelitian ini ada 2 jenis yaitu *baffle* tipe *single segmental* dan *helical baffle* dengan variasi sudut kemiringan 70 dan 130. *Single segmental baffle* dibentuk dengan cara memotong *baffle* dari bentuk lingkaran, potongan *baffle* mempunyai ukuran antara 15% sampai 40% dari ukuran lingkaran penuh. Untuk *helical baffle* yang dipakai dalam penelitian ini adalah *continuous helical baffle* yang dibuat dari potongan setengah lingkaran yang diberi variasi kemiringan 70 hingga 130 seperti yang terlihat pada gambar 2.15 di bawah ini. Pada penelitian banyak disebutkan bahwa *non-continuous helical baffle* yang terbuat dari susunan melingkar seperempat lingkaran lebih baik daripada *baffle* tipe *continuous* (Zhang, 2009).



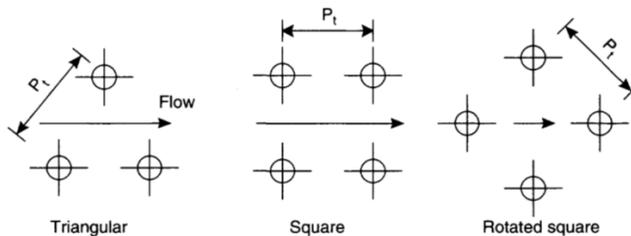
Gambar 2.15 *Helical Baffle Heat Exchanger*

2.3 Parameter Desain Geometri

Dalam perancangan desain *Heat Exchanger* terdapat parameter-parameter yang mempengaruhi performansi dari *Heat Exchanger* baik itu koefisien perpindahan panas sisi *shell* dan *tube* maupun pressure drop-nya. Parameter desain geometri tersebut diantaranya *tube pitch*, *tube layout*, diameter *shell*, *baffle cut* dan *baffle spacing*.

2.3.1 Parameter pada *Tube* (pipa)

Susunan berkas pipa merupakan salah satu faktor penting dalam perancangan penukar panas. Ada tiga macam susunan berkas pipa pada penukar panas jenis *shell and tube*, yaitu susunan sejajar (*aligned*), susunan selang-seling (*staggered*) dan susunan persegi putar (*rotated square*) lihat Gambar 2.16 di bawah ini.



Gambar 2.16 Susunan pipa (*tube layout*)

Pola *staggered* dan pola *rotated square* memberikan tingkat perpindahan panas yang lebih tinggi, tetapi dengan penurunan tekanan yang lebih tinggi daripada square pattern (pola persegi). Pola persegi (square), atau pola persegi putar (*rotated square*), digunakan untuk cairan fluida yang berat, dimana perlu mekanisme pembersihan dibagian luar pipa. Jarak antar pipa (*pitch*) yang disarankan bervariasi mulai dari 1,25 kali diameter luar pipa hingga 3 kali diameter luar pipa. Pemilihan jarak pipa biasanya memperhitungkan penggunaan penukar panas dan penurunan tekanan maksimum yang diijinkan. *Tube pitch* adalah

jarak titik pusat dua buah *tube* yang bersebelahan memberikan rekomendasi besarnya P_t minimum yaitu sebesar $1 \times D_{to}$ atau sebesar $D_{to} + 6$ mm yang memberikan hasil paling besar (TEMA, 2007).

Diameter *tube* (pipa) juga merupakan faktor penting dalam perancangan panas jenis *shell and tube*. Pemilihan diameter pipa akan mempengaruhi beberapa besaran yang digunakan dalam perhitungan penukar panas seperti: kecepatan aliran fluida, koefisien perpindahan panas sisi pipa, koefisien perpindahan panas sisi cangkang, *pressure drop* sisi pipa dan sisi cangkang, dll.

Diameter kecil banyak dipilih untuk kebanyakan fungsi, karena akan membentuk susunan yang rapi dan lebih murah. Sedangkan dengan menggunakan pipa yang lebih besar alat penukar panas akan lebih mudah untuk dibersihkan dengan metode mekanis dan biasanya ukuran pipa yang besar dipilih untuk cairan pengotor yang banyak.

Pemilihan ketebalan pipa biasanya digunakan untuk menahan tekanan dalam pipa dan memberikan penyisihan korosi yang memadai. Salah satu standar yang biasa digunakan dalam menentukan diameter dan ketebalan pipa adalah TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturing Association*). Standar diameter dan ketebalan dinding pipa yang direkomendasikan oleh TEMA untuk penukar panas jenis *shell and tube* seperti pada Tabel 2.1 (TEMA, 2007).

Tabel 2.1 Dimensi standar ketebalan pipa

Outside diameter (m)	Wall thickness
0.405	0.068
0.540	0.088
0.675	1.091
0.840	0.109
1.050	0.113
1.315	0.133
1.660	0.140
1.900	0.145
2.375	0.154
2.875	0.203

2.3.2 Parameter pada Shell

Sebelum menghitung diameter *shell* (D_s), diameter *tube* centerline (D_{ctl}) didefinisikan terlebih dahulu dikarenakan adanya hubungan determinasi antara ukuran *shell* dan panjang *tube* dengan daerah perpindahan panas, sebagaimana tersaji dalam persamaan 2.3 di bawah ini.

$$A_o = \pi d L_{ta} N_t \dots\dots\dots(2.2)$$

Dengan tujuan tersebut jumlah *tube* N_t dapat diketahui dengan persamaan *tube pitch* L_{tp} di bawah ini:

$$N_t = \frac{0.78 D_{ctl}^2}{C_l L_{tp}^2} \dots\dots\dots(2.3)$$

Dimana C_l adalah konstanta *tube* layout diantaranya:

$$C_l = 0.86 \text{ untuk } \theta_{tp} = 30^0$$

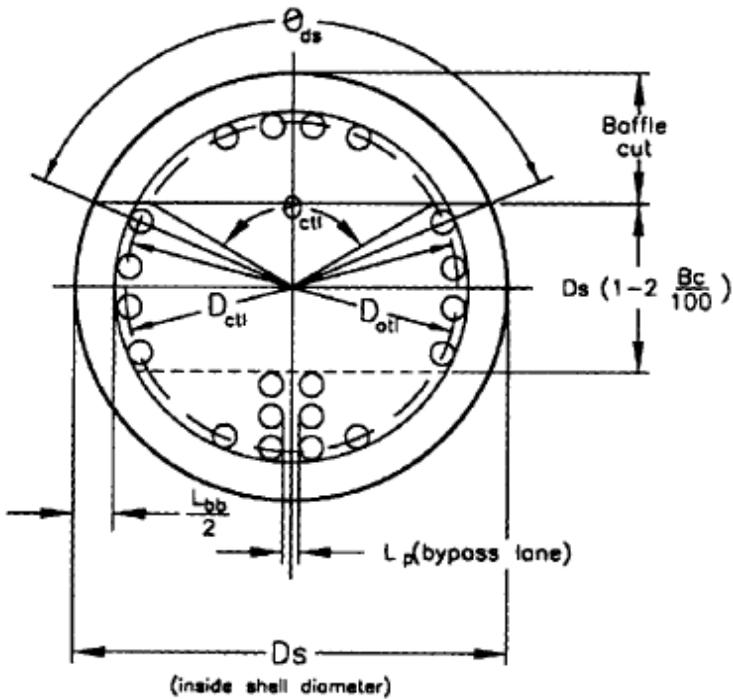
$$C_l = 1.0 \text{ untuk } \theta_{tp} = 45^0 \text{ dan } 90^0 \dots\dots\dots(2.4)$$

Sehingga dari substitusi persamaan (2.3) dan (2.4) di atas dihasilkan persamaan *area* perpindahan panas berikut:

$$A_o = (0.78\pi) \frac{d}{c_1 L_{tp}^2} [L_{tp} D_{ctl}^2] \dots\dots\dots(2.5)$$

Maka persamaan untuk menentukan diameter *tube* centerline adalah:

$$D_{tcl}^2 = \frac{N_t C L_{tp}^2}{0.78} \dots\dots\dots(2.6)$$



Gambar 2.17 Dimensi *Shell* dan *Tube* bundle

Dengan demikian diameter *shell* (D_s) dapat dicari dengan persamaan di bawah ini:

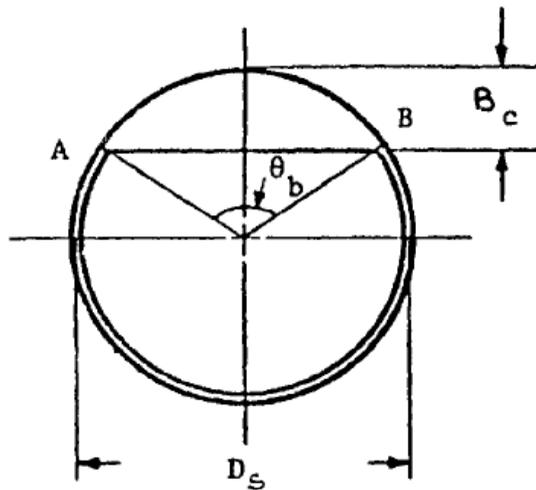
$$D_s = D_{ctl} + L_{bb} \quad \dots\dots\dots(2.7)$$

Dimana L_{bb} adalah bundle to *shell* clearance yang dijabarkan seperti persamaan di bawah ini:

$$L_{bb} = 12.0 + 0.005D \text{ (mm)} \quad \dots\dots\dots(2.8)$$

2.3.3 Parameter pada *Baffle*

Baffle cut adalah jarak antara ujung *baffle* dan dinding *shell*, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.17 di bawah ini dimana *baffle* cut didefinisikan sebagai B_c . *Baffle* cut berpengaruh pada koefisien perpindahan panas dan pressure drop. Jarak *baffle* cut bervariasi dari 20% hingga 49% yang pada umumnya bernilai antara 20% hingga 25%. Sedangkan *baffle* cut optimal sebesar 20% yang menghasilkan koefisien perpindahan panas paling besar dan akan menyebabkan pressure drop yang tinggi jika kurang dari nilai tersebut. Bila *baffle* cut terlalu besar dari nilai optimal tersebut maka akan menyebabkan berkurangnya efektifitas termal karena akan terjadi penurunan kecepatan aliran fluida (Kuppan, 2000).



Gambar 2.18 *Baffle* Cut

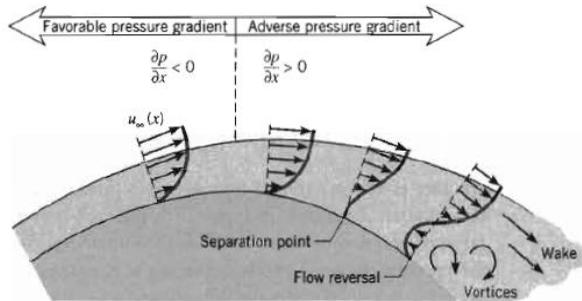
Baffle Spacing maksimum adalah sebesar diameter *shell*. Jika lebih besar daripada diameter *shell* maka aliran yang terjadi akan lebih dominan berupa aliran longitudinal terhadap *tube* yang kurang efisien daripada aliran melintang. Jarak *baffle* yang optimum berkisar 40% sampai 60% dari diameter *shell*. Jarak *baffle* juga tidak boleh lebih kecil dari 1/5 diameter *shell* atau lebih kecil dari 2 inci.

2.4 Aliran Fluida pada *Shell and Tube Heat Exchanger*

Di dalam system *shell and tube Heat Exchanger* berlaku model aliran fluida yang berbeda-beda tergantung dari tinjauan masing-masing komponennya. Aliran fluida dalam pipa dipengaruhi oleh tiga bilangan tidak berdimensi yaitu Reynold Number, Nusselt Number dan Prandtl Number. Adapun jenis aliran fluida dalam pipa berdasarkan nilai Reynold Number-nya (Re) dibagi menjadi aliran laminar dan turbulen. Sedangkan aliran fluida dalam pipa secara umum dibagi menjadi aliran internal dan aliran eksternal.

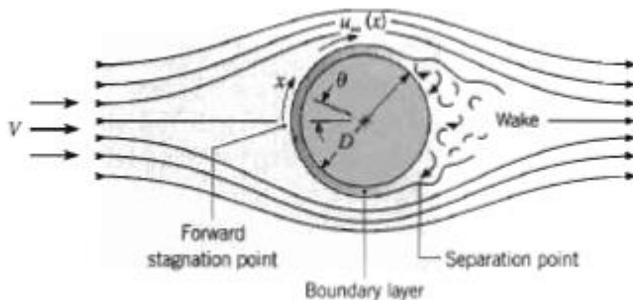
2.4.1 Aliran Fluida melalui Silinder Tunggal

Aliran fluida yang melintasi silinder tunggal pada *Heat Exchanger* merupakan aliran eksternal dimana arah aliran tegak lurus terhadap sumbu silinder. Berdasarkan persamaan Euler untuk aliran inviscid dari titik stagnasi dengan tekanan yang besar dan $u_\infty(x)$ berbanding terbalik dengan $p(x)$. Aliran dimulai dari titik stagnasi dengan tekanan yang besar dan $u_\infty = 0$, fluida akan mengalami akselerasi karena *favorable pressure gradient* ($du_\infty/dx > 0$ ketika $dp/dx < 0$), mencapai kecepatan maksimum pada $dp/dx = 0$, dapat dilihat pada gambar 2.17. Selanjutnya aliran akan mengalami perlambatan karena adanya *adverse pressure gradient* ($du_\infty/dx < 0$ ketika $dp/dx > 0$).



Gambar 2.19 Profil kecepatan pada dinding silinder

Ketika fluida mengalami perlambatan, gradient kecepatan pada permukaan $\frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y=0}$, menjadi bernilai nol. Titik inilah yang disebut titik separasi dimana fluida di dekat permukaan kekurangan momentum untuk melawan *pressure gradient* sehingga fluida tidak akan dapat bergerak maju. Pada daerah ini akan terjadi wake ditandai dengan adanya olakan aliran yang tidak teratur seperti yang terlihat pada gambar 2.18 di bawah ini.



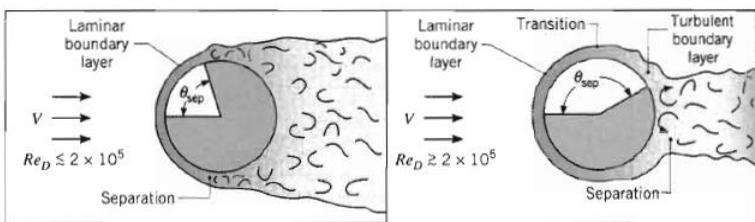
Gambar 2.20 *Boundary layer* dan separasi pada silinder tunggal

Terbentuknya *boundary layer* transition dan posisi titik separasi tergantung pada Reynolds Number. Untuk sirkular

silinder panjang dimana panjang karakteristiknya berupa diameter, bilangan Reynolds didefinisikan sebagai:

$$Re_D = \frac{\rho VD}{\mu} = \frac{VD}{\nu} \dots\dots\dots(2.9)$$

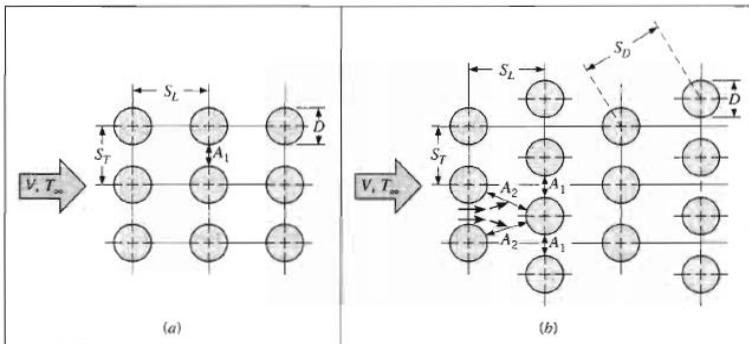
Dengan momentum aliran pada turbulents *boundary layer* lebih besar dibandingkan dengan laminar *boundary layer* maka dapat disimpulkan bahwa aliran turbulen dapat menunda terjadinya separasi. Pada $Re_D \leq 2 \times 10^5$ *boundary layer* yang terbentuk tetap laminar dan separasi terjadi pada $\theta = 80^\circ$ sedangkan pada $Re_D \geq 2 \times 10^5$ sudah terbentuk *boundary layer* transisi dan separasi tertunda pada $\theta = 140^\circ$ seperti terlihat pada gambar 2.19 di bawah ini.



Gambar 2.21 Pengaruh turbulensi terhadap separasi

2.4.2 Aliran Fluida melalui *Tube Bank*

Aliran fluida melalui *tube* baris pertama pada *tube bank* identic dengan aliran melintasi *tube* tunggal secara tegak lurus. Untuk barisan *tube* berikutnya aliran sangat dipengaruhi oleh susunan *tube* (*tube layout*) seperti yang terlihat pada gambar 2.20 di bawah ini.



Gambar 2.22 Aliran fluida melalui *tube banks* (a) aligned dan (b) staggered.

Pada susunan *tube* aligned untuk baris kedua dan seterusnya telah terjadi turbulensi pada upstream. Nilai koefisien konveksi sangat dipengaruhi oleh tingkat turbulensi aliran melintasi *tube* dan jumlah baris *tube* itu sendiri. Pada umumnya koefisien konveksi akan bertambah dengan bertambahnya jumlah barisan *tube* hingga kira-kira pada baris ke lima, setelah itu hanya ada sedikit perubahan pada turbulensi dan nilai koefisien konveksi. Untuk S_T/S_L 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.

Pada susunan *tube* staggered lintasan aliran utama lebih berliku sehingga akan lebih banyak permukaan *tube* yang teraliri fluida. Pada susunan *tube* ini kenaikan perpindahan panas dipengaruhi oleh tingkat liku aliran yang terjadi terutama pada bilangan Reynolds yang kecil ($Re < 100$).

2.5 Analisa Perpindahan Panas

Analisis perpindahan panas yang terjadi pada *Heat Exchanger* tipe *shell and tube* terdiri dari perpindahan panas pada sisi *shell*, perpindahan panas pada sisi *tube*, koefisien perpindahan panas keseluruhan dan metoda log mean temperatur difference (LMTD).

2.5.1 Perpindahan Panas sisi *Shell*

Analisis perpindahan panas pada sisi *shell* menggunakan persamaan aliran eksternal turbulensi dalam pipa. Dimana Nusselt Number dari sisi *shell* dapat dihitung dengan persamaan:

$$Nu = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{C_p}{k} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \dots\dots(2.10)$$

Untuk koefisien perpindahan panas konveksi pada sisi *shell* menggunakan persamaan:

$$h_o = \frac{Nu.k}{De} \dots\dots\dots(2.11)$$

Kecepatan aliran pada sisi *shell* yang dipakai adalah kecepatan aliran fluida yang melintasi susunan *tube* yang berbentuk triangular *tube* layout. Kecepatan maksimum pada sisi *shell* dapat dihitung dengan persamaan:

$$G_s = \frac{v}{A_s} \dots\dots\dots(2.12)$$

Dimana:

G_s = *Shell* side mass flow rate

v = kecepatan aliran fluida

A_s = cross flow area in *shell*

Untuk mendapatkan nilai A_s menggunakan persamaan:

$$A_s = \frac{D_s.C.b}{P_t} \dots\dots\dots(2.13)$$

Dimana:

D_s = diameter *shell*

C = clearance between *tube*

b = *baffle* spacing

P_t = *tube* pitch

Reynolds Number pada sisi *shell* dapat dicari dengan persamaan di bawah ini:

$$Re = \frac{G_s \cdot D_e}{\mu} \dots\dots\dots(2.14)$$

Dimana:

μ = viskositas fluida *shell* pada temperatur rata-rata

D_e = diameter ekivalen pada sisi *shell*

Untuk memperoleh nilai D_e digunakan persamaan:

$$D_e = \frac{4 \times \text{free-flow area}}{\text{wetted perimeter}} \dots\dots\dots(2.15)$$

Untuk triangular *tube pitch* menggunakan persamaan:

$$D_e = \frac{4 \left[\frac{P_t \sqrt{3} - 3.14 \times d_o^2}{8} \right]}{\frac{3.14 \times d_o}{2}} \dots\dots\dots(2.16)$$

Dimana:

P_t = *tube pitch*

d_o = diameter luar *tube*

2.5.2 Perpindahan Panas sisi *Tube*

Analisis perpindahan panas pada sisi *tube* menggunakan persamaan aliran internal turbulensi dalam pipa. Dimana Nusselt number untuk sisi *tube* dapat dihitung dengan persamaan:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) \cdot Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{2}\right)^{0.5} \cdot (Pr^{0.667} - 1)} \dots\dots\dots(2.17)$$

Dimana f adalah friction factor yang didapatkan dari persamaan:

$$f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2} \dots\dots\dots(2.18)$$

Sehingga koefisien perpindahan panas di sisi *tube* dapat dihitung dengan persamaan:

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{d_i} \dots\dots\dots(2.19)$$

bilangan Reynolds pada sisi *tube* dicari dengan persamaan:

$$Re = \frac{U_t \cdot \rho \cdot d_i}{\mu} \dots\dots\dots(2.20)$$

Dimana:

U_t = kecepatan fluida di sisi *tube*

d_i = diameter dalam *tube*

ρ = massa jenis fluida

μ = viskositas fluida pada temperatur rata-rata

2.5.3 Overall Heat transfer coefficient

Overall heat transfer koefisien (U_o) adalah koefisien perpindahan panas yang terjadi antara aliran dalam sisi *shell* dengan aliran yang ada di dalam *tube*, dihitung menggunakan persamaan:

$$U_o = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i \cdot h_i} + \frac{d_o \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \cdot k} + \frac{1}{h_o}} \dots\dots\dots(2.21)$$

Dimana:

d_o = diameter luar *tube*

d_i = diameter dalam *tube*

h_i = koefisien perpindahan panas sisi *tube*

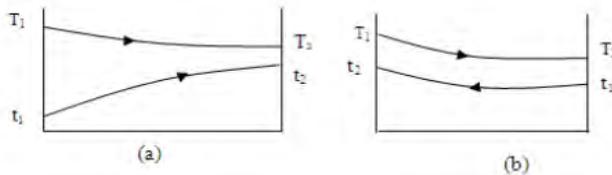
h_o = koefisien perpindahan panas sisi *shell*

k = konduktivitas termal material

2.5.4 Metoda Log Mean Temperatur Difference (LMTD)

Aliran fluida pada alat penukar kalor tipe pipa dan *shell* dapat berlangsung secara sejajar (*parallel flow*) seperti diberikan pada Gambar 2.23 (a) dan aliran berlawanan (*counter flow*) seperti diberikan pada Gambar 2.23 (b). Aliran sejajar adalah aliran di mana fluida panas dan fluida dingin memasuki pipa dari

arah yang sama, sedangkan aliran berlawanan adalah aliran fluida panas dan fluida dingin mempunyai arah yang berlawanan.



Gambar 2.23 Perbandingan Temperatur pada Aliran fluida (a) parallel flow dan (b) counterflow

Nilai selisih temperatur rata-rata logaritmik (LMTD) pada alat penukar kalor tipe *shell and tube* dengan aliran fluida sejajar dapat dirumuskan sebagai berikut (Kern, 1965):

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}} \dots\dots\dots(2.22)$$

Sedangkan harga selisih temperatur rata-rata logaritmik pada aliran berlawanan dirumuskan sebagai berikut:

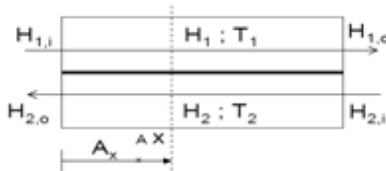
$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \dots\dots\dots(2.23)$$

dengan, ΔT_{lm} adalah selisih temperatur rata-rata logaritmik ($^{\circ}\text{C}$), T_1 adalah temperatur fluida masuk *tube* ($^{\circ}\text{C}$), T_2 adalah temperatur fluida ke luar *tube* ($^{\circ}\text{C}$), t_1 adalah temperatur fluida masuk *shell* ($^{\circ}\text{C}$) dan t_2 adalah temperatur fluida ke luar *shell* ($^{\circ}\text{C}$) Selisih temperatur rata-rata dipengaruhi oleh sifat aliran dan sifat medium. Didalam perencanaan alat penukar kalor harus dicari selisih temperatur rata-rata sebenarnya dengan menggunakan faktor koreksi F , sehingga besarnya selisih temperatur rata-rata sebenarnya adalah:

$$\Delta T_m = F \Delta T_{im} \dots\dots\dots(2.24)$$

dengan, ΔT_m adalah selisih temperatur rata-rata yang sebenarnya ($^{\circ}\text{C}$).

Metoda LMTD yang dikembangkan dengan diterapkan pada segmen-segmen sepanjang alat penukar kalor merupakan metoda diagram temperatur – entalpi (metoda diagram T-H). Dengan demikian sifat-sifat fisika yang dipergunakan adalah sifat-sifat fisika pada temperatur rata-rata pada setiap segmen, sehingga memberikan ketelitian dalam pengambilan harga sifat-sifat fisika. Besar kecilnya kesalahan sangat bergantung pada lebar segmen yang diambil pada perhitungan. Bila diasumsikan bahwa laju aliran massa fluida panas dan dingin masing-masing adalah m_1 dan m_2 serta keempat entalpi jenis $H_{1,i}; H_{1,o}; H_{2,i}; H_{2,o}$ (atau temperatur $T_{1,i}; T_{2,o}; T_{2,i}$ dan $T_{2,o}$) telah diketahui maka sketsa lintasan fluida panas dan fluida dingin sebagai fungsi entalpi dan temperatur dapat dilukiskan seperti diberikan pada Gambar 2.24.



Gambar 2.24 Sketsa lintasan fluida panas dan dingin sebagai fungsi entalpi dan temperatur (Sadic, 1991)

Dari data sifat fisika fluida dingin, dapat digambarkan kurva $T_2 = f(H_2)$ sepanjang alat penukar kalor. Jika diasumsikan sebuah alat penukar kalor dengan aliran berlawanan arah seperti Gambar 2.24 dari kesetimbangan energi termal sepanjang luasan A diperoleh hubungan (Sadic, 1991):

$$H_1 - H_{1,i} = (H_2 - H_{2,o}) \frac{m_2}{m_1} \dots\dots\dots(2.25)$$

Kemampuan alat penukar kalor memindahkan panas (Q) dari fluida panas ke fluida dingin dapat dihitung dengan persamaan (Kern, 1965):

$$Q = UA\Delta T_m \dots\dots\dots(2.26)$$

dimana A , adalah luas permukaan perpindahan panas dalam m^2 .

Efektifitas (ε) penukar kalor secara umum untuk aliran lawan arah (*counter flow*) didefinisikan sebagai berikut:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[(-UA/C_{min})(1 - C_{min}/C_{maks})]}{1 - (C_{min}/C_{maks})\exp[(-UA/C_{min})(1 - C_{min}/C_{maks})]} \dots\dots\dots(2.27)$$

dengan $C = mc_p$, adalah laju kapasitas ($W/^\circ C$), dengan m : massa fluida (kg), C_p : panas jenis ($W/kg^\circ C$), UA/C_{min} adalah jumlah satuan perpindahan panas yang sering disebut dengan *number of transfer unit* (NTU) atau N , dan $C = C_{min}/C_{maks}$. Harga efektifitas untuk penukar panas jenis pipa dan *shell* adalah sebagai berikut:

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C + (1 + C^2)^{1/2} \left(\frac{1 + \exp \left[-N(1 + C^2)^{1/2} \right]}{1 - \exp \left[-N(1 + C^2)^{1/2} \right]} \right) \right\}^{-1} \dots\dots\dots(2.28)$$

2.6 CFD (*Computational Fluid Dynamics*)

Komputasi dinamika fluida atau *Computational Fluids Dynamics* (CFD) adalah salah satu bidang ilmu yang mempelajari studi numerik dan simulasi dari fenomena aliran fluida dinamik dengan bantuan komputasi komputer. Aspek fisik dari aliran fluida dinamik berdasarkan fakta sifat dinamis dari fluida, yaitu tiga prinsip dasar hukum kekekalan (*conservation laws*), yaitu prinsip hukum kekekalan massa, momentum dan energi. CFD menyelesaikan persamaan kontinyu ini dengan persamaan aljabar dengan awalnya berupa model kontinum menjadi model diskrit. Alur dan langkah pengerjaan CFD dapat dikelompokkan menjadi

3 tahap, yaitu tahap *pre-processing*, *solving* atau *processing* dan *post-processing* (Tuakia, 2008).

Dinamika fluida tidak terlepas dari adanya aliran turbulen. Aliran turbulen didefinisikan sebagai, kondisi aliran yang secara acak atau *random*, berfluktuasi dan *chaotatic* atau tidak beraturan, salah satu bentuk contoh adalah medan kecepatan atau *velocity fields*. Fitur pada simulasi CFD dapat disimulasikan dengan melakukan prediksi model turbulen dengan beberapa metode yang digunakan, antara lain adalah RANS, DNS, dan LES. Uraian metode adalah sebagai berikut :

- RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*)

Merupakan metode yang berdasarkan penggunaan dari rata-rata waktu dari gerakan fluida dengan menurunkan persamaan transport rata-rata jumlah dari aliran dengan rentan skala turbulen yang bervariasi. Bentuk yang sering digunakan adalah $k-\epsilon$ dan $k-\omega$.

- DNS

Direct Numerical Simulation (DNS) merupakan salah satu metode yang memprediksi aliran turbulen dengan menggunakan penyelesaian persamaan Navier-Stokes tanpa merata-rata nilainya, kelebihanannya adalah banyak digunakan pada riset dasar dalam turbulensi namun memiliki kelemahan dalam segi kebutuhan perangkat dan memori komputasi yang besar sehingga memakan biaya lebih besar.

- LES

Metode *Large Eddy Simulation* (LES) mampu memprediksi aliran turbulen yang mayoritas secara relevan digunakan pada geometri dan sifat fisis yang banyak berhubungan dengan domain keteknikan seperti ruang pembakaran, karena hanya menggunakan skala kecil solusi persamaan transpor sehingga lebih memakan biaya dan daya komputasi yang lebih rendah (Jiyuan dkk, 2008).

2.6.1 Proses simulasi CFD

Pada umumnya terdapat tiga tahapan yang harus dilakukan ketika melakukan simulasi CFD, yaitu :

- *Preprocessing*

Preprocessing merupakan langkah pertama dalam membangun dan menganalisis sebuah model CFD. Tahapan ini berupa penentuan domain dan pembuatan bentuk desain model yang akan disimulasikan serta, selanjutnya melakukan *mesh* dengan melakukan membagi daerah komputasi menjadi sejumlah grid. Prinsip pengerjaan dalam *computational fluid dynamics* (CFD) dilakukan dengan melakukan diskritasi. Metode diskritasi secara umum mampu menentukan kestabilan dan simulasi CFD (Purwanto, 2011). Tahapan ini juga menentukan parameter fisis dari kondisi batas dari domain komputasi fluida yang digunakan. Untuk mengetahui hasil kualitas dari *meshing* dapat digunakan verifikasi kondisi komputasi dengan membandingkan nilai dari hasil penentuan.

- *Solving*

Tahapan melakukan perhitungan persamaan model fluida yang telah ditentukan berdasarkan kondisi batas. Parameter dari tahap sebelumnya saat pre-processing dan menyelesaikan persamaan dengan model pendekatan yang terdiri dari one equation model atau two equation model. Model satu persamaan berupa Spalart-Allmaras sedangkan beberapa model dua persamaan antara lain, $k-\epsilon$ (epsilon) dan $k-\omega$ (omega).

Model Turbulensi memainkan peran penting dalam memprediksi secara akurat aliran fluida baik gas maupun cair. Secara singkat kita dapat mempertimbangkan pemakaian tiga aplikasi dari model klasik yang berdasarkan Reynolds Average Navier-Stokes (RANS) pada persamaan (waktu rata-rata). Sedangkan untuk model *standar* $k-\epsilon$, k dan persamaan ϵ adalah:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \rho P_k - \rho \varepsilon \dots\dots(2.29)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + S_\varepsilon \dots\dots\dots(2.30)$$

Viskositas turbulensi μ_t menggunakan persamaan:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \dots\dots\dots(2.31)$$

Untuk menentukan nilai P_k untuk model turbulensi k- ε diberikan oleh persamaan:

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial \mu_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \dots\dots\dots(2.32)$$

Untuk standart k-epsilon nilai S_ε diberikan pada persamaan:

$$S_\varepsilon = \rho \left(C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \right) \dots\dots\dots(2.33)$$

Konstanta yang berlaku untuk persamaan di atas: $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$ dan $\sigma_\varepsilon = 1.3$ (Launder and Spalding, 1974).

- *Postprocessing*

Postprocessing adalah tahap analisa dan interpretasi hasil simulasi berupa kontur gambar, plot grafik dan tampilan animasi dalam pola warna tertentu (Irawan, 2012). Berikut bentuk visualisasi yang ditampilkan yaitu pertama, *contour* (kontur) adalah untuk menampilkan pola kuantitatif dari nilai parameter fisis yang disimulasikan, seperti kontur kecepatan, tekanan, *vorticity*. Kedua, *Vector* (vektor) adalah menampilkan arah dari besaran vektor, seperti vektor kecepatan. Ketiga, *streamline* (bentuk aliran) adalah menampilkan visualisasi pergerakan kontinyu fluida gas yang bergerak sepanjang ruang, keempat, *Particle track* menampilkan lintasan partikel hasil diskritasi (Angga, 2013).

2.6.2 Metode diskritisasi CFD

Pada dasarnya CFD mengganti persamaan-persamaan diferensial parsial dari kontinuitas, momentum, dan energi dengan persamaan-persamaan aljabar. CFD merupakan pendekatan dari persoalan yang asalnya kontinum (memiliki jumlah sel yang tak terhingga) menjadi model yang diskrit (jumlah sel terhingga). Perhitungan/komputasi aljabar untuk memecahkan persamaan – persamaan diferensial parsial ini ada beberapa metode diskritisasi, diantaranya adalah :

- Metode beda hingga (*finite difference method*)
- Metode elemen hingga (*finite element method*)
- Metode volume hingga (*finite volume method*)
- Metode elemen batas (*boundary element method*)
- Metode skema resolusi tinggi (*high resolution scheme method*)

Metode diskritisasi yang dipilih umumnya menentukan kestabilan dari program numerik CFD yang dibuat atau program software yang ada. Oleh karenanya diperlukan kehati – hatian dalam cara mendiskritkan model khususnya cara mengatasi bagian yang kosong atau diskontinyu.

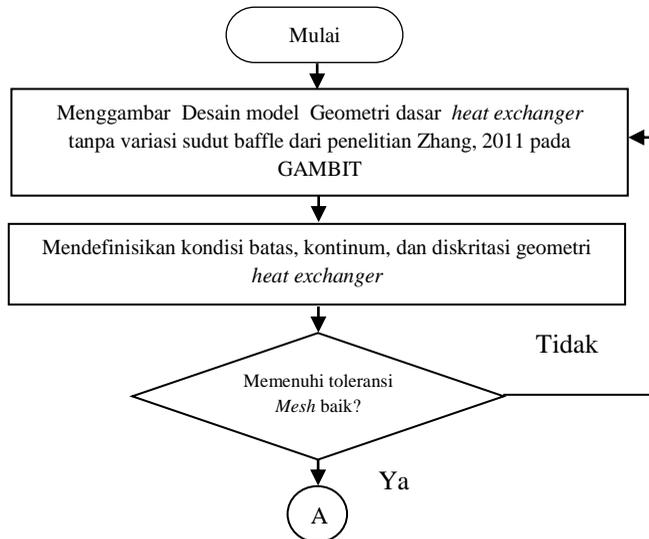
Halaman ini sengaja dikosongkan

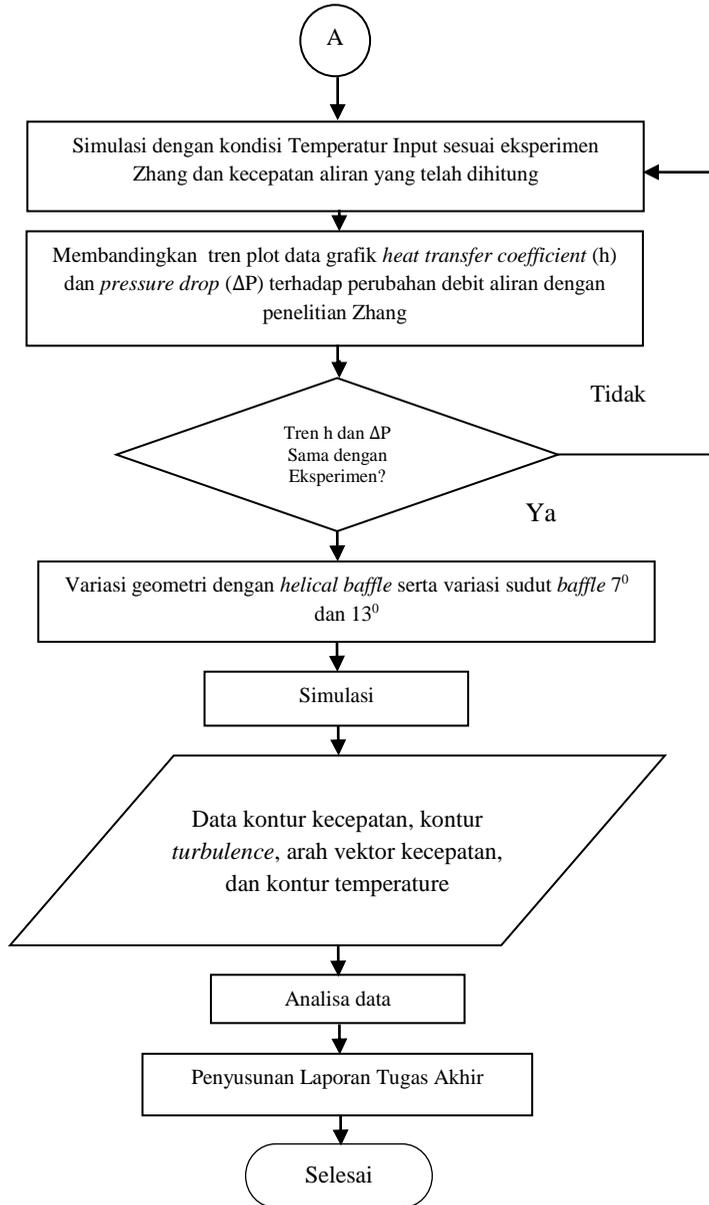
BAB III PERANCANGAN DAN PEMODELAN SISTEM

Dalam tugas akhir ini penelitian dilakukan untuk melakukan investigasi karakteristik aliran fluida hasil komparasi antara *Helical Baffle* dan *segmental Baffle* pada desain *Heat exchanger* tipe *Shell* dan *Tube* dengan metode Komputasi Dinamika Fluida.

3.1 Diagram Alir Tugas Akhir

Untuk mengetahui karakterisasi aliran fluida, beberapa langkah yang harus dilakukan adalah mengambil data desain *heat exchanger* yang telah dilakukan melalui studi eksperimen kemudian mensimulasikannya dengan perangkat lunak CFD 6.3. Berikut adalah diagram alir pengerjaan penelitian tugas akhir yang akan dilaksanakan.





Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.2 Langkah Pengerjaan

Adapun langkah-langkah pengerjaan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

- Studi literature
Mempelajari materi-materi yang berhubungan dengan masalah yang akan diteliti, meliputi *heat exchanger*, karakteristik aliran fluida, perpindahan panas, dan CFD (meliputi Gambit dan). Studi literature ini diperoleh dari jurnal ilmiah dan buku-buku pengetahuan yang menunjang penelitian.
- Pengambilan Data Desain *Heat exchanger*
Pengambilan data dilakukan melalui literatur jurnal ilmiah yang merupakan hasil studi eksperimen.
- Pembuatan geometri *Heat exchanger*
Pembuatan model geometri *heat exchanger* dilakukan sesuai dengan literature yang ada atau mendekati desain sebenarnya sesuai hasil eksperimen.
- Meshing geometri
Meshing geometri dilakukan untuk memecah geometri menjadi beberapa elemen kecil yang nantinya digunakan untuk simulasi.
- Penentuan Bidang Batas
Penentuan bidang batas pada geometri dilakukan untuk menentukan batas-batas pada bidang geometri yang nantinya akan digunakan dalam simulasi.
- Inisiasi
Dilakukan dengan memasukkan data variable fisis ke dalam geometri yang telah dibuat kemudian akan dihasilkan iterasi yang nantinya akan dilihat kovergensinya.
- Simulasi CFD
Simulasi ini digunakan untuk mengetahui karakteristik aliran fluida pada *heat exchanger*.

- Investigasi Hasil Simulasi
Analisis karakteristik aliran fluida pada perbandingan antara *segmental* dan *helical baffle shell and tube heat exchanger*
- Penyusunan Laporan Tugas Akhir

3.3 Perhitungan Dimensi Objek Penelitian

Objek dalam penelitian yang disimulasikan berupa model *shell and tube heat exchanger* dalam bentuk tiga dimensi. Model dasar ini diambil berdasarkan dimensi geometri dari eksperimen terhadap *heat exchanger* oleh Zhang. Berikut ini dimensi geometri *heat exchanger* ditampilkan dalam tabel 3.1:

Tabel 3.1 Dimensi *Heat exchanger*

Spesifikasi	Dimensi / Ukuran
Diameter <i>tube</i> luar	0.019 m
Diameter <i>tube</i> dalam	0.015 m
Jumlah <i>tube</i>	208
Jumlah laluan <i>tube</i>	one pass <i>tube</i>
Diameter <i>shell</i>	0.5 m
Panjang <i>shell</i>	6 m
Jarak inlet outlet	5.2 m
Tebal <i>baffle</i>	0.03 m
Diameter inlet outlet	0.16
<i>Shell type</i>	one pass <i>shell</i>
<i>Tube type</i>	floating <i>tube tubesheet type</i>
Susunan <i>tube</i>	staggered
Jenis layout	triangular pitch
<i>Tube pitch</i>	0.025 m

Sedangkan untuk spesifikasi material dan fluida pada sisi *shell* ditunjukkan pada table 3.2 di bawah ini:

Tabel 3.2 Properti Material dan Fluida *Shell*

Spesifikasi	Dimensi / Ukuran
Fluida sisi <i>shell</i>	Air
Solid <i>shell</i>	Steel
Laju alir massa <i>shell</i>	96.50958 kg/s
Temperature inlet	313 K
Tekanan inlet	7.84 bar.g
Massa jenis	992.67 kg/m ³
Viskositas	6.95×10^{-4} N.s/m ²
Konduktivitas	0.628 W/m.k
Prandtl Number	4.62

Spesifikasi material dan fluida pada sisi *tube* ditunjukkan pada table 3.3 di bawah ini:

Tabel 3.3 Properti Material dan Fluida *Tube*

Spesifikasi	Dimensi / Ukuran
Fluida	Air
Laju alir massa	96.72736 kg/s
Temperatur inlet	300 K
Temperature outlet	312 K
Tekanan inlet	2.94 bar.g
Massa jenis	994.91 kg/m ³
Viskositas	$7.76e^{-4}$ N.s/m ²
Viskositas wall	$5.47e^{-4}$ N.s/m ²
Panas spesifik	4178 J/kg.K
Konduktivitas fluida	0.615 W/m.k
Prandtl number	5.27
Material	Steel
Konduktivitas material	27.7 W/m.k

Dari hasil eksperimen Zhang diperoleh debit aliran fluida (q) yang dijabarkan pada grafik hubungan *heat transfer coefficient* dengan debit aliran pada gambar 2.2. Dari data tersebut dapat ditentukan kecepatan aliran fluida menggunakan persamaan:

$$u_s = \frac{q_s}{S} \dots\dots\dots (3.1)$$

Dimana q_s sebagai debit aliran fluida, dan S adalah daerah aliran fluida pada tengah *shell* (Zhang, 2013). Persamaan untuk mencari S pada *baffle segmental* adalah (Kral, 1996):

$$S_{seg} = P_{seg} \left[D_i - D_1 + \frac{(D_i - d_o)(t - d_o)}{t} \right] \dots\dots\dots (3.2)$$

Sedangkan persamaan untuk mencari S pada *helical baffle* adalah:

$$S_{hel} = 0.5 P_{hel} \left[D_i - D_1 + \frac{(D_i - d_o)(t - d_o)}{t} \right] \dots\dots\dots (3.3)$$

Dari data yang telah diketahui maka hasil perhitungan nilai S ditampilkan dalam tabel 3.4 di bawah ini:

Tabel 3.4 Hasil perhitungan S

Variasi Baffle	S (m ²)
<i>Segmental Baffle</i>	0.03889
<i>Helical Baffle</i> 7 ⁰	0.01952
<i>Helical Baffle</i> 13 ⁰	0.03883

Setelah mendapatkan nilai S maka dapat diketahui kecepatan massa aliran fluida yang nantinya akan dijadikan data validasi hasil eksperimen Zhang menggunakan persamaan 3.1. Hasil perhitungan dijabarkan dalam tabel 3.5 di bawah ini:

Tabel 3.5 Hasil Perhitungan kecepatan massa aliran

Variasi <i>Baffle</i>	Debit aliran (m ³ /h)	u _s (m/s)
<i>Segmental Baffle</i>	50	0.3562
	80	0.5700
	100	0.7125
	120	0.8550
	150	1.0688
<i>Helical Baffle</i> 7 ⁰	50	0.7115
	80	1.1384
	100	1.4230
	120	1.7076
	150	2.1345
<i>Helical Baffle</i> 13 ⁰	50	0.4105
	80	0.6568
	100	0.8210
	120	0.9853
	150	1.2316

Data kecepatan massa aliran di atas kemudian dimasukkan dalam kecepatan input pada simulasi sehingga dapat diketahui temperature output fluida yang digunakan untuk mencari koefisien perpindahan panas. Tabel 3.6 di bawah ini adalah temperature output yang dihasilkan dari simulasi dengan variasi kecepatan di atas:

Tabel 3.6 T_{out} hasil simulasi

Variasi <i>Baffle</i>	u_s (m/s)	T_{out} (K)
<i>Segmental Baffle</i>	0.35629	306.4218
	0.570064	306.4463
	0.71258	306.6730
	0.855096	306.8653
	1.068869	306.9608
<i>Helical Baffle</i> 7 ⁰	0.711511	302.5327
	1.138417	302.9088
	1.423022	303.1447
	1.707626	303.1762
	2.134533	303.6014
<i>Helical Baffle</i> 13 ⁰	0.410543	306.5606
	0.6568689	306.7950
	0.8210861	306.6159
	0.9853033	306.5125
	1.2316291	306.9581

Dari data yang telah diketahui di atas maka besarnya perbedaan temperature rata-rata logaritmik (ΔT_{lmtd}) dapat dicari dengan persamaan 2.23. Data hasil perhitungan disajikan dalam tabel 3.7 di bawah ini:

Tabel 3.7 Perhitungan ΔT_{lmtd}

Variasi <i>Baffle</i>	Debit aliran (m ³ /h)	ΔT_{lmtd} (K)
<i>Segmental Baffle</i>	50	2.9154
	80	2.9226
	100	2.9888
	120	3.0445
	150	3.0721
<i>Helical Baffle 7⁰</i>	50	1.6493
	80	1.7877
	100	1.8719
	120	1.8830
	150	2.0302
<i>Helical Baffle 13⁰</i>	50	2.9560
	80	3.0242
	100	2.9722
	120	2.9420
	150	3.0713

Untuk mendapatkan *heat transfer coefficient* (U) maka harus dihitung terlebih dahulu *heat transfer rate* (Q) dan luasan perpindahan panas (A). Perhitungan *heat transfer rate* dapat dilakukan dengan persamaan 3.4:

$$Q = \rho \cdot q \cdot C_p (T_{out} - T_{in}) \dots\dots\dots(3.4)$$

Sehingga dihasilkan nilai Q untuk variasi kecepatan massa aliran dan variasi jenis *baffle*, ditampilkan dalam tabel 3.8 berikut:

Tabel 3.8 Hasil perhitungan Q

Variasi <i>Baffle</i>	u_s (m/s)	Q (W)
<i>Segmental Baffle</i>	0.3562	535076.21
	0.5700	854989.70
	0.7125	1055681.5
	0.8550	1253526.2
	1.0688	1558651.0
<i>Helical Baffle</i> 7°	0.7115	647087.00
	1.1384	1018004.0
	1.4230	1258921.0
	1.7076	1508524.0
	2.1345	1848919.0
<i>Helical Baffle</i> 13°	0.4105	531078.60
	0.6568	838920.00
	0.8210	1058967.0
	0.9853	1277907.0
	1.2316	1558889.0

Untuk mencari luasan perpindahan panas fluida (A) menggunakan persamaan 3.5 di bawah ini:

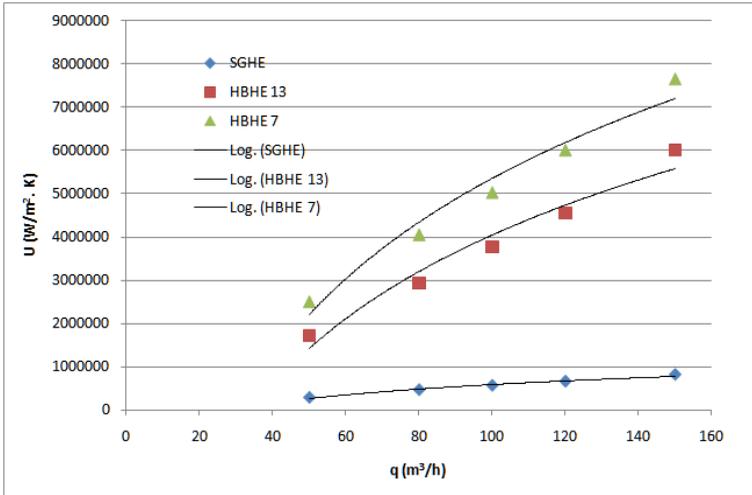
$$\begin{aligned}
 A &= \pi d_o l N && \dots\dots\dots(3.5) \\
 &= 3.14 \times 0.019 \times 1.5 \times 7 \\
 &= 0.626748
 \end{aligned}$$

Sehingga dengan persamaan 2.26 didapatkan *heat transfer coefficient* (U) pada sisi *shell*. Hasil perhitungan disajikan dalam tabel 3.9 di bawah ini:

Tabel 3.9 Hasil perhitungan *heat transfer coefficient*

Variasi <i>Baffle</i>	u_s (m/s)	U (W/m ² . K)
<i>Segmental Baffle</i>	0.3562	292835.7
	0.5700	466763.1
	0.7125	563560.8
	0.8550	656926.1
	1.0688	809502.9
<i>Helical Baffle</i> 7 ⁰	0.7115	1702836
	1.1384	2903720
	1.4230	3760022
	1.7076	4532308
	2.1345	5989248
<i>Helical Baffle</i> 13 ⁰	0.4105	2504827
	0.6568	4048042
	0.8210	5021913
	0.9853	5998621
	1.2316	7639204

Dari hasil perhitungan di atas didapatkan data yang digunakan untuk validasi hasil eksperimen Zhang. Validasi dilakukan dengan pengeplotan grafik hubungan antara debit aliran dengan *heat transfer coefficient*. Grafik hubungan antara *heat transfer coefficient* dan debit aliran hasil simulasi disajikan pada gambar 3.2 di bawah ini:



Gambar 3.2 Grafik hubungan antara debit dengan koefisien konveksi hasil simulasi CFD

Setelah dilakukan perhitungan mengenai *heat transfer coefficient* maka dapat diketahui *Reynolds Number* dari persamaan di bawah ini:

$$Re = \frac{\rho d_e u_s}{\mu} \dots\dots\dots(3.6)$$

Dari persamaan di atas d_e dapat diketahui dari persamaan di bawah ini:

$$\begin{aligned} d_e &= \frac{1.27t^2}{d_o} - d_o \dots\dots\dots(3.7) \\ &= \frac{1.27(0.025)^2}{0.019} - 0.019 \\ &= 0.02277635 \end{aligned}$$

Sehingga nilai *Reynolds number* dapat diketahui dengan mensubstitusikan hasil perhitungan di atas ke dalam persamaan 3.9. Hasil perhitungan *Reynolds number* dengan variasi kecepatan pada tiga jenis *baffle* disajikan dalam tabel 3.10 berikut ini:

Tabel 3.10 Hasil perhitungan *Reynolds number*

Variasi <i>Baffle</i>	u_s (m/s)	Re
<i>Segmental Baffle</i>	0.3562	11590.62
	0.5700	18545.00
	0.7125	23181.25
	0.8550	27817.50
	1.0688	34771.88
<i>Helical Baffle 7⁰</i>	0.7115	23146.49
	1.1384	37034.38
	1.4230	46292.98
	1.7076	55551.57
	2.1345	69439.47
<i>Helical Baffle 13⁰</i>	0.4105	13355.56
	0.6568	21368.90
	0.8210	26711.13
	0.9853	32053.36
	1.2316	40066.69

Setelah itu perhitungan *Nusselt number* dilakukan dengan persamaan sesuai eksperimen Zhang di bawah ini:

$$Nu = \frac{U d_e}{\lambda} \dots\dots\dots(3.8)$$

Dimana λ adalah nilai konduktivitas termal dari *shell*. Maka dari hasil perhitungan yang telah dilakukan menggunakan persamaan 3.10 di atas didapatkan hasil yang ditampilkan dalam tabel di bawah ini:

Tabel 3.11 Hasil perhitungan *Nusselt number*

Variasi <i>Baffle</i>	u_s (m/s)	Nu
<i>Segmental Baffle</i>	0.3562	10620.57
	0.5700	16928.57
	0.7125	20439.23
	0.8550	23825.41
	1.0688	29359.06
<i>Helical Baffle</i> 7°	0.7115	61758.48
	1.1384	105312.2
	1.4230	136368.5
	1.7076	164377.8
	2.1345	217218.1
<i>Helical Baffle</i> 13°	0.4105	90845.12
	0.6568	146814.4
	0.8210	182134.8
	0.9853	217558.1
	1.2316	277058.8

Salah satu parameter dalam perhitungan performa *heat exchanger* adalah *pressure drop* dimana dalam hal ini perhitungan *pressure drop* dilakukan menurut persamaan yang didapat dari persamaan factor friksi:

$$\Delta P = f (0.5 \rho u^2) \frac{l}{d_e} \dots\dots\dots(3.9)$$

Dimana factor friksi pada fasa tunggal dapat dicari dengan persamaan (Moody, 1944):

$$f = \frac{64}{Re} \dots\dots\dots(3.10)$$

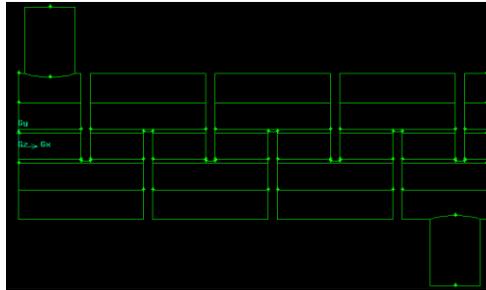
Sehingga didapatkan hasil perhitungan *pressure drop* (ΔP) dengan mensubstitusikan persamaan 3.13 ke persamaan 3.12. Hasil perhitungan ditampilkan dalam tabel 3.12 di bawah ini:

Tabel 3.12 Hasil perhitungan *pressure drop*

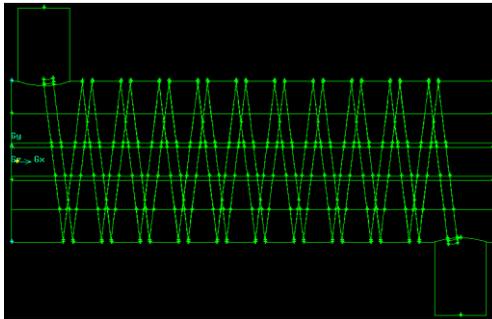
Variasi <i>Baffle</i>	u_s (m/s)	ΔP (Pa)
<i>Segmental Baffle</i>	0.3562	22.9119
	0.5700	36.6591
	0.7125	45.8239
	0.8550	54.9887
	1.0688	68.7359
<i>Helical Baffle</i> 7°	0.7115	45.7552
	1.1384	73.2083
	1.4230	91.5104
	1.7076	109.812
	2.1345	137.265
<i>Helical Baffle</i> 13°	0.4105	26.4008
	0.6568	42.2413
	0.8210	52.8016
	0.9853	63.3620
	1.2316	79.2025

3.4 Variasi Objek Penelitian

Variasi objek penelitian yang dilakukan adalah dengan memodifikasi sudut *baffle* yang awalnya hanya menggunakan *segmental baffle*. Variasi sudut *baffle* yang diberikan adalah sudut 7 dan 13 derajat. Untuk dimensi *baffle single segmental* mempunyai potongan *baffle* sebesar 40% dan untuk tipe *baffle helical* mempunyai potongan *baffle* 50% yang disusun secara melingkar. Variasi jenis *baffle* ditunjukkan Gambar 3.3 dan gambar 3.4 berikut:



Gambar 3.3 *Single Segmental Baffle*



Gambar 3.4 *Helical Baffle*

3.5 Simulasi CFD

Simulasi aliran fluida udara dalam penelitian ini dilakukan dengan *heat exchanger* tiga jenis berbeda menggunakan simulasi secara tiga dimensi. Pertimbangan pemilihan tiga dimensi berdasarkan panduan metode yang digunakan pada penelitian sebelumnya, serta kebutuhan daya komputasi lebih dan keakuratan yang lebih. Metode penelitian sebelumnya merupakan eksperimen sehingga perlu dilakukan simulasi tiga dimensi untuk hasil yang akurat, dengan memiliki tiga tahapan yaitu:

3.5.1 Pre-Processing

Tahapan *Pre-Processing* merupakan tahapan dalam mempersiapkan model geometri awal yang akan disimulasikan. Tahap awal menggambar desain geometri tiga dimensi variasi sudut *baffle* dan batas dengan program Gambit. Proses Awal menggambar penentuan langsung dari geometri volume dengan teknik top-down. Langkah pertama adalah membuat *shell* dengan inlet *tube* dan outlet *tube* menggunakan teknik top-down, dengan cara memasukkan nilai dimensi dalam menu geometri silinder. Setelah ketiganya jadi lalu dilakukan penyatuan dengan menu unite. Setelah itu dengan menu silinder membuat *tube* dan *baffle* sesuai dengan jumlah yang ditentukan, lalu gabungkan keduanya dengan menu unite. Setelah jadi *shell* dan *tube-baffle* tadi lalu dipotong dengan menu *subtract*. Hasil geometri lalu dilakukan Penentuan parameter fisis dari kondisi batas dari model fluida yang digunakan. Untuk kondisi kontinum fluida bernama SGHE untuk *segmental baffle* dan HBHE untuk *helical baffle* didefinisikan sebagai fluida Air. Berikut adalah kondisi dan kondisi *continum* batas yang digunakan, ditampilkan pada data di bawah ini:

Tabel 3.13 Bidang batas

Spesifikasi	Batas
Inlet	Velocity inlet
<i>Shell</i>	Wall Adiabatik
<i>Tube</i>	Wall heat fluks
<i>Baffle</i>	Wall Adiabatik
Outlet	Outflow

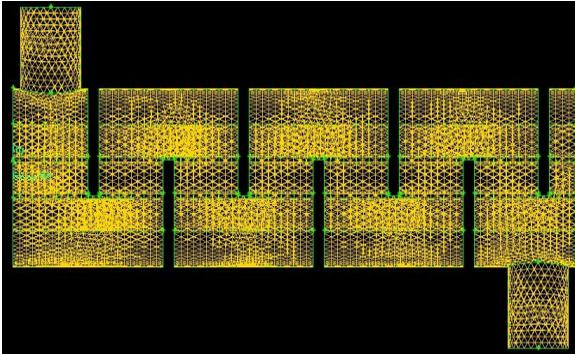
Langkah Berikut setelah menentukan geometri dan batas bidang nya maka selanjutnya dengan diskritisasi dengan *mesh* volume. Diskritisasi bisa dianalogikan sebagai lingkaran yang di dalamnya tersusun banyak segitiga. *Mesh* diatur dengan nilai *grading* dengan ukuran dan kerapatan semakin kecil. Mesh

dikatakan memiliki konvergensi jika banyaknya segitiga dalam lingkaran yang ada pada area mendekati area lingkaran. Worst element adalah kondisi dimana kualitas mesh pada elemen tersebut buruk terjadi jika sudut elemen mendekati sudut ekstrim 0^0 atau 180^0 (Mottram & Shaw, 1996).

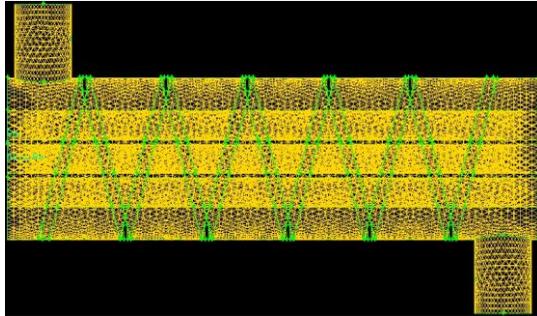
Tabel 3.14 Jumlah elemen *Mesh* tiap variasi *baffle*

Variasi <i>Baffle</i>	Jumlah elemen	Worst element
<i>Single Segmental</i>	175.984	0.8538
<i>Helical 7⁰</i>	162.192	0.9671
<i>Helical 13⁰</i>	155.278	0.9696

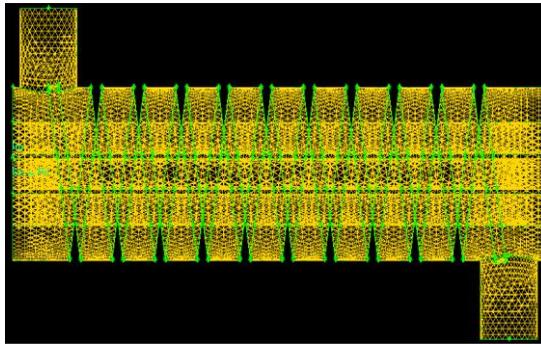
Dalam penelitian ini dilakukan meshing dengan tipe mesh yang sama yaitu Tet/Hybrid: TGrid dengan *spacing* sebesar 0.2 dengan rata-rata *worst element* tidak lebih dari 0.97. berikut hasil meshing dari 3 geometri:



Gambar 3.5 *Meshing Single Segmental Baffle*



Gambar 3.6 *Meshing Helical Baffle 13⁰*



Gambar 3.7 *Meshing Helical Baffle 7⁰*

3.5.2 *Solving*

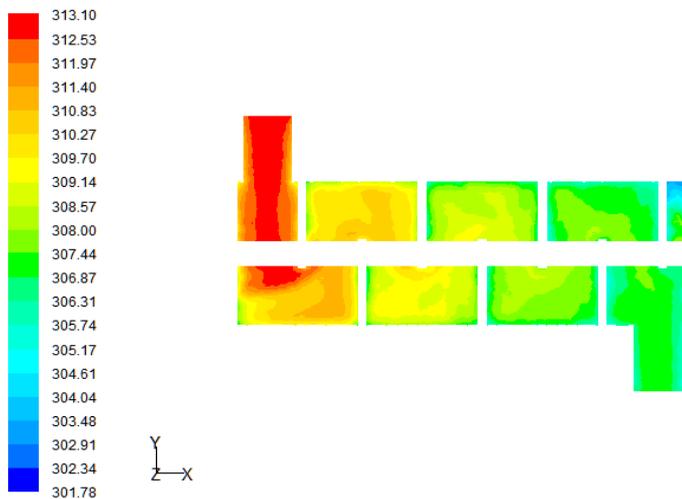
Tahapan *solving* berupa beberapa tahap mulai menentukan skala model, model metode *solver*, penentuan kondisi batas kriteria konvergensi hingga menghitung iterasi dengan menggunakan persamaan yang ditentukan hingga bernilai konvergen. Skala diskritisasi yang digunakan adalah satu skala satuan mewakili panjang 1 cm. Simulasi yang digunakan dalam kondisi tunak. Persamaan yang digunakan untuk penyelesaian yaitu persamaan energi dan model turbulen k-epsilon standart. Berikut detail penentuan tahap *solving* simulasi pada Tabel 3.15.

Tabel 3.15 Penentuan Parameter simulasi tahap *solving*

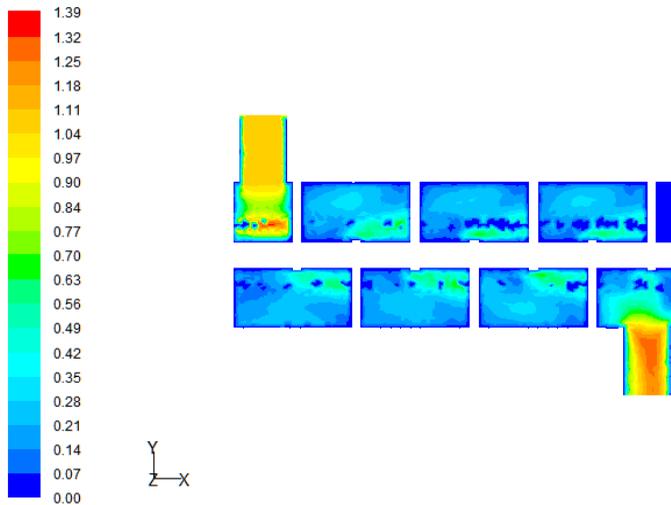
<i>Viscous Model</i>	<ul style="list-style-type: none"> • <i>Energy Equation</i> • <i>K-epsilon standart</i>
Model Geometri	<i>Steady 3 dimensi , Segreaged</i>
Material Property	<i>Fluid: Water Liquid (Air)</i> <i>Solid :Steel</i>
Keadaan	<i>Steady</i>
Batas Iterasi Maksimum	1000
<i>Velocity Magnitude</i>	1.08024 m/s
<i>Turbulence</i>	<i>Specification Method:</i> <i>Intensity and Length scale</i> <i>Turbulent intensity : 2,73%</i> <i>Turbulent length scale: 0,56</i>
Kriteria Iterasi Konvergensi	<i>Continuity 1e-06</i> <i>x-velocity 1e-05</i> <i>y-velocity 1e-05</i> <i>z-velocity 1e-05</i> <i>energy 10⁻⁶</i>
Discretization	<i>pressure: second order</i> <i>momentum: second order upwind</i> <i>T. kinetic energy: second order</i> <i>T. Dissipation Rate: second order</i> <i>Energy: second order upwind</i>

3.5.3 *Post-Processing*

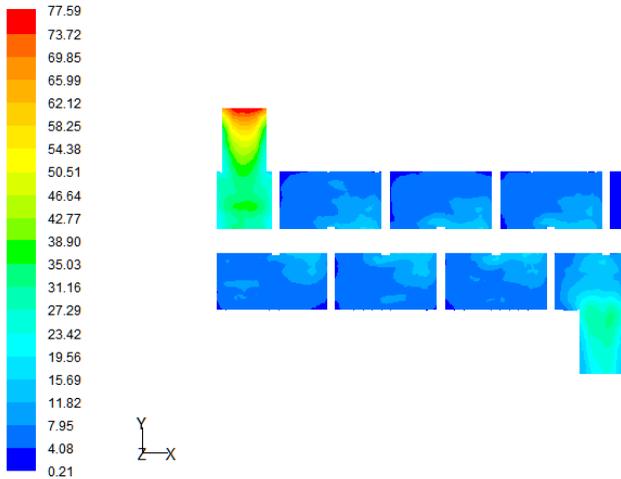
Tahapan *post-processing* adalah tahap saat data hasil perhitungan iterasi simulasi CFD yang telah ditampilkan berupa visualisasi meliputi gambar kontur distribusi temperature dan kecepatan, arah vektor temperature dan kecepatan dan kontur *turbulence* pada daerah sekitar *heat exchanger* dengan variasi objek pada sudut dan jenis *baffle*. Hasil simulasi ditampilkan dalam bentuk data kontur Gambar 3.8 berikut:



(a)



(b)



(c)

Gambar 3.8 Hasil Simulasi Kontur Temperatur (a), Distribusi Kecepatan (b) dan Turbulensi (c) pada *Single Segmental Baffle HE*

Hasil dari *Post-Processing*, hasil simulasi diambil data dalam bentuk nilai parameter fisis temperature, dan kecepatan, untuk diolah menjadi data distribusi profil peningkatan koefisien perpindahan panas konveksi dan distribusi pressure drop, dibandingkan nilainya secara kuantitatif dalam bentuk plot grafik. Hasil simulasi model dari eksperimen Zhang selanjutnya dibandingkan sebagai verifikasi. setelah nilai tren grafik mendekati, maka selanjutnya dilakukan simulasi dengan variasi dari kemiringan sudut *baffle* untuk dibandingkan kembali untuk diketahui kinerja aliran yang terbaik dari parameter plot grafik, berdasarkan data parameter tersebut.

Data kuantitatif dan kualitatif yang sudah diolah kemudian diinvestigasi lebih lanjut untuk mengetahui karakterisasi aliran fluida dalam tiga jenis heta exchanger dengan jenis dan sudut *baffle* yang berbeda.

BAB IV HASIL DAN ANALISA

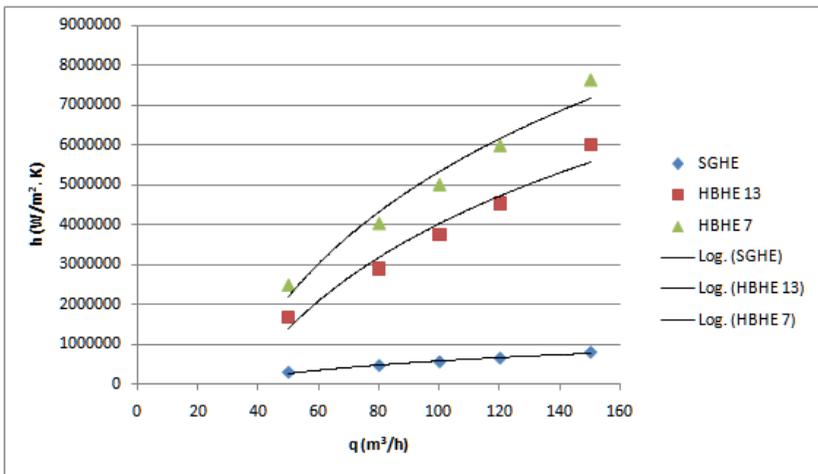
4.1 Verifikasi Hasil Simulasi dengan Eksperimen Zhang

Hasil simulasi yang telah dilakukan, berdasarkan model dasar *heat exchanger*, dengan penentuan parameter fisis domain komputasi dari penelitian eksperimen Zhang. Variabel yang diadaptasi secara sama dalam bentuk dimensi model maupun dalam bentuk parameter aliran. Parameter dimensi model *heat exchanger* dasar terdiri dari diameter *shell* (D) berukuran 50 cm, variasi sudut *baffle* sebesar 7° dan 13° , diameter *tube* sebesar 19 cm dan panjang *shell* sebesar 150 cm. Parameter aliran yang sama antara eksperimen dan simulasi CFD berupa temperature input sebesar 313 K, kecepatan aliran fluida yang bervariasi seperti dijabarkan dalam tabel hasil perhitungan, bersifat *inkompresible* serta nilai *heat* fluks pada *tube* sebesar 6.894 W/m².

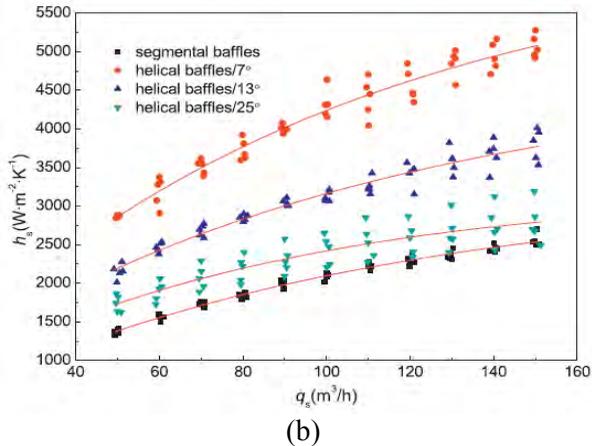
Untuk memastikan bentuk kondisi simulasi memiliki nilai pendekatan yang sesuai dari hasil fisis eksperimen, nilai parameter tersebut dimasukkan dalam parameter simulasi. Verifikasi hasil simulasi diperlukan sebelum melangkah ke simulasi variasi *sudut baffle*. Verifikasi simulasi CFD dipengaruhi nilai dari ukuran geometri, inisialisasi kondisi awal, penentuan kondisi batas. Apabila hasil verifikasi mampu mendekati nilai dari eksperimen sedekat mungkin dan memiliki tren yang sama maka dapat disimpulkan bahwa simulasi yang telah kita lakukan memiliki parameter geometri inisialisasi dan kondisi batas yang telah sesuai dengan eksperimen (Jiyuan dkk, 2008).

Data verifikasi diambil dengan menggunakan persamaan perpindahan panas pada *heat exchanger* (Incropera). Dengan menggunakan variasi kecepatan yang didapat dari hasil pengukuran debit aliran yang telah diketahui dari hasil eksperimen. Selanjutnya membandingkan *heat transfer* koefisien yang terjadi antara eksperimen dengan hasil simulasi. Pengambilan data temperature overall dilakukan pada hasil simulasi yang nantinya akan dihitung berdasarkan parameter kecepatan yang telah ditentukan dari hasil eksperimen Zhang.

Verifikasi diambil pada 5 variasi kecepatan aliran input yang berbeda dengan tujuan membandingkan nilai hasil simulasi mampu mendekati nilai hasil eksperimen. Verifikasi ini bertujuan membandingkan nilai hasil simulasi mampu mendekati nilai dari hasil eksperimen. Grafik perbandingan nilai *heat transfer coefficient* antara hasil simulasi CFD dan eksperimen yang telah dilakukan Zhang. Berikut Gambar 4.1, yaitu perbandingan plot distribusi *heat transfer coefficient* simulasi dan eksperimen.



(a)

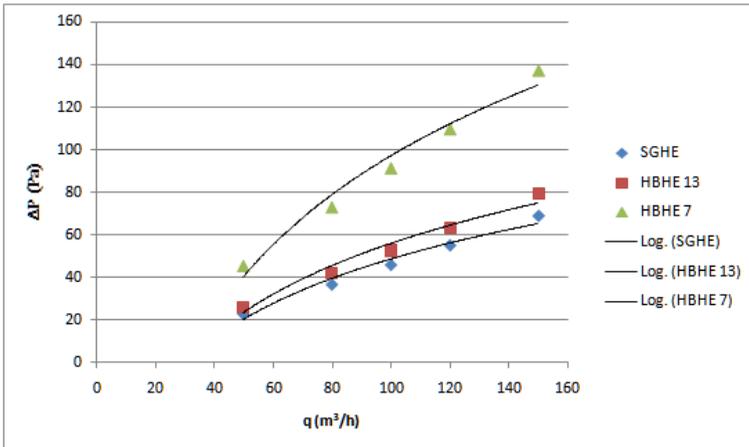


Gambar 4.1 Perbandingan tren grafik *heat transfer coefficient* pada (a) simulasi CFD (b) eksperimen Zhang.

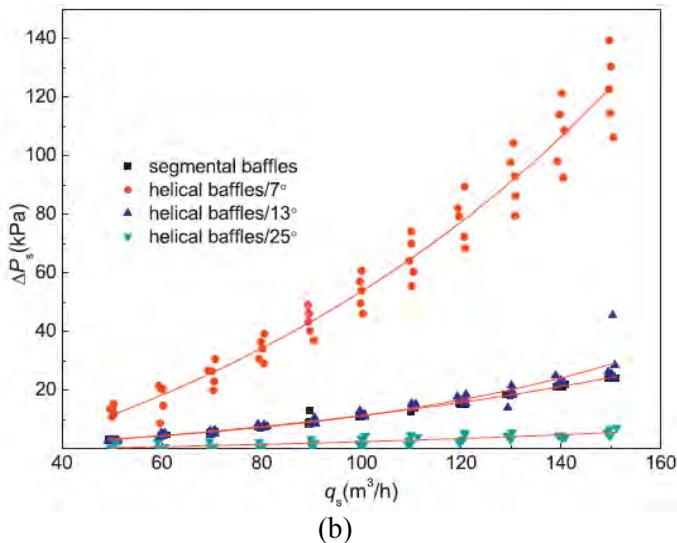
Berdasarkan hasil verifikasi simulasi yang telah dilakukan pada gambar 4.1 (a) dengan membandingkan data eksperimen Zhang dan dengan simulasi diperoleh tren grafik *heat transfer* koefisien yang mendekati nilai yang dihasilkan dari hasil eksperimen pada gambar 4.1 (b). Range debit aliran yang dipakai dalam input simulasi yaitu antara $50 \text{ m}^3/\text{h}$ hingga $150 \text{ m}^3/\text{h}$ yang dibagi dalam 5 titik. Pada gambar 4.1 menunjukkan hasil simulasi dengan nilai *heat transfer coefficient* yang lebih tinggi 100 kali dari nilai hasil eksperimen Zhang. Misalnya pada titik terendah yaitu pada grafik yang menunjukkan *heat transfer coefficient* pada single *segmental baffle* yang bernilai hingga 2×10^5 dibandingkan hasil eksperimen yang hanya berada pada titik 1.25×10^3 . Terdapat perbedaan nilai yang sangat signifikan pada setiap nilai *heat transfer coefficient* antara hasil simulasi dengan hasil eksperimen Zhang yang disebabkan karena factor aliran yang memiliki nilai pendekatan geometri dan turbulensi yang tidak bisa sama persis nilainya didekati dengan kondisi simulasi. Secara keseluruhan dapat dilihat bahwa tren grafik di atas menunjukkan hasil simulasi dan hasil eksperimen memiliki tren yang sama pada

nilai *heat transfer coefficient*-nya. Dengan mengabaikan hasil pengukuran eksperimen dan simulasi, dapat dilihat bahwa nilai keduanya semakin meningkat seiring dengan penambahan debit aliran fluida baik itu pada *single segmental baffle* maupun pada *helical baffle*. *Heat transfer coefficient* tertinggi yang pada hasil eksperimen terjadi pada *helical baffle* dengan sudut *baffle* terkecil ternyata mengalami perbedaan nilai pada hasil simulasi. Hal ini bisa disebabkan penentuan geometri pada saat simulasi tidak merepresentasikan geometri sebenarnya yang dipakai dalam eksperimen Zhang. Sementara pada *single segmental baffle* tren dari dua grafik tersebut identik antara keduanya hal itu menunjukkan validitas simulasi seperti yang dikatakan Jiyuan dkk.

Parameter berikutnya yang digunakan adalah membandingkan nilai *pressure drop* di sepanjang sisi *shell* pada model geometri *heat exchanger*. Gambar 4.2 menunjukkan grafik hubungan antara *pressure drop* dengan debit aliran fluida yang dibandingkan antara hasil simulasi dengan hasil eksperimen Zhang.



(a)



Gambar 4.2 Perbandingan tren grafik *pressure drop* pada (a) simulasi CFD (b) eksperimen Zhang.

Berdasarkan hasil verifikasi simulasi yang telah dilakukan pada gambar 4.2 (a) dengan membandingkan data eksperimen Zhang dan dengan simulasi diperoleh tren grafik *pressure drop* yang mendekati nilai yang dihasilkan dari eksperimen pada gambar 4.2 (b). Dengan range debit aliran yang sama dengan input simulasi sebelumnya menunjukkan hasil simulasi dengan nilai *pressure drop* yang lebih tinggi 4 kali dari nilai hasil eksperimen Zhang. Misalnya pada titik tertinggi pada grafik yang menunjukkan *pressure drop* pada *helical baffle* dengan sudut *baffle* terendah yang bernilai 40 Pa dibandingkan dengan hasil eksperimen yang hanya berada pada titik 10 Pa. Terdapat perbedaan nilai yang sangat signifikan pada setiap nilai *pressure drop* antara hasil simulasi dengan eksperimen sebenarnya. Hal ini disebabkan karena variabel fisis aliran yang dalam proses perhitungannya memiliki nilai pendekatan geometri dan turbulensi yang tidak sama persis nilainya ketika didekati dengan kondisi simulasi. Secara keseluruhan dapat dilihat bahwa tren grafik menunjukkan bahwa hasil simulasi dan eksperimen

memiliki tren yang sama pada nilai *pressure drop*-nya. Dengan mengabaikan hasil pengukuran eksperimen dan simulasi, dapat dilihat bahwa nilai keduanya semakin meningkat seiring dengan penambahan debit aliran fluida baik itu pada *single segmental baffle* maupun pada *helical baffle*. *Heat transfer coefficient* tertinggi yang pada hasil eksperimen terjadi pada *helical baffle* dengan sudut *baffle* terkecil ternyata mengalami perbedaan nilai pada hasil simulasi. Hal ini bisa disebabkan penentuan geometri pada saat simulasi tidak merepresentasikan geometri sebenarnya yang dipakai dalam eksperimen Zhang. Secara keseluruhan pada tiga variasi *baffle* tren dari dua grafik tersebut identik antara keduanya hal itu menunjukkan validitas simulasi.

4.2 Pengaruh Variasi Jenis dan Sudut *Baffle*

Variasi jenis dan sudut *baffle* memiliki pengaruh pada karakterisasi aliran fluida dalam *heat exchanger*. Sesuai dengan persamaan 3.1 dimana kecepatan aliran fluida yang dipengaruhi oleh debit aliran dan konstanta S yaitu daerah aliran fluida pada tengah *shell* yang memiliki nilai berbeda antara *baffle segmental* dan *helical*. Perbedaan nilai konstanta S dipengaruhi oleh *baffle pitch* yaitu jarak antara puncak ke puncak *baffle* selanjutnya pada *helical baffle* seperti yang dijabarkan pada persamaan 3.2 dan 3.3 pada eksperimen Zhang (Karl, 1996).

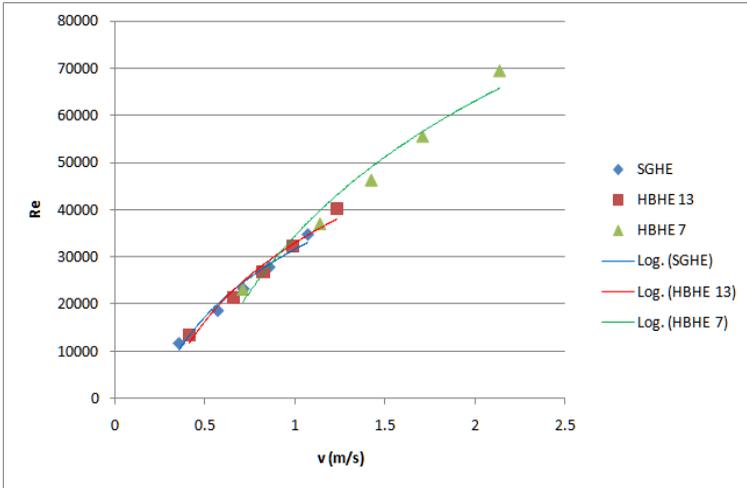
Dengan pengaruh yang signifikan antara variasi jenis *baffle* dengan kecepatan aliran fluida dalam *shell* maka akan berpengaruh juga pada temperatur, tekanan dan proses perpindahan panas yang terjadi pada daerah-daerah tersebut sesuai dengan hukum kontinuitas. Beda temperatur terjadi secara signifikan khususnya pada daerah yang terjadi kontraksi atau penyempitan area sehingga semakin kecil *baffle pitch* dengan laju aliran massa yang tetap akan terjadi beda temperatur yang signifikan karena terjadi peningkatan kecepatan rata-rata. Untuk itulah pada pembahasan investigasi karakterisasi aliran fluida ini difokuskan pada analisis secara kualitatif dan kuantitatif pada parameter temperatur, kecepatan, *heat transfer coefficient* dan *pressure drop*.

4.2.1 Analisis kecepatan fluida

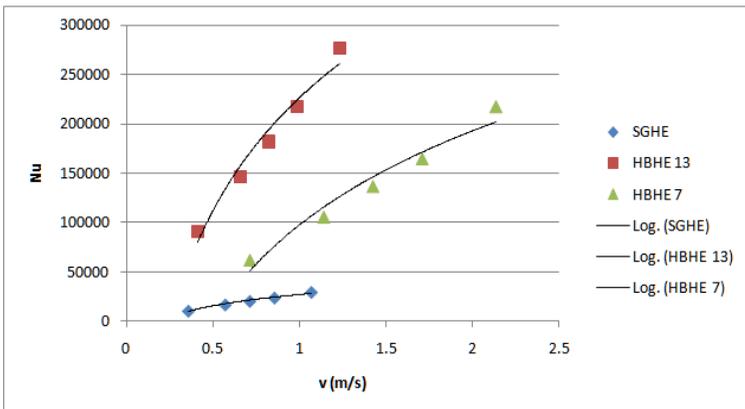
Analisis pengaruh kecepatan fluida pada variasi tiga jenis *baffle* yang berbeda dilakukan secara kuantitatif yaitu menggunakan analisis grafik hasil simulasi dan kualitatif dengan menganalisis kontur kecepatan yang juga didapat dari hasil simulasi. Analisis pengaruh kecepatan fluida secara kuantitatif dilakukan dengan perhitungan Reynolds dan Nusselt *number* sesuai dengan persamaan 3.6 dan 3.8. Dengan terlebih dahulu memasukkan nilai variabel fisis yang dihasilkan dari simulasi ke dalam kedua persamaan tersebut maka dapat dihasilkan bilangan Reynolds dan Nusselt pada variasi tiga jenis *baffle* yang berbeda.

Sesuai dengan persamaan 3.1 kecepatan aliran fluida dapat ditentukan dari nilai debit dan *baffle pitch* yang telah diketahui dari data hasil eksperimen dan data simulasi yang telah dilakukan. Nilai kecepatan tersebut diambil dari 5 nilai debit aliran yang berbeda dari masing-masing jenis *baffle* yang semakin meningkat. Hasil perhitungan yang menghasilkan nilai kecepatan fluida ditunjukkan pada tabel 3.5 dimana kecepatan aliran meningkat seiring dengan nilai *baffle pitch* yang terus menurun. Dengan mensubstitusikan nilai variasi kecepatan aliran fluida masing-masing jenis *baffle* maka bilangan Reynolds (Re) dapat diketahui.

Kemudian setelah terlebih dahulu mengetahui distribusi koefisien perpindahan panas pada masing-masing jenis *baffle* dengan peningkatan nilai kecepatan aliran fluida sesuai pada tabel 3.9 maka dapat diketahui Nusselt *number*. Substitusikan nilai koefisien perpindahan panas pada persamaan 3.8 maka akan diketahui nilai bilangan Nusselt seperti yang tertera pada tabel 3.11.



Gambar 4.3 Grafik hubungan antara kecepatan aliran fluida (v) dengan bilangan Reynolds (Re).



Gambar 4.4 Grafik hubungan antara kecepatan aliran fluida (v) dengan bilangan Nusselt (Nu).

Pada gambar 4.3 memperlihatkan bahwa semakin besar kecepatan fluida (v) pada temperatur input fluida panas yang konstan maka nilai bilangan Reynolds (Re) akan semakin meningkat. Peningkatan nilai bilangan Reynolds akan mencapai optimal pada kecepatan fluida pada jenis *helical baffle* dengan sudut *baffle* terkecil yaitu pada kecepatan (v) = 2.13 m/s pada jenis *helical baffle* dengan sudut 7^0 dan minimum pada kecepatan fluida (v) = 0.35 m/s pada jenis *baffle single segmental*. Untuk kecepatan aliran fluida (v) < 1.0 m/s terjadi peningkatan bilangan Reynolds (Re) tidak signifikan dengan kenaikan yang tidak begitu landai sedangkan untuk kecepatan fluida (v) > 1.0 m/s terjadi kenaikan bilangan Reynolds yang signifikan dengan gradien kenaikan yang landai.

Fenomena ini memperlihatkan bahwa bilangan Reynolds merupakan rasio antara gaya inersia terhadap gaya viskous yang mengkuantifikasikan hubungan kedua gaya tersebut dengan suatu kondisi aliran tertentu. Semakin besar kecepatan (v) fluida maka semakin besar pula bilangan Reynolds (Re) dan begitu pula sebaliknya bahwa semakin kecil harga kecepatan fluida (v) semakin kecil pula bilangan Reynolds (Re). Kecepatan fluida (v) yang besar akan menyebabkan laju aliran massa fluida panas, hal ini sesuai pula dengan persamaan bilangan Reynold yang merupakan perbandingan lurus dengan laju aliran massa fluida panas seperti yang ditunjukkan persamaan berikut:

$$Reh = \frac{4m_h}{\pi.d_i.\mu_h} \dots\dots\dots(4.1)$$

Gambar 4.4 memperlihatkan bahwa semakin besar kecepatan fluida (v) pada temperatur input fluida panas konstan maka bilangan Nusselt akan meningkat signifikan dengan kenaikan gradien grafik yang curam, kondisi ini terjadi pada kecepatan fluida (v) > 1.0 m/s pada jenis *helical baffle* sedangkan pada kecepatan fluida (v) < 1.0 m/s terjadi kenaikan bilangan Nusselt namun tidak begitu signifikan. Bilangan Nusselt optimal pada kecepatan fluida (v) = 1.23 m/s pada jenis *helical baffle*

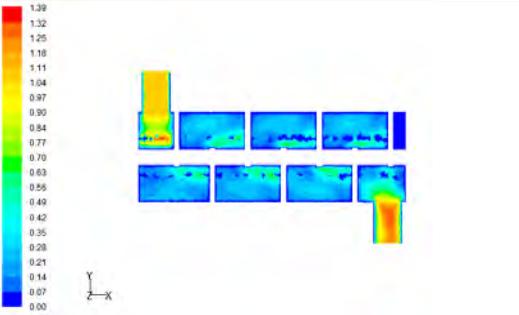
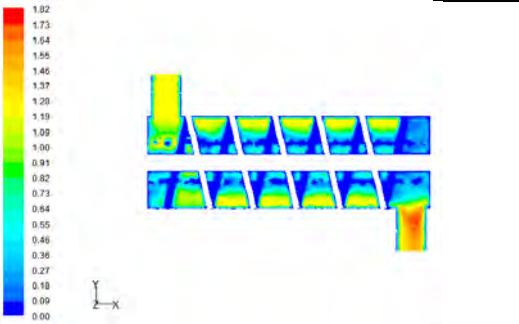
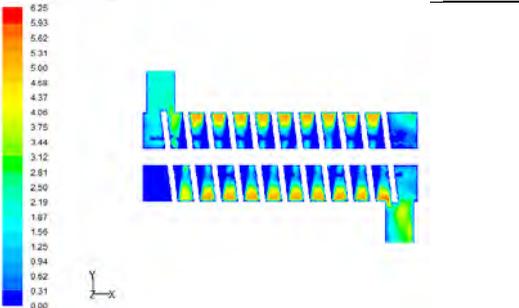
dengan sudut 13^0 dan bilangan Nusselt minimum terjadi pada kecepatan fluida (v) = 0.35 pada jenis *single segmental baffle*.

Fenomena ini terjadi karena semakin meningkatnya kecepatan fluida panas rata-rata menyebabkan bilangan Reynold meningkat, mengakibatkan bilangan Nusselt (Nu,h) semakin meningkat pula. Bilangan Nusselt merupakan salah satu parameter yang sangat penting untuk mengetahui karakteristik perpindahan panas konveksi. Dari penelitian yang telah dilakukan sebelumnya, bahwa bilangan Nusselt (Nu,h) adalah rasio antara konduksi dan konveksi. Semakin meningkatnya bilangan Nusselt (Nu,h) sebagai akibat bertambahnya kecepatan fluida (V). Karena bilangan Nusselt berbanding lurus dengan bilangan Reynold dan bilangan Pr, yang juga sesuai dengan persamaan:

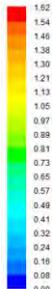
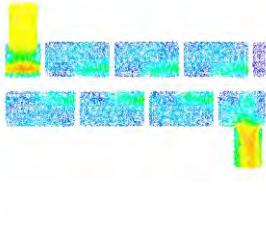
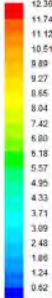
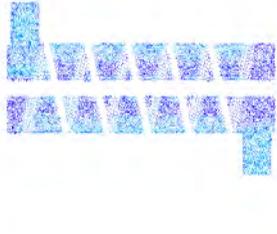
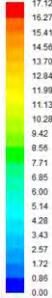
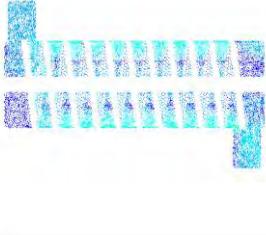
$$Nu = cRe^m Pr^{1/3} \dots\dots\dots(4.2)$$

Analisis data kualitatif diperoleh melalui gambar kontur vektor kecepatan yang diperoleh dari hasil simulasi FLUENT dimana temperatur input diasumsikan tetap yaitu sebesar 313 K sedangkan input kecepatan bervariasi tergantung dari besaran debit aliran fluida. Untuk memperoleh hasil kontur vektor kecepatan yang signifikan maka diambil kecepatan yang tertinggi dari masing-masing jenis *baffle*. Pada jenis *baffle single segmental* digunakan kecepatan fluida (v) = 1.068 m/s, *helical baffle* dengan variasi sudut 7^0 digunakan kecepatan (v) = 2.13 m/s dan untuk *helical baffle* dengan variasi sudut 13^0 digunakan kecepatan (v) = 1.23 m/s. Hasil simulasi terlihat dari Tabel 4.1 di bawah ini.

Tabel 4.1 Hasil simulasi kontur kecepatan

Variasi <i>Baffle</i>	Hasil Simulasi
<i>Segmental Baffle</i>	
<i>Helical Baffle 13⁰</i>	
<i>Helical Baffle 7⁰</i>	

Tabel 4.2 Hasil simulasi vektor kecepatan

Variasi <i>Baffle</i>	Hasil Simulasi	
<i>Segmental Baffle</i>		
<i>Helical Baffle 13⁰</i>		
<i>Helical Baffle 7⁰</i>		

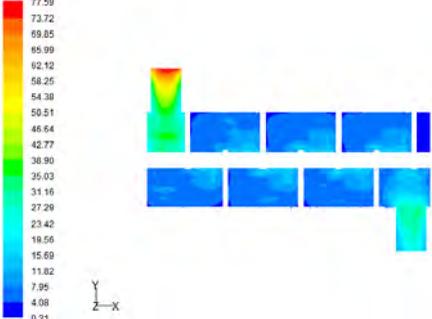
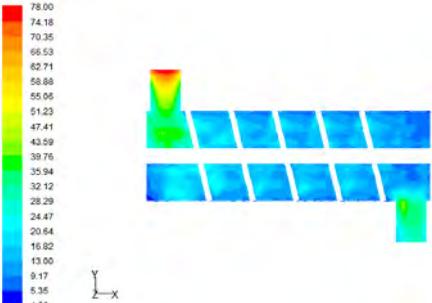
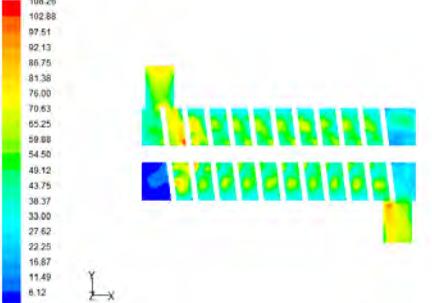
Dari gambar di atas terlihat pengaruh variasi *baffle* terhadap aliran yang terbentuk dalam sisi *shell* terbentuk dalam visualisasi kontur yang dijabarkan dalam tabel 4.1 dan vektor yang dijabarkan pada tabel 4.2. Pada variasi single *segmental baffle* kecepatan tertinggi berada pada tabung outlet aliran dimana fluida yang berolak mengalami peningkatan kecepatan aliran rata-rata ada titik tersebut. Sedangkan pada titik sentral dari dimensi *heat*

exchanger bagian *shell* terjadi peningkatan kecepatan antara 0.4 m/s hingga 0.7 m/s. Hal ini terjadi karena terjadi olakan aliran akibat terbenturnya aliran fluida dengan sekat *segmental* sehingga menyebabkan terjadinya peningkatan kecepatan rata-rata pada daerah yang dekat dengan *baffle*. Hal itu juga ditunjukkan pada aliran dekat tabung inlet dimana pada posisi tersebut kecepatan aliran masih tinggi dan belum terjadi perlambatan akibat *baffle* yang menghalangi.

Pada kedua variasi *helical baffle* kecepatan tertinggi berada pada tabung outlet aliran dimana fluida yang berolak mengalami peningkatan kecepatan aliran rata-rata ada titik tersebut. Sedangkan konsentrasi peningkatan kecepatan terjadi pada sisi selimut tabung pada *shell*. Hal ini terjadi karena luasan terkecil dari volume keseluruhan *shell* berada pada titik ini. Dengan pengaruh luas penampang yang kecil menyebabkan kecepatan rata-rata aliran semakin meningkat. Penyempitan ini terjadi karena daerah tersebut merupakan kompartemen *baffle*. Benturan akibat olakan aliran yang terjadi menjadi penyebab meningkatnya kecepatan pada sisi tersebut. Peningkatan kecepatan pada daerah tersebut berkisar antara 1.0 m/s hingga 1.25 m/s pada variasi *helical baffle* dengan sudut *baffle* 13° sedangkan pada variasi *helical baffle* dengan sudut *baffle* 7° kecepatan berkisar antara 3.0 m/s hingga 4.0 m/s.

Visualisasi hubungan antara kecepatan dengan bilangan Reynolds dapat dilihat melalui kontur turbulensi yang terjadi dalam sistem *heat exchanger*. Perlunya dilakukan analisis mengenai turbulensi dikarenakan turbulensi berpengaruh pada perpindahan panas fluida di dalam *shell*. Seperti dijabarkan pada persamaan 4.2 pada bilangan Nusselt bahwa pengaruh peningkatan nilai bilangan Reynolds berbanding lurus dengan peningkatan bilangan Nusselt yang mana hal tersebut mempengaruhi karakteristik perpindahan panas fluida. Semakin besar bilangan Nusselt maka semakin besar pula perpindahan panas konveksi yang terjadi. Visualisasi turbulensi dapat dilihat pada tabel 4.3 di bawah ini.

Tabel 4.3 Hasil simulasi kontur turbulensi

Variasi <i>Baffle</i>	Hasil Simulasi
<i>Segmental Baffle</i>	
<i>Helical Baffle 13⁰</i>	
<i>Helical Baffle 7⁰</i>	

Dari visualisasi gambar diatas dapat dianalisis turbulensi yang terjadi pada variasi *baffle* dalam *heat exchanger*. Pada *segmental baffle* persentase turbulensi terbesar yang berada pada titik sentral dalam volume *shell* berkisar antara 10% hingga 25%. Sedangkan untuk variasi *helical baffle* dengan sudut 13⁰

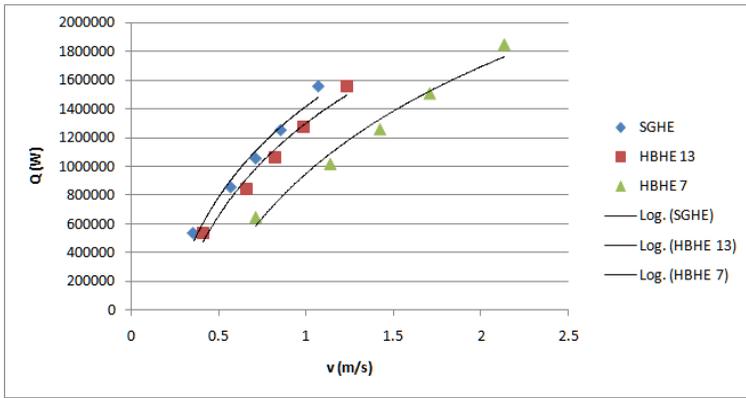
persentase turbulensi pada sisi sentral *shell* berkisar antara 15% hingga 25%. Turbulensi terbesar terjadi pada *helical baffle* dengan variasi sudut 7° , persentase turbulensi yang terjadi pada titik sentral *shell* berkisar antara 35% hingga 60%. Mengacu pada persamaan bilangan Nusselt, dapat disimpulkan bahwa variasi *helical baffle* dengan sudut *baffle* sebesar 7° memiliki nilai perpindahan panas konveksi yang lebih besar daripada *helical baffle* dengan sudut 13° dan *segmental baffle* yang nilai persentasenya lebih rendah.

4.2.2 Analisis Temperatur

Analisis temperatur fluida pada variasi tiga jenis *baffle* yang berbeda dilakukan secara kuantitatif yaitu menggunakan analisis grafik hasil simulasi dan kualitatif dengan menganalisis kontur temperatur yang juga didapat dari hasil simulasi. Analisis pengaruh temperatur fluida secara kuantitatif dilakukan dengan perhitungan *heat transfer rate* dan ΔT_{lmtd} sesuai dengan persamaan 3.4 dan 2.23. Dengan terlebih dahulu memasukkan nilai temperatur output yang dihasilkan dari simulasi ke dalam kedua persamaan tersebut maka dapat dihasilkan nilai *heat transfer rate* dan ΔT_{lmtd} pada variasi tiga jenis *baffle* yang berbeda.

Sesuai dengan persamaan 2.26 koefisien perpindahan panas dipengaruhi oleh nilai *heat transfer rate* dan ΔT_{lmtd} sehingga dengan diketahuinya temperatur output yang dihasilkan dari simulasi FLUENT bisa didapatkan nilai *heat transfer coefficient* dari *heat exchanger* pada sisi *shell*. Nilai temperatur output hasil simulasi tersebut divariasikan dari 5 nilai kecepatan aliran yang berbeda dari masing-masing jenis *baffle* yang semakin meningkat. Dari hasil nilai output tersebut dilakukan langkah perhitungan dengan mensubstitusikan temperatur output ke dalam persamaan 3.4 dan 2.23 untuk mendapatkan nilai *heat transfer rate* dan ΔT_{lmtd} . Hasil perhitungan yang menghasilkan nilai *heat transfer rate* pada sisi *shell* ditunjukkan pada tabel 3.8 dimana nilai *heat transfer rate* meningkat seiring bertambahnya kecepatan aliran fluida. Peningkatan tersebut sesuai dengan nilai

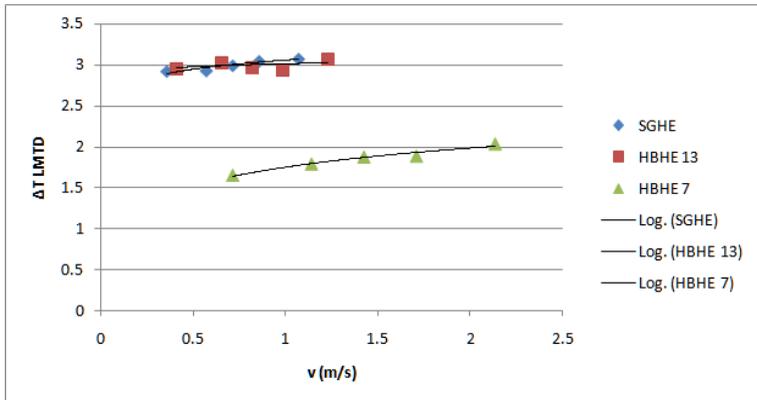
temperatur output yang dihasilkan dari simulasi. Dengan mendistribusikan nilai temperatur output fluida masing-masing jenis *baffle* maka *heat transfer rate* (Q) dapat diketahui. Hubungan antara kecepatan aliran fluida dengan *heat transfer rate* ditampilkan dalam grafik di bawah ini.



Gambar 4.5 Grafik hubungan antara *heat transfer rate* dengan kecepatan

Dari gambar grafik di atas *heat transfer rate* pada variasi *segmental baffle* (SGHE) dan *helical baffle* dengan sudut 13° (HBHE 13) memiliki gradien grafik yang identik dengan penambahan nilai kecepatan sesuai debit aliran fluida. Dengan nilai optimum *heat transfer rate* (Q) sebesar 1.5586×10^6 W pada variasi *segmental baffle* dan pada *helical baffle* 13° memiliki nilai *heat transfer rate* optimum (Q) sebesar 1.5588×10^6 W. pada variasi *helical baffle* dengan sudut 7° memiliki grafik yang cenderung berbeda dari dua grafik lain, dengan nilai optimum *heat transfer rate* (Q) sebesar 1.84×10^6 W. Dari grafik di atas dapat disimpulkan bahwa *heat transfer rate* dari variasi *segmental* dan *helical baffle* dengan sudut 13° identik dan menghasilkan nilai koefisien perpindahan panas yang identik (dengan asumsi mengabaikan variabel lain seperti luasan dan nilai T_{limd}) karena

menurut persamaan 2.26 nilai koefisien perpindahan panas berbanding lurus dengan *heat transfer rate*. *Helical baffle* dengan sudut *baffle* 7° memiliki *heat transfer* paling besar dan dengan asumsi sama dengan *segmental* dan *helical baffle* sudut 13° maka *helical baffle* dengan sudut 7° memiliki nilai koefisien perpindahan panas yang paling tinggi.



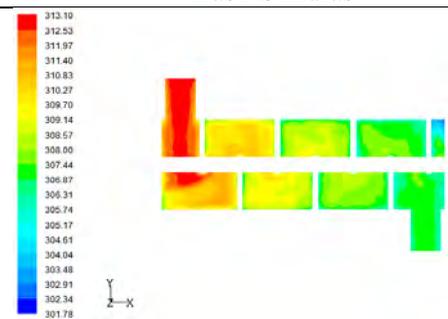
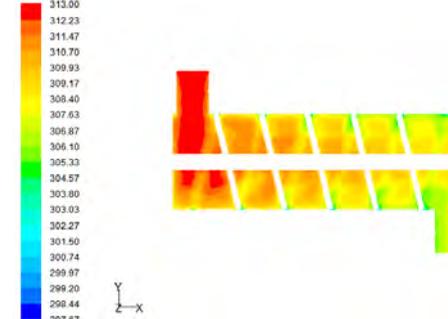
Gambar 4.6 Grafik hubungan antara ΔT_{LMTD} dengan kecepatan

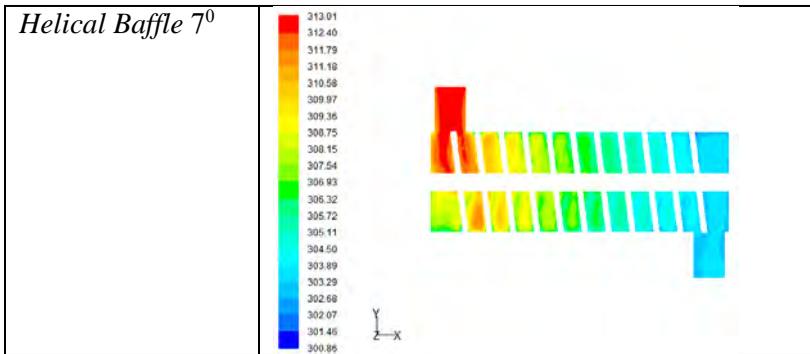
Gambar diatas adalah plotting grafik untuk data hubungan antara kenaikan kecepatan dengan ΔT_{LMTD} untuk variasi tiga jenis *baffle* yang berbeda. Dari grafik tersebut didapatkan bahwa *helical baffle* dengan sudut *baffle* 7° memiliki ΔT_{LMTD} yang lebih kecil dari dua jenis *baffle* yang lain meskipun gradien grafik menunjukkan bahwa peningkatan kecepatan berbanding lurus dengan ΔT_{LMTD} . hal ini sesuai dengan kesimpulan di atas bahwa pada variasi *helical baffle* dengan sudut *baffle* 7° memiliki nilai koefisien *heat transfer* yang lebih besar dibandingkan dua *baffle* lainnya. Hal tersebut sesuai dengan persamaan koefisien perpindahan panas di bawah ini.

$$U = \frac{Q}{A \cdot \Delta T_{lmtd}} \dots\dots\dots(4.3)$$

Analisis data kualitatif diperoleh melalui gambar kontur temperatur yang diperoleh dari hasil simulasi FLUENT dimana temperatur input diasumsikan tetap yaitu sebesar 313 K sedangkan input kecepatan bervariasi tergantung dari besaran debit aliran fluida. Untuk memperoleh hasil kontur temperatur yang signifikan maka diambil kecepatan yang tertinggi dari masing-masing jenis *baffle*. Pada jenis *baffle* single *segmental* digunakan kecepatan fluida (v) = 1.068 m/s, *helical baffle* dengan variasi sudut 7° digunakan kecepatan (v) = 2.13 m/s dan untuk *helical baffle* dengan variasi sudut 13° digunakan kecepatan (v) = 1.23 m/s. Hasil simulasi terlihat dari Tabel 4.3 di bawah ini.

Tabel 4.4 Hasil simulasi kontur temperatur

Variasi <i>Baffle</i>	Hasil Simulasi
<i>Segmental Baffle</i>	
<i>Helical Baffle 13⁰</i>	

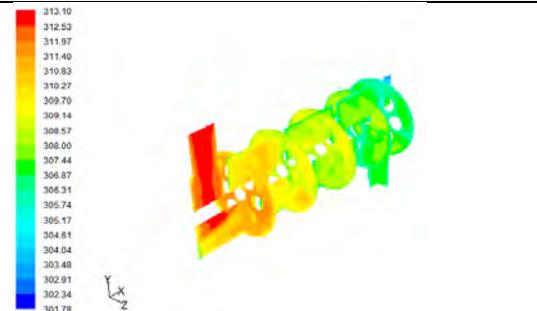


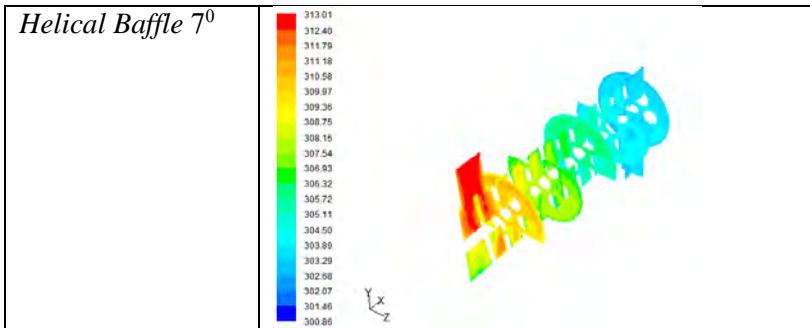
Dari gambar di atas terlihat pengaruh variasi *baffle* terhadap perubahan temperatur fluida yang mengalir dalam sisi *shell* terdeskripsi dalam visualisasi kontur yang dijabarkan dalam tabel 4.3. Pada variasi *single segmental baffle* temperatur tertinggi berada pada sisi *shell* yang dekat dengan tabung input dimana temperatur fluida berangsur-angsur mengalami penurunan dari temperatur input sebesar 313 K menjadi 306 K pada tabung outlet. Sedangkan pada variasi *helical baffle* dengan sudut *baffle* 13⁰ menghasilkan temperatur output yang sama yaitu sebesar 306 K. Penurunan temperatur yang identik diantara keduanya dipengaruhi oleh *heat transfer rate* dimana pada hasil analisis sebelumnya *heat transfer rate* pada variasi *segmental baffle* dan *helical baffle* dengan sudut *baffle* 13⁰ juga menunjukkan nilai yang sama yaitu sebesar 1.55×10^6 W dengan asumsi kecepatan dan masa jenis fluida konstan. Sementara itu pada *helical baffle* dengan variasi sudut 7⁰ menghasilkan temperatur output sebesar 303 K dimana hal ini pun sesuai dengan hasil analisis *heat transfer rate* sebelumnya yang mana nilai *heat transfer rate* pengaruh besar terhadap perubahan temperatur yang terjadi dalam *heat exchanger*. Pada analisis sebelumnya *heat transfer rate* untuk variasi sudut *baffle* 7⁰ adalah sebesar 1.84×10^6 W.

Untuk lebih memperjelas pembahasan mengenai distribusi temperatur dalam sistem *heat exchanger* penelitian ini mengambil data temperatur dari beberapa titik untuk mengetahui dengan seksama kenaikan temperatur yang terjadi sepanjang

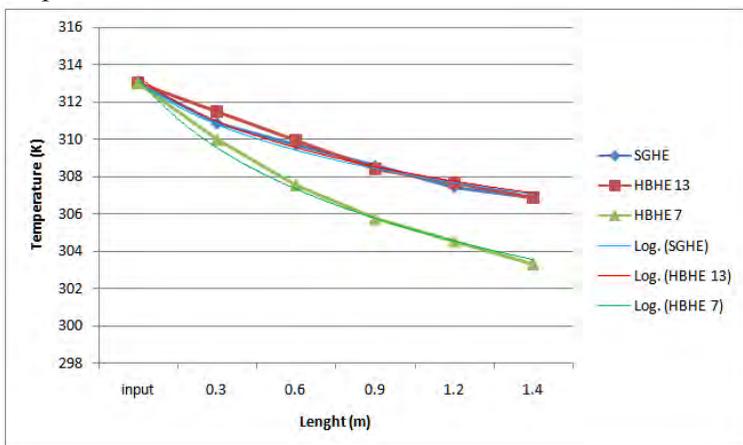
aliran dalam *shell* dari tiga jenis *baffle* yang berbeda tersebut. Temperatur diambil pada titik $L_1 = 0.3$ m, $L_2 = 0.6$ m, $L_3 = 0.9$ m, $L_4 = 1.2$ m dan $L_5 = 1.4$ m. Hasil simulasi pengambilan data temperatur dari lima titik tersebut ditunjukkan pada tabel 4.4 dan nilai temperatur pada titik-titik pengambilan data tersebut ditampilkan pada gambar 4.7 yaitu grafik hubungan kenaikan temperatur dengan jarak titik-titik pengukuran tersebut.

Tabel 4.5 Hasil simulasi kontur temperatur dengan pembagian titik pengukuran

Variasi <i>Baffle</i>	Hasil Simulasi
<i>Segmental Baffle</i>	
<i>Helical Baffle</i> 13 ⁰	



Gambar di atas memperlihatkan temperatur di beberapa panjang tertentu pada *heat exchanger* tipe *shell and tube* dengan tiga variasi *baffle* yang berbeda. Dari gambar tersebut terlihat penurunan temperatur pada tiap jarak tertentu dalam *heat exchanger*. Dimulai pada jarak 0.3 m penurunan temperatur mulai terjadi perlahan tapi pasti. Penurunan temperatur pada tiap jarak tersebut dipengaruhi oleh variasi bentuk *baffle* yang digunakan (S) dimana hal tersebut sangat mempengaruhi kecepatan seperti yang telah dijelaskan pada analisis kecepatan sebelumnya. Selain itu *heat transfer rate* juga mengambil peran dalam penurunan temperatur tersebut.

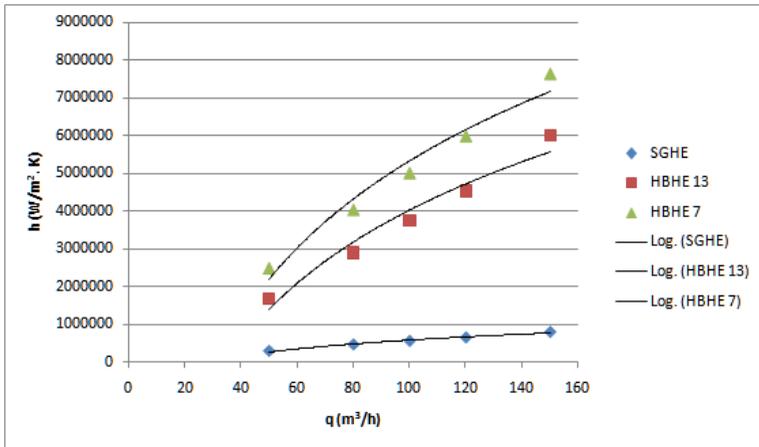


Gambar 4.7 Grafik Distribusi Temperatur Sisi *Shell*

Grafik di atas menunjukkan temperatur di beberapa titik dari fluida di dalam *shell*. Pada variasi *segmental* (SGHE) dan *helical baffle* dengan sudut *baffle* 13° gradien pada grafik mengalami perhimpitan yang artinya nilai distribusi temperatur pada masing-masing titik hampir mendekati nilai yang sama. Berbeda dengan kedua variasi *baffle* tersebut, pada *baffle* dengan sudut 7° mengalami penurunan yang signifikan mulai pada $L1 = 0.3$ m dan seterusnya hingga pada temperatur output sebesar 303 K. Sehingga dari perumusan tersebut dapat disimpulkan bahwa *helical baffle* dengan sudut *baffle* 7° menghasilkan karakterisasi perpindahan panas yang lebih baik daripada *segmental baffle* dan *helical baffle* dengan sudut *baffle* 13° pada sisi *shell*.

4.2.3 Analisis Koefisien Konveksi

Analisis pengaruh koefisien konveksi pada variasi tiga jenis *baffle* yang berbeda dilakukan secara kuantitatif yaitu menggunakan analisis grafik hasil simulasi. Analisis dilakukan dengan perhitungan koefisien konveksi menggunakan persamaan 2.26 dengan mendistribusikan data-data yang telah diketahui ke dalam persamaan tersebut. Hubungan antara debit aliran fluida dengan koefisien konveksi ditampilkan dalam grafik di bawah ini.



Gambar 4.8 Grafik koefisien perpindahan panas konveksi Sisi *Shell*

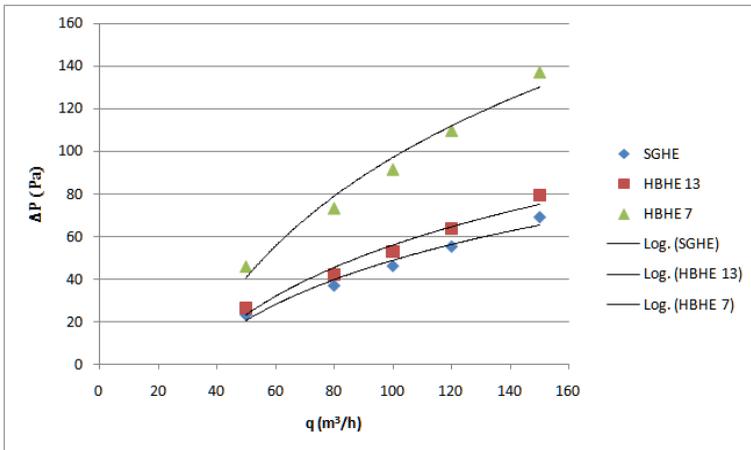
Dari tren grafik di atas memperlihatkan bahwa semakin besar debit fluida (q) pada temperatur masuk fluida panas konstan, maka koefisien perpindahan panas konveksi (U) semakin meningkat cukup signifikan dengan gradient kenaikan curam, kondisi ini terjadi pada variasi jenis *baffle* dengan sudut 70° kenaikan nilai koefisien perpindahan panas konveksi dimulai pada debit fluida (q) = 80 m³/h dan pada debit fluida (q) = 150 m³/h nilai koefisien perpindahan panas konveksi optimum. Kondisi serupa dialami *helical baffle* dengan sudut *baffle* 130° , dimana gradien grafik cenderung identik hanya berbeda pada nilai koefisien perpindahan panasnya saja. Pada variasi *segmental baffle* koefisien perpindahan panas konveksi tidak lebih dari 1×10^6 . Kemudian gradien grafik yang dibentuk pada *segmental baffle* tidak pernah mengalami kenaikan curam yang signifikan nilainya. Hal ini sesuai dengan hasil analisis pada bilangan Nusselt yang telah dilakukan sebelumnya, bahwa sesuai persamaan bilangan Nusselt nilai koefisien perpindahan panas konveksi berbanding lurus dengan nilai bilangan Nusselt.

Fenomena ini terjadi karena bertambahnya kecepatan fluida (v) pada variasi debit aliran fluida, maka temperatur fluida

panas rata-rata menjadi meningkat sehingga mengakibatkan harga bilangan Reynolds (Re) meningkat pula. Dengan meningkatnya harga bilangan Reynolds (Re) ini mengakibatkan bilangan Nusselt (Nu) menjadi semakin meningkat sehingga koefisien konveksi juga meningkat. Hal ini sesuai pula dengan persamaan konveksi dimana koefisien konveksi berbanding lurus dengan bilangan Nusselt sesuai dengan persamaan 3.8.

4.2.4 Analisis *Pressure Drop*

Analisis pengaruh *pressure drop* pada variasi tiga jenis *baffle* dilakukan dengan menggunakan analisis grafik hasil simulasi. Analisis dilakukan dengan perhitungan *pressure drop* menggunakan persamaan 3.9 dengan mendistribusikan data-data yang telah diketahui ke dalam persamaan tersebut. Hubungan antara debit aliran fluida dengan *pressure drop* ditampilkan dalam grafik di bawah ini.



Gambar 4.9 Grafik *pressure drop* pada Sisi *Shell*

Dari tren grafik di atas memperlihatkan bahwa semakin besar debit fluida (q) pada temperatur masuk fluida panas konstan, maka *pressure drop* semakin meningkat cukup

signifikan dengan gradient kenaikan curam, kondisi ini terjadi pada variasi jenis *baffle* dengan sudut 7° kenaikan nilai *pressure drop* dimulai pada debit fluida (q) = 80 m³/h dan pada debit fluida (q) = 150 m³/h nilai koefisien perpindahan panas konveksi optimum. Kondisi berbeda terjadi pada variasi *segmental baffle* dan *helical baffle* dengan sudut *baffle* 13° *pressure drop* keduanya hampir berhimpitan yang artinya nilai *pressure drop* keduanya tidak begitu jauh berbeda meskipun pada variasi *helical baffle* dengan sudut 13° lebih tinggi *pressure drop* nya dibandingkan dengan *segmental baffle*. Hal ini sesuai dengan hasil analisis Zhang pada *pressure drop* di sisi *shell* untuk *helical baffle* dengan sudut *baffle* kecil memang sangat besar yang artinya sangatlah merugikan. Fenomena ini terjadi akibat kecepatan pada sisi *shell* yang cukup tinggi pada variasi *baffle helical* sudut 7° dan juga panjang *shell* yang berpengaruh besar terhadap luasan penampang aliran fluida.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil studi numerik mengenai pengaruh variasi tipe baffle terhadap karakteristik aliran dan perpindahan panas pada *heat exchanger type shell and tube* pada sisi *shell* dengan variasi *single segmental baffle* dan *helical baffle* didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Pada peningkatan debit aliran fluida sebesar $150 \text{ m}^3/\text{h}$, kecepatan sepanjang aliran dalam shell heat exchanger dengan single segmental baffle meningkat 19.5 % sebesar 1.28 m/s . Dan untuk helical baffle dengan sudut baffle 13° kecepatan meningkat 33% sebesar 1.64 m/s sedangkan peningkatan kecepatan terbesar 66% yaitu 3.44 m/s terjadi pada helical baffle dengan sudut baffle 7° .
2. Pada peningkatan debit aliran fluida sebesar $150 \text{ m}^3/\text{h}$, heat exchanger dengan single segmental baffle dan helical baffle dengan sudut baffle 13° memiliki temperature output identik yaitu sebesar 306 K . Dan untuk helical baffle dengan sudut baffle 7° temperatur output sebesar 303 K .
3. Pada *helical baffle* dengan variasi sudut *baffle* 7° dan 13° koefisien perpindahan panas konveksi akan meningkat seiring dengan penurunan sudut *baffle* pada debit aliran yang sama yaitu masing masing sebesar $5.98 \times 10^6 \text{ W/m}^2\text{K}$ dan $7.63 \times 10^6 \text{ W/m}^2\text{K}$. Sedangkan untuk tipe *single segmental baffle* koefisien perpindahan panas konveksi sebesar $8.09 \times 10^5 \text{ W/m}^2\text{K}$.

4. Pressure drop untuk single segmental baffle pada debit $150 \text{ m}^3/\text{h}$ mencapai 68.73 Pa , Sedangkan nilai pressure drop helical baffle pada variasi sudut 13° sebesar 79.20 Pa dan 137.26 Pa pada variasi sudut 7° .
5. Desain *heat exchanger* dengan tipe *baffle helical* sangat cocok untuk perpindahan panas yang tinggi karena menyebabkan kecepatan aliran fluida pada sisi shell mengalami peningkatan signifikan sehingga menyebabkan turbulensi yang memicu peningkatan koefisien perpindahan panas. Namun penggunaan *baffle helical* hanya cocok untuk jarak aliran fluida yang lebih pendek karena pressure drop dapat bernilai sangat besar yang dipengaruhi oleh peningkatan kecepatan sisi shell dan jarak aliran fluida.

5.2 Saran

Dalam melakukan penelitian ini tentunya terdapat kelemahan-kelemahan yang tidak diinginkan, demi tercapainya validitas data antara hasil eksperimen dengan simulasi diperlukan saran yang membangun untuk penelitian selanjutnya yang lebih baik, sebagai berikut:

1. Rekomendasi untuk melakukan penelitian kembali terhadap hasil investigasi terhadap eksperimen Zhang tidak hanya pada sisi *shell* tapi juga memperhitungkan karakteristik aliran fluida pada sisi *tube*.
2. Rekomendasi untuk menjabarkan konsep *fluid-flow distance* pada eksperimen Zhang dan menerapkannya pada studi numeric tentang karakterisasi perpindahan panas dan aliran fluida pada variasi sudut *baffle helical* baik pada sisi *shell* dan *tube*.

LAMPIRAN A

Nilai hasil eksperimen Zhang terhadap hasil simulasi FLUENT

Variasi	q (m ³ /h)	S (m ²)	V (m/s)	T _{so} (K)	T _{lmtd} (K)	T _s (K)	Q _s (W)	f
SGHE	50	0.038982	0.35629	306.4218	2.915404	6.57825	378923.21	0.005522
	80	0.038982	0.570064	306.4463	2.922615	6.55368	604012.67	0.003451
	100	0.038982	0.71258	306.673	2.988817	6.32703	728904.66	0.002761
	120	0.038982	0.855096	306.8653	3.044557	6.13474	848102.3	0.002301
	150	0.038982	1.068869	306.9608	3.072117	6.03918	1043614.4	0.001841
HBHE 13	50	0.033831	0.410543	306.5606	2.95605	6.43945	370927.99	0.004792
	80	0.033831	0.656869	306.795	3.024247	6.20496	571873.28	0.002995
	100	0.033831	0.821086	306.6159	2.972212	6.38406	735474.79	0.002396
	120	0.033831	0.985303	306.5125	2.942015	6.48746	896864.37	0.001997
	150	0.033831	1.231629	306.9581	3.071325	6.04193	1044089.6	0.001597
HBHE 7	50	0.01952	0.711511	302.5327	1.649312	10.46735	602944.84	0.002765
	80	0.01952	1.138417	302.9088	1.787715	10.09116	930040.61	0.001728
	100	0.01952	1.423022	303.1447	1.871908	9.85535	1135384.3	0.001382
	120	0.01952	1.707626	303.1762	1.883042	9.82379	1358098.1	0.001152
	150	0.01952	2.134533	303.6014	2.030239	9.39862	1624150.2	0.000922

Variasi	Re	Nu	P (Pa)	U (W/m².K)	Q (W)
SGHE	11590.627	10620.57	22.91197397	292835.7491	535076.2113
	18545.004	16928.57	36.65915836	466763.1384	854989.7046
	23181.255	20439.23	45.82394795	563560.7742	1055681.539
	27817.505	23825.41	54.98873754	656926.0843	1253526.2
	34771.882	29359.06	68.73592192	809502.8513	1558651.018
HBHE 13	13355.565	90845.12	26.40084472	2504827.362	531078.6023
	21368.903	146814.4	42.24135156	4048041.751	838920.0079
	26711.129	182134.8	52.80168945	5021913.386	1058966.606
	32053.355	217558.1	63.36202734	5998620.743	1277907.237
	40066.694	277058.8	79.20253417	7639203.793	1558888.628
HBHE 7	23146.489	61758.48	45.75522473	1702835.808	647087.0246
	37034.382	105312.2	73.20835957	2903720.019	1018003.672
	46292.978	136368.5	91.51044946	3760021.766	1258921.36
	55551.574	164377.8	109.8125394	4532308.179	1508524.112
	69439.467	217218.1	137.2656742	5989247.526	1848918.9

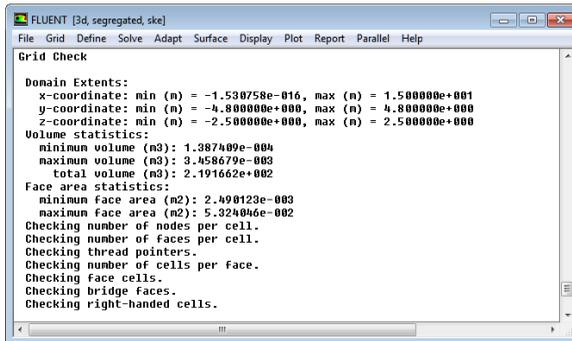
LAMPIRAN B

Langkah –langkah penyelesaian dengan menggunakan CFD

Tahap solving:

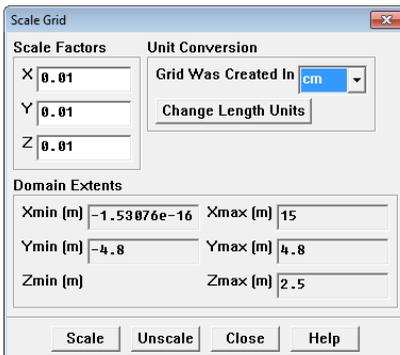
1. Pengecekan Grid

Pilih grid, > pilih check, maka FLUENT akan melakukan operasi pengecekan grid >klik *close*



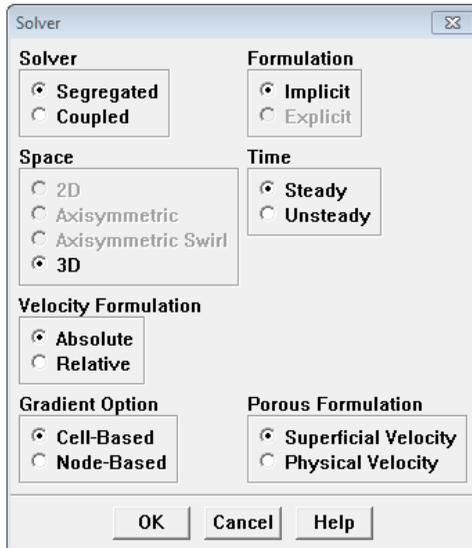
2. Penskalaan model

Pilih Grid > pilih Scale lalu ubah skala ke dalam cm > klik Close

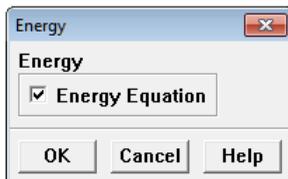


3. Penentuan model solver

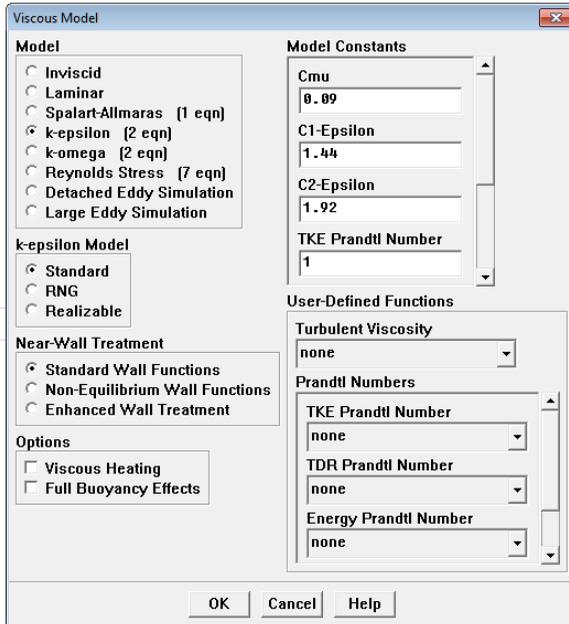
Pilih Define > pilih Model > pilih Solver > pilih Segregated > klik OK



Pilih Define > pilih Model > pilih energy > beri tanda centang pada Energy equation



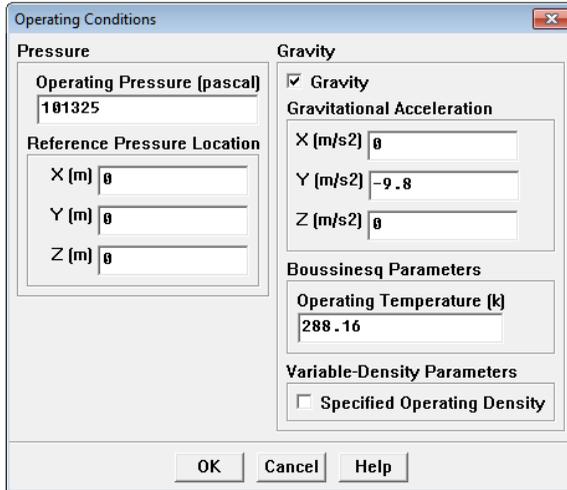
Pilih Define > pilih Model > pilih Viscous > pilih k-epsilon > klik OK



4. Kondisi Operasi

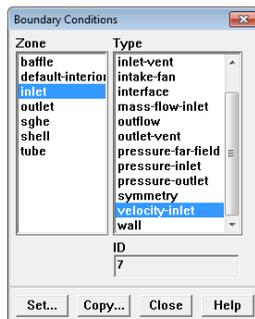
Pengaturan kondisi operasi

Pilih Define > pilih Operating Condition > centang pada kotak Gravity > isikan -9.8 pada Y axis > klik OK



5. Kondisi Batas

Pilih Define > pilih Boundary Condition > pilih inlet > klik Set > isikan di dalamnya kecepatan input yang dikehendaki > klik OK



Velocity Inlet

Zone Name
inlet

Velocity Specification Method: Magnitude, Normal to Boundary

Reference Frame: Absolute

Velocity Magnitude (m/s): 1.068 constant

Temperature (K): 313 constant

Turbulence Specification Method: K and Epsilon

Turb. Kinetic Energy (m²/s²): 1 constant

Turb. Dissipation Rate (m²/s³): 1 constant

OK Cancel Help

6. Solution control

Memilih persamaan model : fluid, energy dan turbulence

Solution Controls

Equations: Flow, Turbulence, Energy

Under-Relaxation Factors: Pressure 0.3, Density 1, Body Forces 1, Momentum 0.7

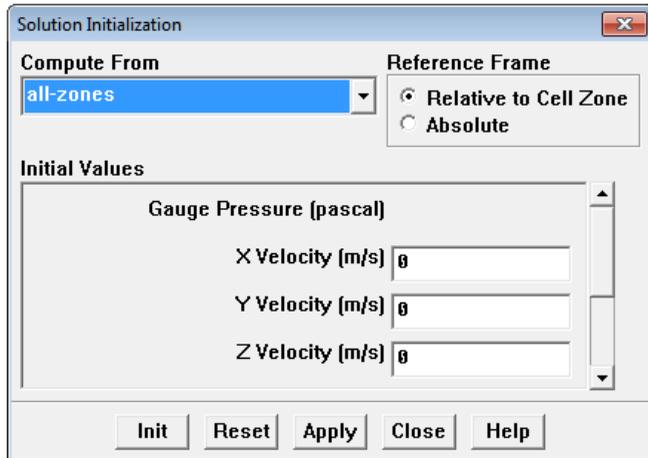
Pressure-Velocity Coupling: SIMPLE

Discretization: Pressure Second Order, Momentum Second Order Upwind, Turbulence Kinetic Energy Second Order Upwind, Turbulence Dissipation Rate Second Order Upwind

OK Default Cancel Help

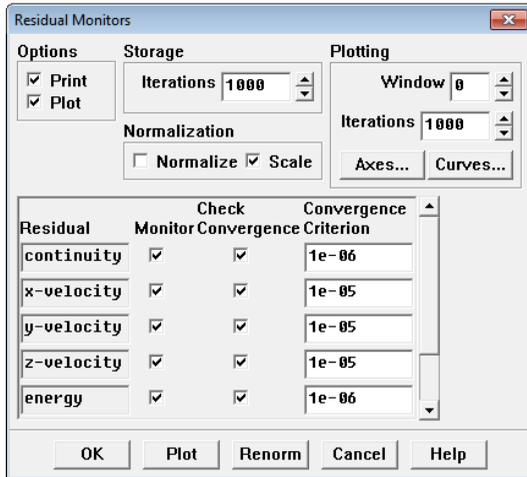
7. Inisialisasi kondisi iterasi solusi

Solution Initialization > pilih compute from > inlet (aliran udara freestream), maka akan tampil parameter inisialisasi >klik *initialize*



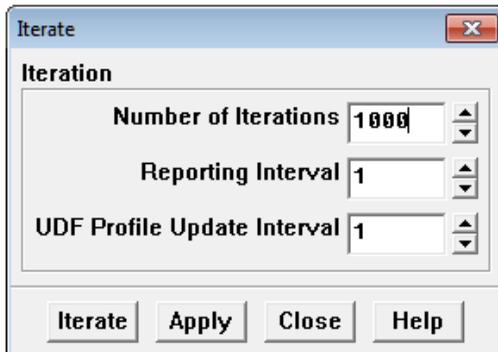
8. Monitor iterasi / kriteria konvergensi

Klik monitor >Pemilihan kriteria konvergensi dalam bentuk default> ok



9. Tahap iterasi perhitungan

Pilih Solve > iterate > number of iteration > ketik 1000 > *iterate*



LAMPIRAN C

Hasil Iterasi Geometri

1. Single Segmental Baffle

iter	continuity	x-velocity	y-velocity	z-velocity	energy	time/iter
1	1.0000e+00	0.0000e+00	1.6600e+01	0.0000e+00	1.6771e-05	2:13:12 999
2	1.0000e+00	2.2118e-01	2.3124e-01	7.6329e-02	2.5158e-05	2:16:24 998
3	5.5481e-01	1.2740e-01	1.2436e-01	1.0572e-01	2.1688e-05	2:05:37 997
4	3.0184e-01	3.8030e-02	3.9452e-02	3.5148e-02	1.0181e-05	2:00:19 996
5	2.2369e-01	1.7982e-02	1.8427e-02	1.7389e-02	1.1126e-05	1:52:44 995
6	1.5601e-01	9.4523e-03	9.9710e-03	8.9049e-03	6.4617e-06	1:49:59 994
7	1.1890e-01	6.4660e-03	6.9058e-03	5.6747e-03	6.9986e-06	1:44:27 993
8	9.1315e-02	4.9758e-03	5.2789e-03	4.0836e-03	4.6450e-06	1:43:19 992
9	7.1593e-02	3.8040e-03	4.1853e-03	3.2014e-03	4.9950e-06	1:35:47 991
10	5.5899e-02	3.0024e-03	3.4321e-03	2.6553e-03	3.7248e-06	1:36:21 990
11	4.3677e-02	2.3837e-03	2.8031e-03	2.0715e-03	4.4233e-06	1:33:29 989
iter	continuity	x-velocity	y-velocity	z-velocity	energy	time/iter
12	3.4561e-02	2.0444e-03	2.4382e-03	1.7030e-03	3.3623e-06	1:31:11 988
13	2.7818e-02	1.8229e-03	2.2003e-03	1.4756e-03	3.9889e-06	1:29:19 987
14	2.2906e-02	1.6716e-03	2.0399e-03	1.3329e-03	3.0524e-06	1:31:06 986
15	1.9376e-02	1.5390e-03	1.9208e-03	1.2338e-03	3.5627e-06	1:25:56 985
16	1.6847e-02	1.4241e-03	1.8262e-03	1.1670e-03	2.7261e-06	1:28:22 984
17	1.5009e-02	1.3427e-03	1.7428e-03	1.1180e-03	3.1559e-06	1:27:00 983
18	1.3668e-02	1.2852e-03	1.6814e-03	1.0840e-03	2.7963e-06	1:29:10 982
19	1.2711e-02	1.2378e-03	1.6380e-03	1.0602e-03	2.6334e-06	1:27:37 981
20	1.1969e-02	1.1989e-03	1.6058e-03	1.0423e-03	2.5483e-06	1:29:37 980
21	1.1409e-02	1.1647e-03	1.5798e-03	1.0282e-03	2.5024e-06	1:27:56 979
22	1.1042e-02	1.1367e-03	1.5571e-03	1.0163e-03	2.4889e-06	1:26:35 978
iter	continuity	x-velocity	y-velocity	z-velocity	energy	time/iter
23	1.0620e-02	1.1279e-03	1.5166e-03	1.0278e-03	2.4837e-06	1:28:44 977
24	1.0374e-02	1.1025e-03	1.5096e-03	1.0126e-03	2.4935e-06	1:27:11 976
25	1.0152e-02	1.0924e-03	1.4836e-03	1.0197e-03	2.5110e-06	1:29:10 975
26	9.9781e-03	1.0823e-03	1.4631e-03	1.0234e-03	2.5348e-06	1:21:00 974
27	9.8095e-03	1.0700e-03	1.4497e-03	1.0241e-03	2.5598e-06	1:17:43 973
28	9.6431e-03	1.0566e-03	1.4395e-03	1.0219e-03	2.5852e-06	1:15:04 972
29	9.4965e-03	1.0433e-03	1.4311e-03	1.0191e-03	2.6150e-06	1:16:10 971
30	9.3873e-03	1.0305e-03	1.4243e-03	1.0171e-03	2.6486e-06	1:13:49 970
31	9.3043e-03	1.0188e-03	1.4189e-03	1.0154e-03	2.6828e-06	1:08:41 969

iter	continuity	x-velocity	y-velocity	z-velocity	energy	time/iter
1000	1.0961e-04	6.5366e-06	7.5041e-06	6.0502e-06	1.0955e-07	0:02:41 32
1001	1.0947e-04	6.4988e-06	7.6755e-06	6.0335e-06	1.0947e-07	0:02:36 31
1002	1.0951e-04	6.4944e-06	7.6313e-06	6.0293e-06	1.1026e-07	0:02:31 30
1003	1.0856e-04	6.5109e-06	7.6768e-06	6.0584e-06	1.1231e-07	0:02:31 29
1004	1.0815e-04	6.4937e-06	7.2000e-06	6.0409e-06	1.1411e-07	0:02:25 28
1005	1.0757e-04	6.4524e-06	7.0723e-06	6.0312e-06	1.1577e-07	0:02:19 27
1006	1.0717e-04	6.4050e-06	6.8590e-06	6.0242e-06	1.1386e-07	0:02:13 26
1007	1.0620e-04	6.3784e-06	6.9121e-06	6.0165e-06	1.1255e-07	0:02:07 25
1008	1.0546e-04	6.3651e-06	6.7383e-06	5.9851e-06	1.1253e-07	0:02:02 24
1009	1.0453e-04	6.3420e-06	6.8527e-06	5.9576e-06	1.1310e-07	0:01:56 23
1010	1.0411e-04	6.3247e-06	6.7391e-06	5.9230e-06	1.1268e-07	0:01:55 22
iter	continuity	x-velocity	y-velocity	z-velocity	energy	time/iter
1011	1.0320e-04	6.3141e-06	6.8395e-06	5.9036e-06	1.1296e-07	0:01:49 21
1012	1.0305e-04	6.3030e-06	6.6143e-06	5.8978e-06	1.1216e-07	0:01:43 20
1013	1.0258e-04	6.3055e-06	6.6435e-06	5.8779e-06	1.1242e-07	0:01:37 19
1014	1.0231e-04	6.3205e-06	6.5042e-06	5.8761e-06	1.1177e-07	0:01:32 18
1015	1.0173e-04	6.3179e-06	6.6036e-06	5.8387e-06	1.1132e-07	0:01:30 17
1016	1.0130e-04	6.3141e-06	6.5300e-06	5.8243e-06	1.1053e-07	0:01:24 16
1017	1.0083e-04	6.3266e-06	6.6783e-06	5.7816e-06	1.1014e-07	0:01:18 15
1018	1.0084e-04	6.3483e-06	6.5551e-06	5.7850e-06	1.0971e-07	0:01:12 14
1019	1.0065e-04	6.3931e-06	6.5645e-06	5.7788e-06	1.0899e-07	0:01:06 13
1020	1.0126e-04	6.4275e-06	6.4392e-06	5.8059e-06	1.0831e-07	0:01:01 12
1021	1.0134e-04	6.4634e-06	6.4874e-06	5.8171e-06	1.0822e-07	0:00:58 11
iter	continuity	x-velocity	y-velocity	z-velocity	energy	time/iter
1022	1.0132e-04	6.4889e-06	6.4035e-06	5.8535e-06	1.0749e-07	0:00:52 10
1023	1.0073e-04	6.5166e-06	6.4983e-06	5.8682e-06	1.0705e-07	0:00:47 9
1024	9.9972e-05	6.5301e-06	6.3677e-06	5.8885e-06	1.0677e-07	0:00:41 8
1025	9.8954e-05	6.5443e-06	6.5378e-06	5.8838e-06	1.0671e-07	0:00:36 7
1026	9.8852e-05	6.5498e-06	6.4780e-06	5.8681e-06	1.0657e-07	0:00:31 6
1027	9.8701e-05	6.5572e-06	6.6373e-06	5.8810e-06	1.0678e-07	0:00:25 5
1028	9.9091e-05	6.5807e-06	6.6472e-06	5.9012e-06	1.0659e-07	0:00:21 4
1029	9.9381e-05	6.6115e-06	6.7655e-06	5.9117e-06	1.0683e-07	0:00:16 3
1030	9.9843e-05	6.6557e-06	6.5193e-06	5.9221e-06	1.0684e-07	0:00:10 2
1031	9.9390e-05	6.6933e-06	6.5990e-06	5.9422e-06	1.0664e-07	0:00:05 1
1032	9.8823e-05	6.7267e-06	6.5050e-06	5.9362e-06	1.0651e-07	0:00:00 0

2. Helical Baffle 13⁰

iter	continuity	x-velocity	y-velocity	z-velocity	energy	time/iter
1	1.0000e+00	0.0000e+00	1.8421e+01	0.0000e+00	1.8376e-05	1:23:15 999
2	1.0000e+00	2.0904e-01	2.0746e-01	1.2758e-01	3.5175e-05	1:23:10 998
3	5.2768e-01	1.1724e-01	1.1973e-01	1.0760e-01	3.3592e-05	1:16:26 997
4	3.0119e-01	3.9074e-02	4.3118e-02	4.0169e-02	2.2436e-05	1:14:22 996
5	2.3144e-01	2.1389e-02	2.3177e-02	2.3464e-02	1.7652e-05	1:12:42 995
6	1.6530e-01	1.2470e-02	1.4900e-02	1.5024e-02	1.5314e-05	1:11:21 994
7	1.3370e-01	9.3729e-03	1.1434e-02	1.1408e-02	1.3817e-05	1:06:57 993
8	1.1122e-01	7.5938e-03	9.7694e-03	9.7712e-03	1.3088e-05	1:06:44 992
9	9.4609e-02	6.5038e-03	8.8501e-03	8.9031e-03	1.2795e-05	1:06:33 991
10	8.4056e-02	5.6715e-03	8.1820e-03	8.2098e-03	1.2597e-05	1:03:05 990
11	7.2815e-02	5.0419e-03	7.7158e-03	7.6667e-03	1.2102e-05	1:03:36 989
iter	continuity	x-velocity	y-velocity	z-velocity	energy	time/iter
12	6.6758e-02	4.5641e-03	7.2976e-03	7.1684e-03	1.1894e-05	1:04:00 988
13	6.1218e-02	4.2132e-03	6.9222e-03	6.7835e-03	1.1506e-05	1:04:19 987
14	5.8324e-02	3.9669e-03	6.5631e-03	6.4413e-03	1.1313e-05	1:01:15 986
15	5.5348e-02	3.7697e-03	6.1922e-03	6.1595e-03	1.1065e-05	1:02:05 985
16	5.3428e-02	3.6075e-03	5.8870e-03	5.8967e-03	1.0927e-05	1:02:45 984
17	5.1941e-02	3.4647e-03	5.6218e-03	5.6791e-03	1.0678e-05	0:59:58 983
18	5.0375e-02	3.3607e-03	5.4025e-03	5.4760e-03	1.0663e-05	1:01:01 982
19	4.9397e-02	3.2611e-03	5.1925e-03	5.2920e-03	1.0420e-05	0:58:35 981
20	4.8559e-02	3.1777e-03	5.0223e-03	5.1274e-03	1.0360e-05	0:59:53 980
21	4.7127e-02	3.0902e-03	4.8556e-03	4.9959e-03	1.0267e-05	0:57:39 979
22	4.6227e-02	3.0115e-03	4.7337e-03	4.8711e-03	1.0157e-05	0:59:07 978
iter	continuity	x-velocity	y-velocity	z-velocity	energy	time/iter
23	4.5428e-02	2.9383e-03	4.5724e-03	4.7454e-03	9.9145e-06	0:57:01 977
24	4.4607e-02	2.8667e-03	4.4518e-03	4.6316e-03	9.7612e-06	0:58:34 976
25	4.4255e-02	2.7884e-03	4.3070e-03	4.5205e-03	9.6209e-06	0:59:49 975
26	4.3731e-02	2.7212e-03	4.2037e-03	4.4149e-03	9.5255e-06	0:57:32 974
27	4.3359e-02	2.6627e-03	4.0702e-03	4.3211e-03	9.4412e-06	0:58:57 973
28	4.3158e-02	2.6359e-03	4.0232e-03	4.2711e-03	9.4023e-06	0:56:50 972
29	4.3564e-02	2.6076e-03	3.9209e-03	4.2021e-03	9.5352e-06	0:58:22 971
30	4.3383e-02	2.5842e-03	3.8552e-03	4.1331e-03	9.7519e-06	0:56:21 970
31	4.3987e-02	2.5580e-03	3.7778e-03	4.0672e-03	9.7456e-06	0:57:57 969
32	4.3091e-02	2.5430e-03	3.7037e-03	3.9978e-03	9.9417e-06	0:56:00 968
33	4.2709e-02	2.5213e-03	3.6331e-03	3.9200e-03	9.2067e-06	0:57:39 967

iter	continuity	x-velocity	y-velocity	z-velocity	energy	time/iter
969	8.3741e-03	9.2766e-05	1.8520e-04	1.1677e-04	2.2341e-06	0:01:56 31
970	7.9224e-03	8.9721e-05	1.7746e-04	1.1505e-04	2.3095e-06	0:01:48 30
971	8.7722e-03	8.8997e-05	1.9106e-04	1.2019e-04	2.3474e-06	0:01:46 29
972	8.5644e-03	9.5565e-05	2.3879e-04	1.3908e-04	2.3314e-06	0:01:45 28
973	8.8899e-03	1.0716e-04	2.1739e-04	1.3795e-04	2.5241e-06	0:01:37 27
974	8.9301e-03	1.0388e-04	2.1842e-04	1.4080e-04	2.4761e-06	0:01:35 26
975	9.3065e-03	1.0572e-04	2.0705e-04	1.3312e-04	2.6609e-06	0:01:33 25
976	8.3347e-03	1.0425e-04	1.9812e-04	1.2982e-04	2.5698e-06	0:01:31 24
977	8.6656e-03	9.9328e-05	1.9666e-04	1.2767e-04	2.8565e-06	0:01:24 23
978	8.2944e-03	9.6695e-05	1.8597e-04	1.2219e-04	2.7284e-06	0:01:22 22
979	8.5864e-03	9.5062e-05	1.9070e-04	1.2225e-04	2.4512e-06	0:01:19 21
iter	continuity	x-velocity	y-velocity	z-velocity	energy	time/iter
980	8.5775e-03	9.8420e-05	1.9431e-04	1.2695e-04	2.4616e-06	0:01:12 20
981	8.4101e-03	9.7083e-05	2.0071e-04	1.2592e-04	2.8683e-06	0:01:14 19
982	7.9874e-03	9.3974e-05	1.8483e-04	1.2279e-04	2.5575e-06	0:01:07 18
983	8.2368e-03	9.2657e-05	1.8577e-04	1.1888e-04	2.4318e-06	0:01:14 17
984	8.1879e-03	9.2981e-05	1.8206e-04	1.1863e-04	2.4397e-06	0:01:09 16
985	8.8825e-03	9.4670e-05	2.0246e-04	1.2645e-04	2.8238e-06	0:01:01 15
986	8.3369e-03	1.0160e-04	2.0392e-04	1.3326e-04	2.6782e-06	0:00:59 14
987	8.7709e-03	9.9032e-05	2.0723e-04	1.3004e-04	2.5780e-06	0:00:57 13
988	8.2322e-03	1.0123e-04	1.9474e-04	1.3178e-04	2.3519e-06	0:00:54 12
989	8.5111e-03	9.5198e-05	1.8349e-04	1.1916e-04	2.7499e-06	0:00:51 11
990	7.6959e-03	9.4204e-05	1.7486e-04	1.1386e-04	2.5812e-06	0:00:43 10
iter	continuity	x-velocity	y-velocity	z-velocity	energy	time/iter
991	7.9456e-03	9.1379e-05	1.8241e-04	1.1678e-04	2.4887e-06	0:00:38 9
992	7.9848e-03	9.1725e-05	1.7728e-04	1.1506e-04	2.3304e-06	0:00:33 8
993	8.1351e-03	8.8582e-05	1.8255e-04	1.1559e-04	2.4365e-06	0:00:32 7
994	7.9284e-03	9.0764e-05	1.8416e-04	1.1360e-04	2.3596e-06	0:00:25 6
995	8.0667e-03	9.2318e-05	1.8963e-04	1.2160e-04	2.3368e-06	0:00:21 5
996	7.6669e-03	9.0841e-05	1.8465e-04	1.2051e-04	2.2157e-06	0:00:16 4
997	7.6807e-03	8.7006e-05	1.7366e-04	1.1189e-04	2.3218e-06	0:00:12 3
998	7.5049e-03	8.5784e-05	1.6714e-04	1.0758e-04	2.2520e-06	0:00:08 2
999	7.8394e-03	8.4531e-05	1.7162e-04	1.0676e-04	2.2692e-06	0:00:04 1
1000	8.0874e-03	8.9112e-05	1.8923e-04	1.2027e-04	2.3218e-06	0:00:00 0

3. Helical Baffle ⁷⁰

```
turbulent viscosity limited to viscosity ratio of 1.000000e+005 in 2 cells
230 3.2811e-03 8.0261e-05 7.3862e-05 7.7077e-05 4.2422e-07 0:51:50 770
turbulent viscosity limited to viscosity ratio of 1.000000e+005 in 2 cells
231 3.2129e-03 8.3899e-05 7.2465e-05 7.9153e-05 4.2412e-07 0:59:22 769
turbulent viscosity limited to viscosity ratio of 1.000000e+005 in 2 cells
iter continuity x-velocity y-velocity z-velocity energy time/iter
232 3.2581e-03 7.7759e-05 7.2337e-05 7.6902e-05 4.1341e-07 0:57:40 768

reversed flow in 1 faces on outflow 6.
turbulent viscosity limited to viscosity ratio of 1.000000e+005 in 2 cells
233 3.1410e-03 7.7061e-05 6.8742e-05 7.5031e-05 4.0627e-07 1:01:25 767
turbulent viscosity limited to viscosity ratio of 1.000000e+005 in 2 cells
234 3.1550e-03 7.1923e-05 6.6248e-05 7.2478e-05 4.1754e-07 0:59:17 766

reversed flow in 1 faces on outflow 6.
turbulent viscosity limited to viscosity ratio of 1.000000e+005 in 2 cells
235 3.1019e-03 8.0656e-05 6.6273e-05 7.3965e-05 4.0589e-07 0:57:34 765
turbulent viscosity limited to viscosity ratio of 1.000000e+005 in 2 cells
236 3.1291e-03 7.4027e-05 6.4697e-05 7.1999e-05 3.9648e-07 0:56:11 764

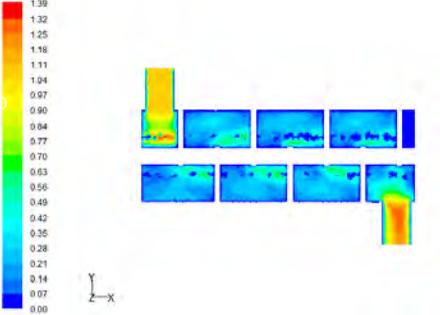
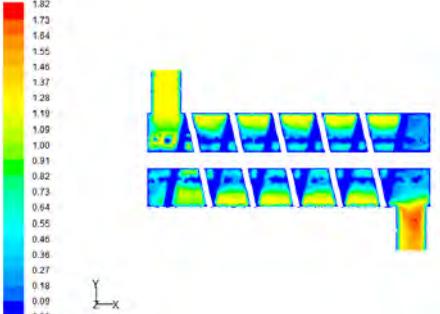
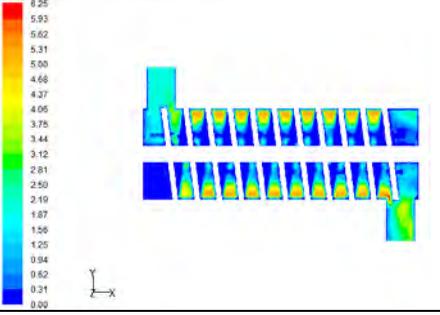
reversed flow in 2 faces on outflow 6.
turbulent viscosity limited to viscosity ratio of 1.000000e+005 in 2 cells
237 3.0496e-03 7.7264e-05 6.3855e-05 7.1713e-05 3.9190e-07 0:57:36 763

reversed flow in 1 faces on outflow 6.
turbulent viscosity limited to viscosity ratio of 1.000000e+005 in 2 cells
238 3.1651e-03 7.6202e-05 6.3541e-05 7.1715e-05 3.9241e-07 0:56:11 762
turbulent viscosity limited to viscosity ratio of 1.000000e+005 in 2 cells
239 3.1574e-03 8.4773e-05 6.4900e-05 7.4889e-05 3.9189e-07 1:00:06 761
turbulent viscosity limited to viscosity ratio of 1.000000e+005 in 2 cells
240 3.1663e-03 7.4341e-05 6.5107e-05 7.2956e-05 3.9915e-07 0:58:09 760
turbulent viscosity limited to viscosity ratio of 1.000000e+005 in 2 cells
241 3.0232e-03 8.0252e-05 6.3403e-05 7.2101e-05 3.9313e-07 0:56:35 759
turbulent viscosity limited to viscosity ratio of 1.000000e+005 in 2 cells
242 3.0338e-03 6.9588e-05 6.2096e-05 7.0295e-05 3.9772e-07 0:57:50 758
turbulent viscosity limited to viscosity ratio of 1.000000e+005 in 2 cells
iter continuity x-velocity y-velocity z-velocity energy time/iter
243 2.9392e-03 7.7505e-05 6.1237e-05 6.9847e-05 3.9034e-07 0:56:18 757
turbulent viscosity limited to viscosity ratio of 1.000000e+005 in 2 cells
244 2.9725e-03 6.7756e-05 5.8525e-05 6.7442e-05 3.8257e-07 0:55:04 756
turbulent viscosity limited to viscosity ratio of 1.000000e+005 in 2 cells
245 2.9356e-03 7.4023e-05 5.8845e-05 6.7653e-05 3.7864e-07 0:56:35 755
turbulent viscosity limited to viscosity ratio of 1.000000e+005 in 2 cells
```

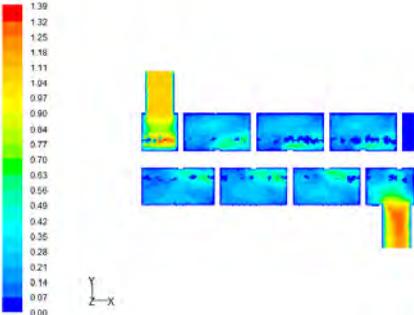
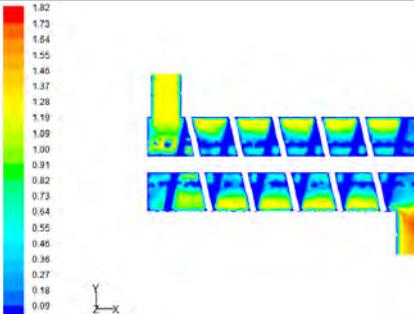
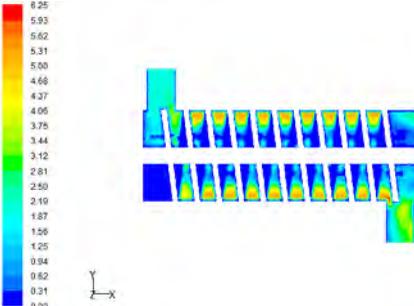
turbulent viscosity limited	to viscosity ratio of	1.000000e+005	in 2 cells
981 2.1879e-03 5.5865e-05	3.1875e-05 3.8572e-05	2.9433e-07	0:01:13 19
turbulent viscosity limited	to viscosity ratio of	1.000000e+005	in 2 cells
982 2.1776e-03 5.3799e-05	2.9837e-05 3.6541e-05	2.9204e-07	0:01:10 18
turbulent viscosity limited	to viscosity ratio of	1.000000e+005	in 2 cells
983 2.1578e-03 5.7129e-05	2.9918e-05 3.6379e-05	2.8949e-07	0:01:06 17
turbulent viscosity limited	to viscosity ratio of	1.000000e+005	in 2 cells
984 2.1819e-03 5.4833e-05	2.8968e-05 3.5363e-05	2.8249e-07	0:01:03 16
turbulent viscosity limited	to viscosity ratio of	1.000000e+005	in 2 cells
985 2.1231e-03 5.5834e-05	2.8479e-05 3.6397e-05	2.9505e-07	0:00:59 15
turbulent viscosity limited	to viscosity ratio of	1.000000e+005	in 2 cells
986 2.2022e-03 5.3313e-05	2.9395e-05 3.6258e-05	3.0087e-07	0:00:55 14
turbulent viscosity limited	to viscosity ratio of	1.000000e+005	in 2 cells
987 2.1732e-03 5.6934e-05	2.9115e-05 3.5861e-05	2.9170e-07	0:00:51 13
turbulent viscosity limited	to viscosity ratio of	1.000000e+005	in 2 cells
988 2.1879e-03 5.1033e-05	2.8285e-05 3.3848e-05	2.8910e-07	0:00:48 12
turbulent viscosity limited	to viscosity ratio of	1.000000e+005	in 2 cells
989 2.1906e-03 6.0027e-05	2.9446e-05 3.6896e-05	2.8621e-07	0:00:44 11
turbulent viscosity limited	to viscosity ratio of	1.000000e+005	in 2 cells
990 2.2420e-03 5.3407e-05	2.9347e-05 3.6466e-05	2.8897e-07	0:00:38 10
turbulent viscosity limited	to viscosity ratio of	1.000000e+005	in 2 cells
iter continuity x-velocity y-velocity z-velocity energy time/iter			
991 2.1420e-03 5.6934e-05	2.9158e-05 3.6493e-05	2.8723e-07	0:00:34 9
turbulent viscosity limited	to viscosity ratio of	1.000000e+005	in 2 cells
992 2.1449e-03 5.0387e-05	2.8363e-05 3.5329e-05	2.9556e-07	0:00:31 8
turbulent viscosity limited	to viscosity ratio of	1.000000e+005	in 2 cells
993 2.1491e-03 5.8734e-05	2.9757e-05 3.5638e-05	2.8511e-07	0:00:27 7
turbulent viscosity limited	to viscosity ratio of	1.000000e+005	in 2 cells
994 2.2602e-03 5.4673e-05	2.9742e-05 3.6646e-05	2.9184e-07	0:00:23 6
turbulent viscosity limited	to viscosity ratio of	1.000000e+005	in 2 cells
995 2.2342e-03 6.0803e-05	3.0566e-05 3.8303e-05	2.8395e-07	0:00:20 5
turbulent viscosity limited	to viscosity ratio of	1.000000e+005	in 2 cells
996 2.2029e-03 5.1247e-05	2.8808e-05 3.5409e-05	2.9214e-07	0:00:16 4
turbulent viscosity limited	to viscosity ratio of	1.000000e+005	in 2 cells
997 2.1884e-03 6.0931e-05	3.0520e-05 3.8007e-05	2.9440e-07	0:00:12 3
turbulent viscosity limited	to viscosity ratio of	1.000000e+005	in 2 cells
998 2.2038e-03 5.4923e-05	3.0014e-05 3.6973e-05	2.8943e-07	0:00:08 2
turbulent viscosity limited	to viscosity ratio of	1.000000e+005	in 2 cells
999 2.1694e-03 5.5722e-05	2.9219e-05 3.5229e-05	2.8459e-07	0:00:04 1
turbulent viscosity limited	to viscosity ratio of	1.000000e+005	in 2 cells
1000 2.1822e-03 5.3158e-05	2.8122e-05 3.4739e-05	2.9404e-07	0:00:00 0

1. LAMPIRAN D

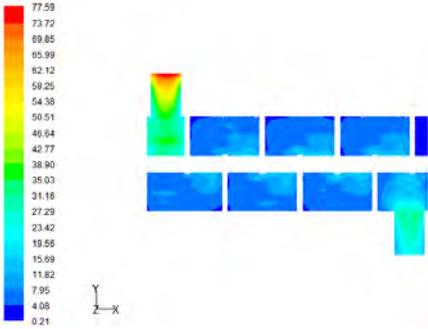
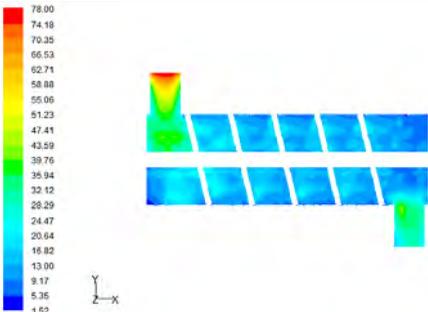
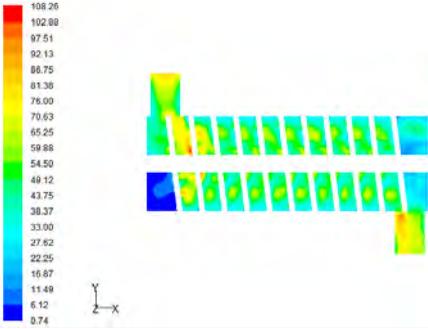
Data kontur *Velocity Magnitude*

Variasi <i>Baffle</i>	Hasil Simulasi
<i>Segmental Baffle</i>	
<i>Helical Baffle 13⁰</i>	
<i>Helical Baffle 7⁰</i>	

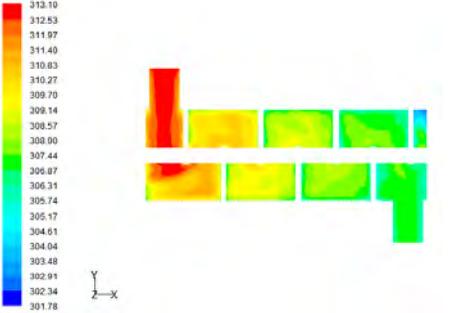
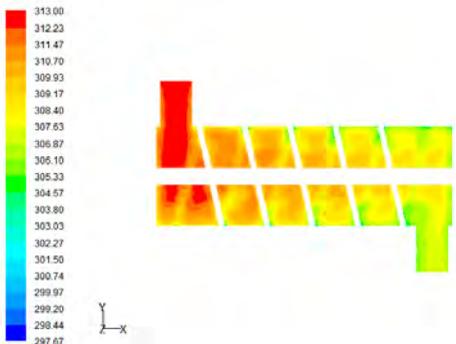
Data Vektor Velocity Magnitude

Variasi Baffle	Hasil Simulasi
<p><i>Segmental Baffle</i></p>	
<p><i>Helical Baffle 13°</i></p>	
<p><i>Helical Baffle 7°</i></p>	

Data kontur *Turbulence Intensity*

Variasi Baffle	Hasil Simulasi
<i>Segmental Baffle</i>	
<i>Helical Baffle 13°</i>	
<i>Helical Baffle 7°</i>	

Data kontur Total Temperature

Variasi Baffle	Hasil Simulasi
<i>Segmental Baffle</i>	
<i>Helical Baffle 13°</i>	
<i>Helical Baffle 7°</i>	