



STUDI NUMERIK KARAKTERISTIK DISTRIBUSI ALIRAN DAN TEMPERATUR PADA PENDINGIN OLI PELUMAS DENGAN VARIASI *MULTI-STEP BLOCKER*

Siti Duratun Nasiqiati Rosady^{a*}, Eli Novita Sari^b, Jauharotul Maknunah^c

^{a, b} Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Billfath,

^c Teknik Pendingin dan Tata Udara, Politeknik Negeri Indramayu

E-mail koresponden: nasiqiati.rosady@gmail.com

ABSTRACT

Lube oil cooler serves to lower the temperature of the lube oil in the gas turbine lubrication system. The problem that often occurs is the oil exit temperature is still high. This causes process failure in the lubrication system because the working temperature exceeds the allowable temperature. This failure is caused by non-uniformity flow distribution of the lube oil cooler. Therefore, further studies are needed to improve the uniformity of flow distribution. To increase the uniformity of flow, modification of the shape of the inlet header and variations of the lubricating oil capacity on the performance of the lubricating oil cooler were carried out. The research method used is numerical simulation with ANSYS FLUENT software. The simulation is carried out in 3 dimensions with a turbulence model in the form of k-ε RNG using a pressure based solution solver. Making geometry and design specifications using GAMBIT software. Geometric data is the dimensions of the lubricating oil cooling system and data from previous studies. The simulation is carried out in the form of a base line header with a modification of the inlet header, namely a multi-step blocker with variations of the Reynolds Number of 3088, 5146, and 7616. Based on the results of numerical simulations that have been carried out, the lowest Non-uniformity flow rate is at $Re = 3088$ sebesar, $\Phi = 0.01594$, Exit Temperature $76.620^\circ C$, and Pressure Drop $639.265 N/m^2$.

Keywords: *Lube oil cooler, Heat Exchanger, Multi-Step Blocker, Non-uniformity flow rate*

ABSTRAK

Pendingin oli pelumas berfungsi untuk menurunkan temperatur oli pelumas pada sistem pelumasan turbin gas. Masalah yang sering terjadi adalah temperatur keluar oli masih tinggi. Hal ini menyebabkan kegagalan proses pada sistem pelumasan karena temperatur kerja melebihi temperatur yang diizinkan. Kegagalan ini disebabkan karena *Non-uniformity* (ketidakseragaman) pada distribusi aliran pendingin oli pelumas. Oleh karena itu dibutuhkan studi lebih lanjut untuk meningkatkan keseragaman distribusi aliran. Untuk meningkatkan keseragaman aliran, dilakukan modifikasi bentuk *inlet header* dan variasi kapasitas oli pelumas terhadap performa pendingin oli pelumas. Metode penelitian yang digunakan adalah simulasi numerik dengan *Software* ANSYS FLUENT. Simulasi dilakukan secara 3 dimensi dengan model turbulensi berupa k-ε RNG menggunakan *solver pressure based solution*. Pembuatan geometri dan spesifikasi desain menggunakan *software* GAMBIT. Data geometri merupakan dimensi dari sistem pendingin oli pelumas dan data dari penelitian sebelumnya. Simulasi dilakukan dengan bentuk *header base line* dengan modifikasi *inlet header* yaitu *multi-step blocker* dengan variasi *Reynolds Number* sebesar 3088, 5146, dan 7616. Berdasarkan hasil simulasi numerik yang telah dilakukan, *Non-uniformity flow rate* terendah pada bentuk *inlet header base line* pada $Re = 3088$ sebesar, $\Phi = 0.01594$, Temperatur keluar $76.620^\circ C$, dan *Pressure Drop* $639.265 N/m^2$.

Kata Kunci: Pendingin Oli Pelumas, Alat Penukar Panas, *Multi-Step Blocker*, Ketidakseragaman laju aliran

1. PENDAHULUAN

Temperatur oli pelumas sebelum masuk pada turbin gas harus sesuai dengan kondisi temperatur yang diijinkan yaitu dibawah $170^\circ F$ atau $77^\circ C$. Jika dalam operasinya temperatur oli pelumas masuk turbin gas lebih besar atau sama dengan $170^\circ F$, maka indikator alarm akan berbunyi hingga pada temperatur oli pelumas $180^\circ F$, secara otomatis turbin gas akan *shut down* [1].

Berdasarkan beberapa studi yang telah dilakukan, Laju aliran yang dihasilkan dari distribusi pada satu fase cenderung tidak seragam jika melewati saluran parallel [2-4]. Konfigurasi *enterance heat exchanger* mempengaruhi ketidak seragaman aliran tersebut yang dikaitkan dengan desain *header* yang kurang baik serta distribusi aliran pada masing-masing *tube* [5].

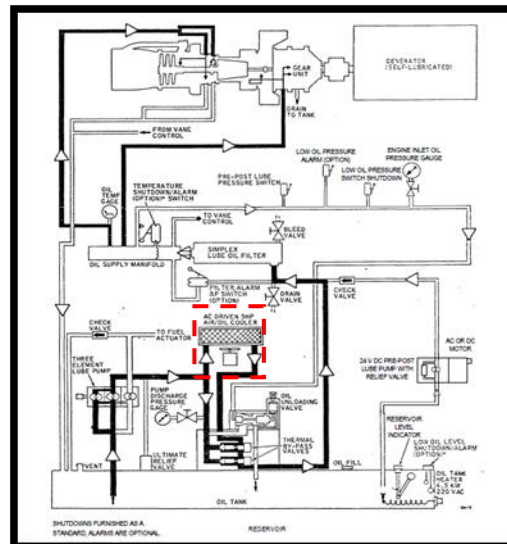
Compact heat exchanger dapat diklasifikasikan menjadi dua jenis berdasarkan arah alirannya, yaitu tipe Z dan tipe U yang banyak digunakan untuk disipasi panas dan dalam sistem pendinginan. Mekanisme kerjanya yaitu fluida pertama akan mengalir ke dalam *header* yang selanjutnya diteruskan ke masing-masing *tube*. Adapun hasil penelitian yang berkaitan dengan distribusi aliran pada *parallel flow heat exchanger* [6-7]. Selain Tipe-U, *Heat exchanger* tipe-z juga banyak digunakan, bahkan beberapa penelitian telah dilakukan guna mengembangkan keseragaman alirannya [8-9]. Wang dan Huang [10] telah terbukti menghasilkan penelitian mengenai *compact parallel flow heat exchanger* tipe U menggunakan metode numerik.

Inlet header yang bervariasi menghasilkan pengaruh untuk menaikkan keseragaman distribusi kecepatan aliran dari *heat exchanger* pada masing-masing *tube*. Oleh karena itu, simulasi *heat exchanger* untuk mengetahui pengaruh modifikasi *header* pada *Pendingin oli pelumas* dilakukan menggunakan *software* ANSYS FLUENT.

2. TINJAUAN PUSTAKA

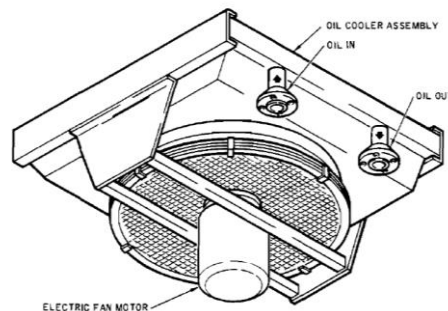
2.1. Sistem Pelumasan (*Lubrication System*)

Pengertian dari sistem pelumasan merupakan zat kimia yang seringnya cairan tersebut diaplikasikan diantara dua benda yang mengalami gesekan akibat pergerakan untuk menurunkan gaya gesek yang terjadi. Sistem pelumasan juga berguna menjadi lapisan pelindung antar dua permukaan benda tersebut [11]. Fungsi lain dari sistem pelumas adalah sebagai perapat, pendingin, peredam kejutan dan mengurangi korosi.



Gambar 1. Skema sistem pelumasan [1].

Gambar 1 menunjukkan skema sistem pelumasan yang cara kerjanya secara umum adalah sebagai berikut: ketika mesin (sistem pelumas) dinyalakan, pompa *pre/post lube oil* menyala secara otomatis karena sistem kontrol elektrik. Pompa menghisap oli dari tangki oli pelumas dan membawa oli pelumas tersebut ke kompresor bagian gear dan *bearing*, rotor *bearing* turbin, dalam beberapa aplikasi juga ke *bearing* generator [1]. Sedangkan gambar 2 menunjukkan tipe *Pendingin oli pelumas* yang digunakan.



Gambar 2. Tipe *Pendingin oli pelumas* [1].

Salah satu komponen penting dalam sistem pelumasan adalah *Pendingin oli pelumas*. Pendingin oli ke udara mempertahankan temperatur minyak pelumas dalam batas operasi, dan menggabungkan pertukaran panas radiator oli ke udara dan kipas angin, digerakkan oleh motor listrik. *Cooler* bisa bekerja pada udara *ambient* tinggi atau udara *ambient* rendah, tergantung pada ketebalan inti radiator [13]. *Cooler* dirancang untuk instalasi jarak jauh dan dipasang horizontal untuk memberikan aliran udara vertikal. Selama operasi normal kipas meniup udara melewati *cooler*. Udara *ambient* yang tinggi membutuhkan beberapa instalasi *oil cooler*.

2.2. Alat Penukar Panas (*Heat Exchanger*)

Perpindahan panas antara dua atau lebih menggunakan alat heat exchanger yang dipengaruhi oleh geometri heat exchanger serta 3 bilangan tak berdimensi (reynold, nusselt, dan prandtl fluida). Besarnya konveksi yang terjadi akan brbda dengan compact heat exchanger atau crossflow heat exchanger [14].

2.3 Tinjauan Termodinamika

Pada kondisi *steady state*, massa yang berada di dalam *volume* atur serta pada kondisi batas tidak mengalami perubahan berdasarkan waktu. Begitu juga dengan kecepatan aliran pada massa, perpindahan energi oleh kalor dan kerja juga konstan terhadap waktu. Hal tersebut dapat dilihat dari persamaan [15]:

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum_i \dot{m}_i + \sum_e \dot{m}_e \quad (4)$$

$$\dot{m}_{hi} = \dot{m}_{ho}$$

$$\dot{m}_{ci} = \dot{m}_{co}$$

Persamaan di atas merupakan neraca laju massa untuk *volume* atur atau *control volume* yang dapat digunakan pada sisi masuk dan sisi keluar. Selain itu juga digunakan analisa kesetimbangan energi, di mana persamaanya adalah [15]:

$$q_h = q_c$$

$$\dot{m}_h c_{p,h} \Delta T_h = \dot{m}_c c_{p,c} \Delta T_c \quad (5)$$

dimana:

$$\dot{m}_h = \text{Laju alir massa fluida panas (kg/s)}$$

$$\dot{m}_c = \text{Laju alir massa fluida dingin (kg/s)}$$

$$C_p = \text{Kalor spesifik fluida (J/kg K)}$$

$$\Delta T = \text{Selisih temperatur fluida masuk dan fluida keluar (K)}$$

2.4 Tinjauan Perpindahan Panas

2.5.1 Metode Beda Temperatur Rata-Rata Logaritmik (LMTD)

Metode Beda Temperatur Rata-Rata Logaritmik (LMTD) banyak digunakan dalam perancangan serta perhitungan performa pada *heat exchanger* [16]. Distribusi temperatur yang digunakan dalam aliran *counter heat exchanger* sebagai variabel perumusan menggunakan metode LMTD, dengan besarnya nilai q ditentukan:

$$q = UA \Delta T_{LMTD} \quad (6)$$

Harga ΔT_{LMTD} dapat ditentukan dengan mengetahui besarnya temperatur masuk dan temperatur keluar kedua fluida, sehingga persamaan di atas menjadi:

$$q = UA \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (7)$$

dengan:

$$q = \text{heat transfer (W)}$$

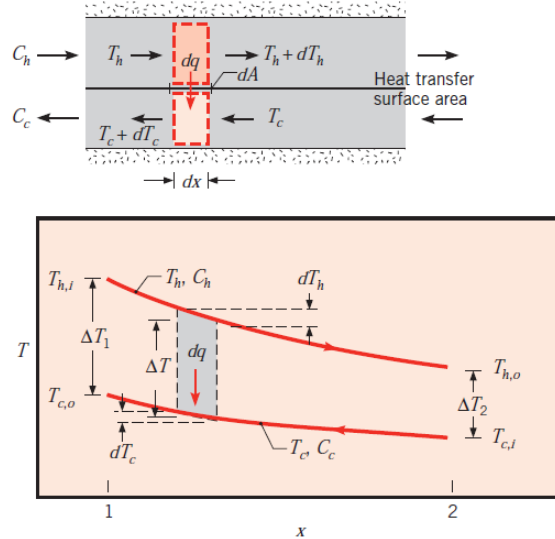
$$U = \text{Koefisien heat transfer secara keseluruhan (W/m}^2\text{K)}$$

$$A = \text{Luasan area perpindahan panas (m}^2\text{)}$$

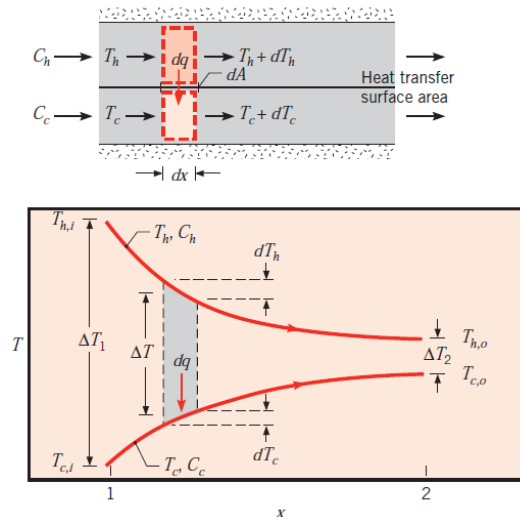
$$\Delta T_{LMTD} = \text{Perbedaan temperatur rata-rata logaritmik (K)}$$

$$\Delta T = \text{Perbedaan temperatur fluida panas dengendingin (K)}$$

Adapun gambaran distribusi pada temperatur pada suatu *heat exchanger* ditunjukkan melalui Gambar 3 dan 4. Dimana aliran fluida di dalamnya adalah tipe *counterflow* dan *parallel flow*. Tipe aliran fluida yang terjadi pada *Pendingin oli pelumas* merupakan tipe *crossflow*. Tipe distribusi temperatur pada aliran *crossflow* dapat digambarkan melalui distribusi temperatur tipe aliran *counterflow*.



Gambar 3. Distribusi Temperatur pada Penukar Panas tipe *Counter Flow* [14].



Gambar 4. Distribusi Temperatur pada Penukar Panas tipe *Parallel Flow* [14].

2.5 Pemodelan menggunakan Metode Numerik

2.5.1 Computational Fluid Dynamics

Perangkat yang mampu menganalisa suatu sistem berdasarkan aliran fluida, momentum, perpindahan panas, perpindahan energi, serta fenomena aliran lainnya berdasarkan simulasi menggunakan bantuan komputer merupakan pengertian dari *Computational fluid dynamics* [17].

Dalam benda kerja yang berupa cairan, jumlah massa fluida yang masuk akan sama dengan jumlah massa fluida yang keluar juga, atau dapat diistilahkan sebagai konservasi massa, yang dijabarkan melalui persamaan [18]:

$$\left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] dx dy dz = - \frac{\partial \rho}{\partial t} (dx dy dz)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] = 0$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho V_i}{\partial x_i} = 0$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (8)$$

Sedangkan momentum fluida juga dapat dijabarkan melalui koordinat kartesian berdasarkan persamaan berikut [18]:

$$\rho g_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} = \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right)$$

$$\rho g_y + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} = \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right)$$

$$\rho g_z + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} = \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (9)$$

energy equation [18]:

$$\rho \frac{D}{Dt} \left(e + \frac{V^2}{2} \right) = \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right)$$

$$- \frac{\partial (up)}{\partial x} - \frac{\partial (vp)}{\partial y} - \frac{\partial (wp)}{\partial z} + \frac{\partial (u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial (u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial (u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial (v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial (v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial (v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial (w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial (w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial (w\tau_{zx})}{\partial z} + \rho f \cdot V \quad (10)$$

2.5.2 Persamaan dasar serta pemodelan turbulensi

Persamaan yang menjabarkan *Reynolds Average Navier, Incompressible* biasanya dijabarkan melalui [19]:

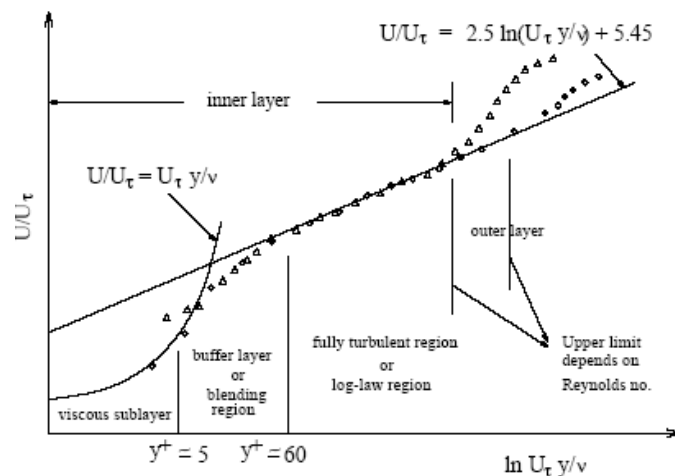
$$\frac{\delta U_i}{\delta x_i} = 0$$

$$\rho \frac{\delta U_i}{\delta t} + \rho \frac{\delta (U_j U_i)}{\delta x_j} = - \frac{\delta P}{\delta x_i} + \frac{\delta}{\delta x_j} (2\mu S_{ij} - \rho U'_i U'_j) \quad (11)$$

Dengan μ , ρ , U , U' dan P , yang berturut-turut mewakili simbol dari viskositas molekuler, densitas fluida, kecepatan rata-rata, kecepatan yang berfluktuasi serta tekanan statis rata-rata. Pemodelan SST serta WKO secara umum diintegrasikan menggunakan *viscous sub-layer* serta keduanya bukanlah bagian dari *special correlation viscous* yang terletak di dekat dinding [19].

2.5.3 Daerah Dekat Dinding

Gambar 5 memproyeksikan suatu aliran yang terbagi menjadi setiap daerah dekat dinding [20].



Gambar 5. Pembagian daerah dekat dinding [20].

Dengan, y^+ merupakan jarak dari dinding terhadap titik tengah (*centroid*) *cell* pertama dari *mesh* yang didapatkan melalui [21]:

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} \quad (12)$$

dengan :

u_τ merupakan *local velocity*

y merupakan jarak antara dinding dan *cell* pertama

ν merupakan viskositas kinematis pada fluida

3. METODOLOGI PENELITIAN

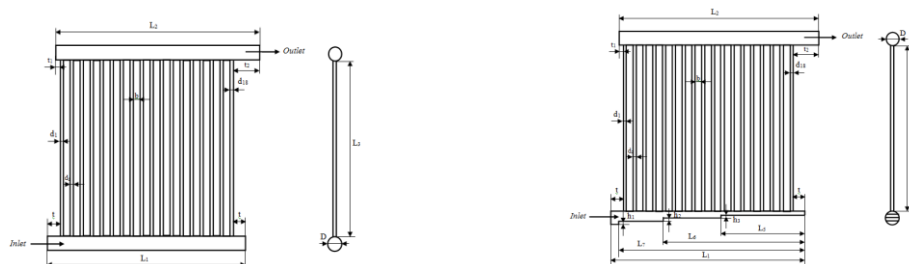
3.1 Tahapan - tahapan Penelitian

Penelitian ini dilakukan melalui tahapan-tahapan berikut:

1. Studi Kasus
2. Kajian Pustaka
3. Pengumpulan Data Aktual serta pengolahannya
4. Pemodelan dan Simulasi
5. Analisis Data Hasil dari simulasi
6. Penyusunan Laporan

3.2 Data

Persiapan pertama, persiapan data yang digunakan sebagai pengaturan nilai kondisi batas serta acuan pembuatan domain. Dilakukan pula dilakukan pemodelan *Pendingin oli pelumas* 3 dimensi guna menggambarkan proses analisis karakteristik aliran. Gambar 6 a-b menggambarkan geometri *Pendingin oli pelumas base line* dengan modifikasi *inlet header multi-step blocker*. Pada kajian numerik ini, menggunakan data berdasarkan *performance test* dari *Pendingin oli pelumas Hayden manufacturer* dan beberapa data dari penelitian sebelumnya [11].



Gambar 6. Geometri Pemodelan Pendingin oli pelumas
a. *base line*, b. *multi-step blocker*.

3.3 Tahap Pre Processing

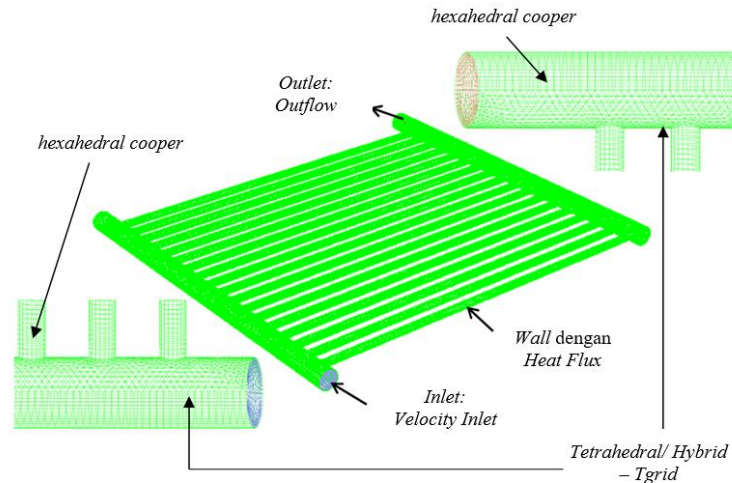
Pre processing merupakan tahap pertama untuk menganalisis pemodelan dari CFD yang terdiri dari sub-tahapan berupa tahap pembuatan geometri, tahap *meshing*, serta penentuan kondisi batas menggunakan aplikasi GAMBIT 2.4.6. Penjelasan masing-masing sub-tahapan tersebut sebagai berikut:

3.3.1 Geometri dan Domain Pemodelan Pendingin oli pelumas

Pada proses analisa karakteristik aliran, didapatkan pemodelan *Pendingin oli pelumas* 3 dimensi. Gambar 3.2 menunjukkan domain geometri *Pendingin oli pelumas base line* yang akan disimulasikan.

3.3.2 Meshing dan Kondisi Batas

Mesh dibuat menggunakan cara *bottom-up* dan dibuat dari entiti geometri yang paling sederhana, yakni garis, selanjutnya bidang serta volume. Gambar 7. merupakan domain hasil pembuatan *mesh* yang berada di *base line inlet header*, tersusun dari beberapa *mesh* jenis *hexahedral cooper*, dan *Tetrahedral/Hybrid – Tgrid*.



Gambar 7. Meshing dan kondisi batas pada base line.

Geometri hasil dari *meshing* dan telah ditentukan kondisi batasnya, selanjutnya di-export dalam bentuk file .msh untuk selanjutnya di lakukan *processing* dan *post processing* menggunakan *software* FLUENT 6.3.26.

3.4. Materials

Ada dua jenis *materials* yang digunakan yaitu *Fluid* dan *Solid*. *Material Fluid* merupakan *lube oil* dengan spesifikasi sebagai berikut:

Density = 879 kg/m³
Konduktifitas Termal = 0.139 W/m-K
 C_p = 2039 J/kg-K
Viscosity = 0.0135 Kg/m-s

Sedangkan *material solid* yaitu *material tube* memiliki spesifikasi sebagai berikut:

Density = 8933 kg/m³
 C_p = 385 j/kg-K
Thermal Conductivity = 401 W/m-K

3.4.1 Operating Conditions

Tahap *Operating conditions* akan menentukan kondisi dari daerah operasi serta lingkungan di sekitar domain yang dianalisa. Nilai kondisi operasi pada tekanan 610255.5 pascal dengan gravitasi 9.81 m/s² arah y negatif.

3.4.2 Boundary Conditions

Tahap *Boundary conditions* menghasilkan nilai parameter-parameter serta batasan yang terjadi dalam aliran, yaitu mengatur kecepatan masuk, kondisi keluar dan memberikan nilai *heat flux* pada dinding *tube*. Data *input* untuk *boundary condition* ditunjukkan Tabel 3. pada masing-masing variasi kapasitas volumetris *lube oil*.

Tabel 3. Data masukan untuk *boundary condition*

Flow rate (gpm)	Inlet Velocity (m/s)	Temperatur (°C)	Outlet Outflow	Wall Heat Flux (W/m ²)
30	0.933	84.4	Outflow	-25903.3
50	1.556	84.4	Outflow	-28915.2
74	2.303	84.4	Outflow	-32161.1

➤ Nilai *velocity* diperoleh dengan mengkonversi nilai *Flow rate*, sebagai berikut: [11]

Flow rate, Q = 30 gallon/ menit

Dimana: 1 gallon = 0.00378541 m³

1 menit = 60 detik

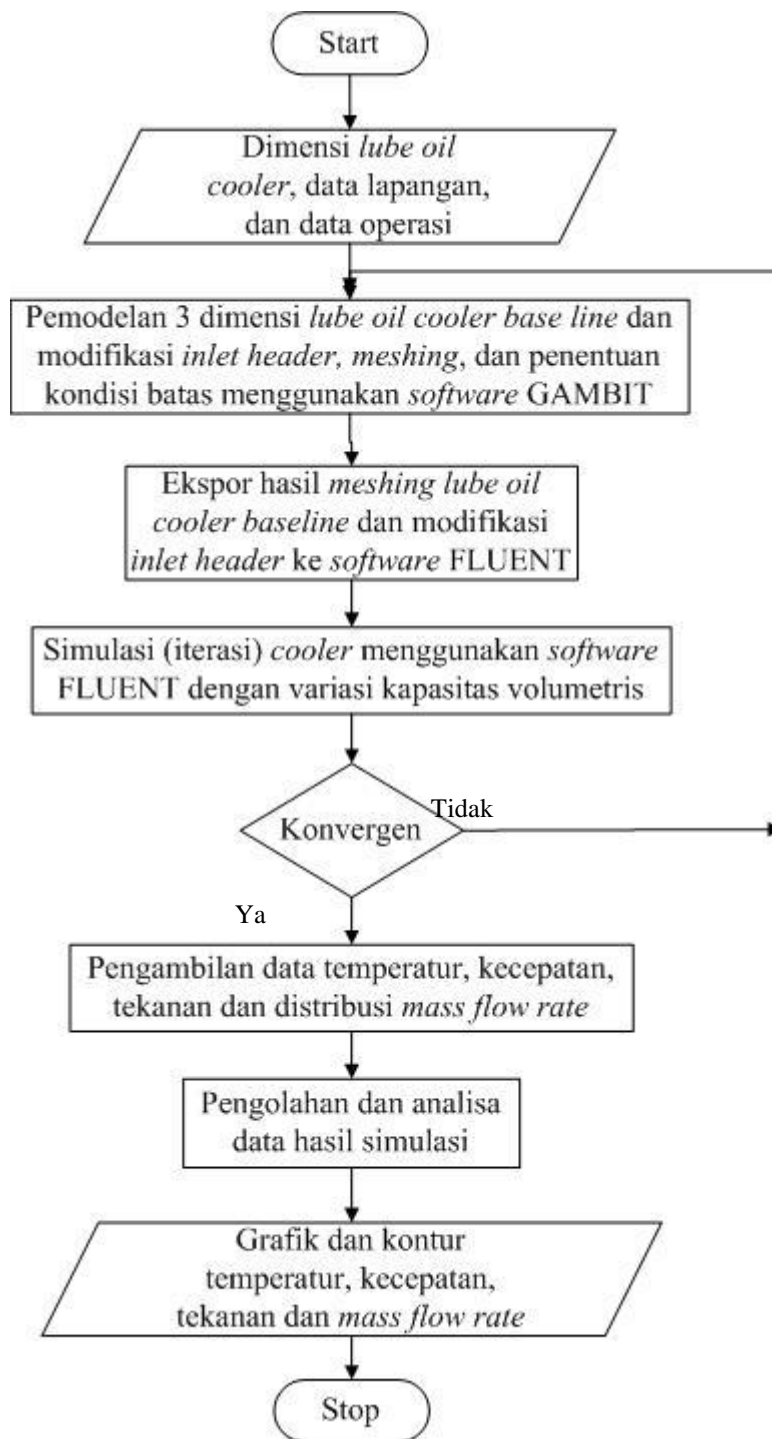
$$= 30 \frac{\text{gallon}}{\text{menit}} \frac{0.00378541 \text{ m}^3}{1 \text{ gallon}} \frac{1 \text{ menit}}{60 \text{ detik}}$$

$$= 1.892705 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{detik}$$

Velocity, $v = Q/A$

$$= \frac{1.892705 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{detik}}{0.002028 \text{ m}^2} = 0.933 \text{ m/s}$$

3.5 Flowchart

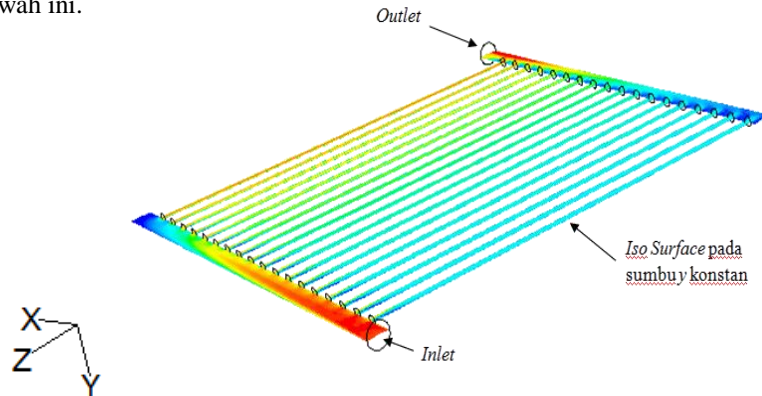


Gambar 8. Diagram Alir Penelitian

4. ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN

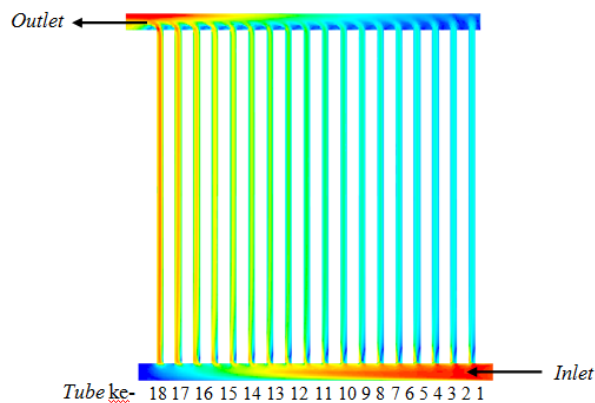
4.1 Posisi dan Cara Pengambilan Data Hasil Simulasi

Post Processing yang merupakan hasil simulasi didapatkan melalui nilai distribusi *mass flow rate* pada setiap *tube* (*flow ratio*), kecepatan, tekanan dan temperatur pada masing-masing variasi kapasitas volumetris *lube oil* dan modifikasi *inlet header*. Sedangkan posisi untuk pengambilan data hasil dari simulasi didapatkan dengan melakukan *iso surface* pada sumbu *y* konstan. Hasilnya ditunjukkan melalui gambar 9 dibawah ini.



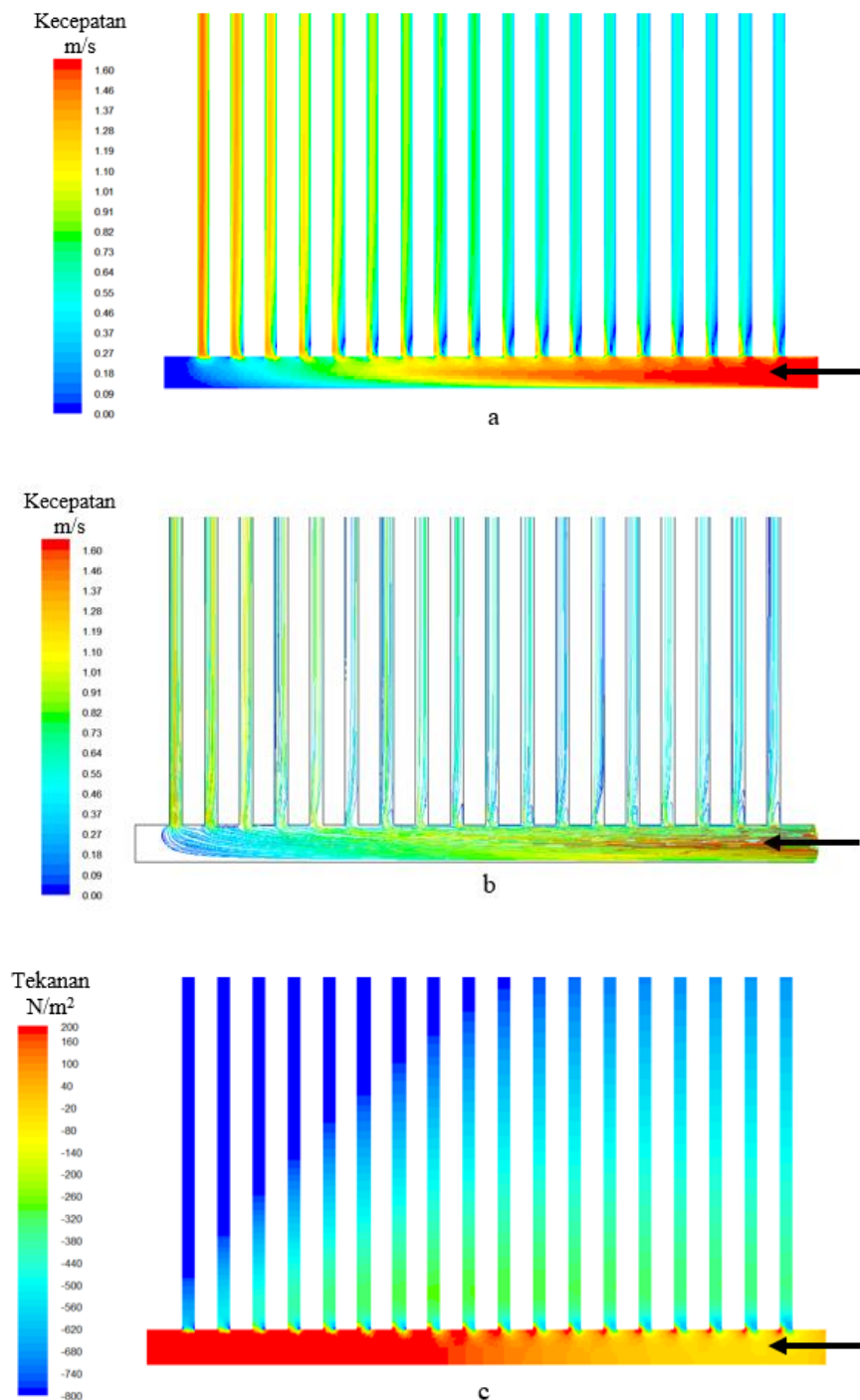
Gambar 9. Posisi dalam pengambilan data *iso-surface* pada *lube oil cooler*.

Gambar 10 menunjukkan hasil *iso-surface* yang digunakan. Sedangkan pengambilan data distribusi *mass flow rate* secara kuantitatif dilakukan dengan membuat interior pada masing-masing *tube* untuk memperoleh nilai *mass flow rate* dengan *report-fluxes-mass flow rate*. Penomoran *tube* sesuai dengan urutan dari posisi *inlet* ditunjukkan pada gambar 9. *Lube oil cooler* memiliki 18 baris *tube*, *tube* pertama dimulai dari kanan ke kiri dari posisi *inlet header* seperti ditunjukkan pada gambar. Pengambilan data temperatur *inlet*, temperatur *outlet*, *pressure inlet* dan *pressure outlet* pada setiap variasi kapasitas volumetris *lube oil* dan modifikasi *inlet header* dilakukan dari *report-surface integral*. Pengamatan pada setiap baris susunan *tube* dilakukan untuk mengetahui pengaruh variasi kapasitas volumetris *lube oil* dan modifikasi *inlet header* terhadap distribusi *mass flow rate* yang masuk pada setiap *tube* dan perpindahan panas yang terjadi.



Gambar 10. Posisi pengambilan *mass flow rate* pada masing-masing *tube*.

4.2 Hasil Simulasi Lube Oil Cooler Base Line



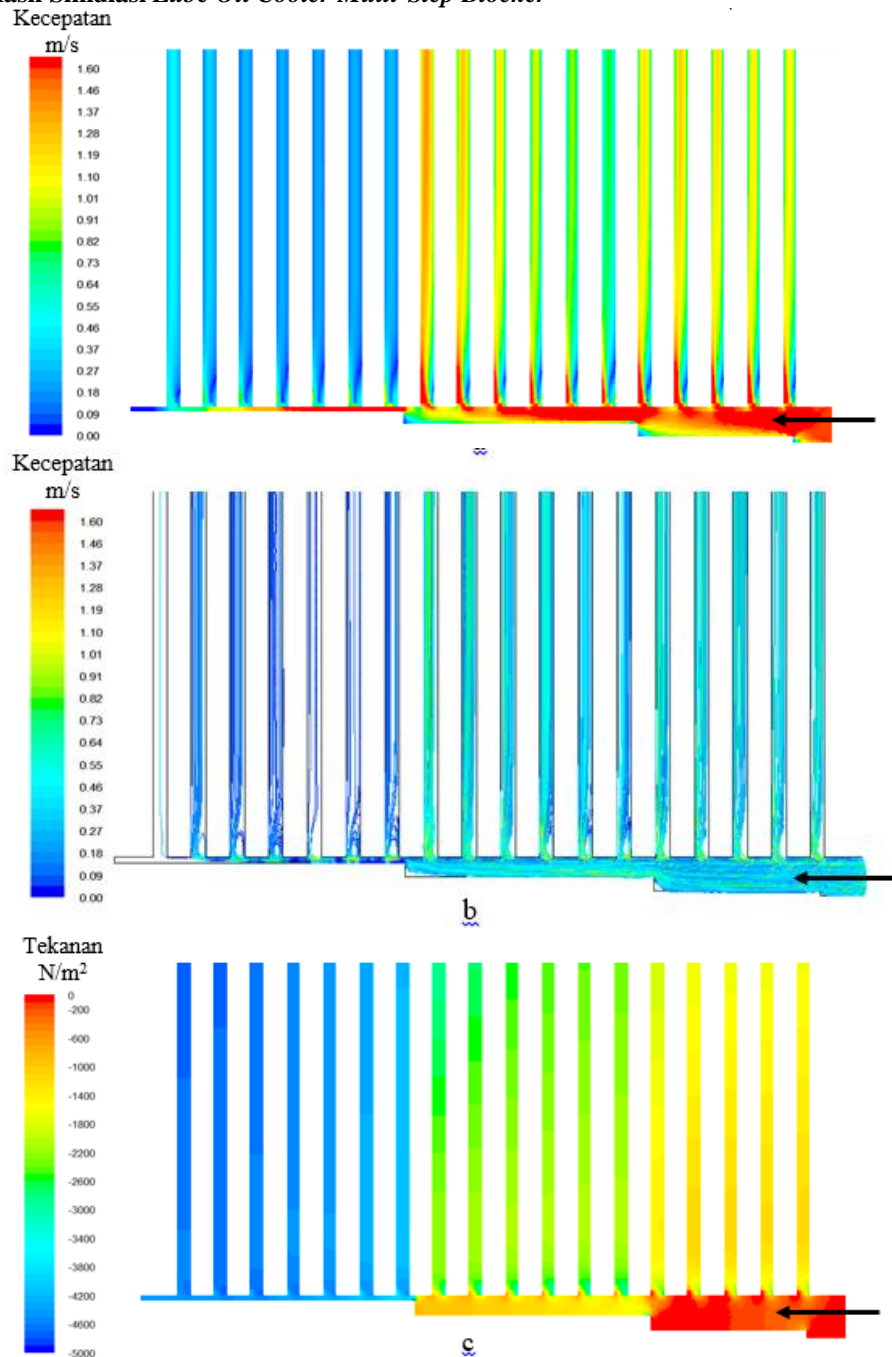
Gambar 11. Iso-surface a) Kontur Kecepatan, b) Pathline Kecepatan, dan c) Kontur Tekanan pada inlet header base line dengan Reynolds Number 5146.

Hasil simulasi kecepatan, dan tekanan pada inlet header base line dengan Reynolds Number 5146 ditunjukkan pada gambar 10 a-c. Nilai *non-uniformity*, Φ dihitung sebesar 0.02067 (Perhitungan *non-uniformity* menggunakan rumus yang telah dijelaskan pada dasar teori bab 2). Gambar 11a menunjukkan kecepatan aliran lube oil pada inlet header base line. Vortex pada beberapa tubes pertama yang ditunjukkan oleh pathline kecepatan pada gambar 11 b vortex akan mengurangi flow rate yang masuk pada tubes

pertama. Hasil tersebut telah sesuai dengan hasil penelitian yang dikembangkan oleh Huang dan Wang [8] yaitu dikarenakan adanya *vortex* yang menyebabkan *flow rate* yang mengalir menjadi rendah.

Mekanisme distribusi pada tekanan dijelaskan melalui gambar 11c. Tekanan yang lebih rendah akan masuk dan secara perlahan akan meningkat sepanjang *header* ditunjukkan oleh visualisasi kontur tekanan dari kuning berangsur-angsur ke merah[23].

4.3 Data Hasil Simulasi *Lube Oil Cooler Multi-Step Blocker*



Gambar 12. *Iso-surface* (a) Kontur Kecepatan, (b) *Pathline* Kecepatan, dan (c) Tekanan pada *inlet header multi-step blocker* dengan *Reynolds Number* 5146.

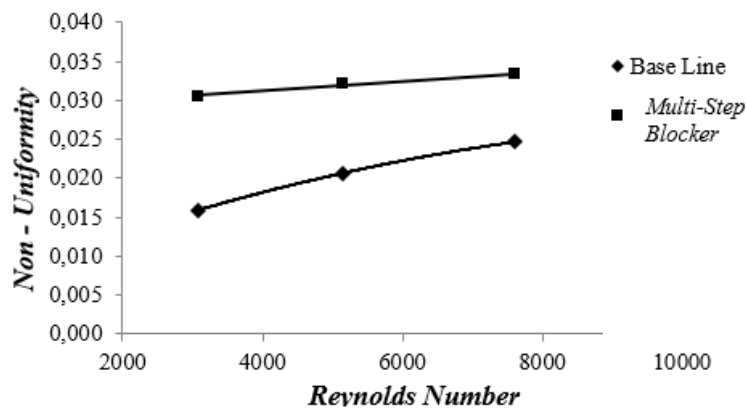
Hasil simulasi kecepatan, tekanan, dan *pathline* kecepatan di dalam *inlet header multi-step blocker* yang menggunakan *Reynolds Number* 5146 ditunjukkan pada gambar 11a-c. Nilai *non-uniformity*, Φ dihitung sebesar 0.0322, nilai ketidakseragaman *multi-step blocker* paling tinggi dibandingkan dengan *inlet*

header base line. Gambar 12 mengilustrasikan laju aliran tertinggi di dalam *entrance header* yang ditunjukkan warna merah dengan nilai kecepatan sekitar 1.6 m/s dan mengalami penurunan kecepatan aliran. Karena pengaruh adanya *forward facing step* pada bentuk *trapezoidal blocker* kecepatan aliran tidak seragam. Sedangkan laju ke arah lateral (*tubes*) tinggi pada masing-masing *tube* awal dan menurun pada *tube* ke 6 dan 7 kemudian meningkat lagi dan 7 *tubes* terakhir memiliki kecepatan rendah dimana dibawahnya *header* memiliki luas penampang yang kecil sehingga *flow rate* yang mengalir hanya sedikit.

Hal tersebut menunjukkan bahwa ketidakseragaman *flow rate* yang mengalir pada masing-masing *tube* dikarenakan terbentuk *vortex* pada beberapa *tubes* tengah dan beberapa *tubes* terakhir seperti ditunjukkan oleh *pathline* kecepatan pada gambar 4.8b adanya *vortex* akan mengurangi *flow rate* yang menuju *tubes*. Sehingga *flow rate* yang ada di dalam masing-masing *tube* tidaklah seragam. *Vortex* terbentuk pada daerah dimana *header* mengalami pengecilan penampang. Sedangkan pada *inlet header* yang luas penampangnya hanya sedikit mengalami pengecilan penampang, lima *tubes* diatasnya tidak terbentuk *vortex*. Sehingga menimbulkan tingginya *flow rate* yang mengalir pada *tube* tersebut [8].

Distribusi tekanan yang terjadi diilustrasikan melalui gambar 12c. Tekanan yang tinggi masuk pada sisi *inlet header*, karena adanya *head loss minor* akibat perubahan luas penampang berupa *backward facing step* tekanan menurun seiring *header*, sehingga tekanan terendah pada ujung *header* dengan luas penampang terkecil. Untuk tekanan kearah lateral, tekanan pada lima *tubes* awal tinggi yang ditunjukkan oleh visualisasi kontur tekanan dengan warna merah dan menurun pada *tubes* ke 6 sampai 11 yang ditunjukkan oleh warna hijau. Beberapa *tubes* terakhir dengan distribusi tekanan berwarna biru memiliki tekanan paling rendah yaitu *tube* ke 12 sampai *tube* ke 18 [23].

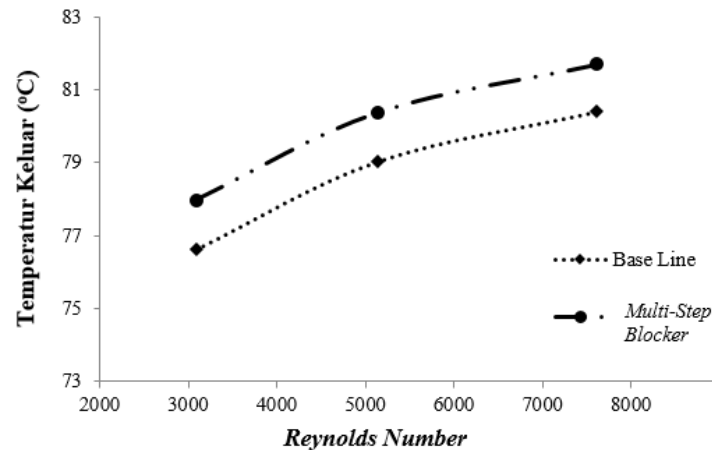
4.4 Perbandingan Non-uniformity terhadap Reynolds Number



Gambar 13. Grafik *non-uniformity* (ketidak seragaman) *lube oil* berdasarkan *Reynolds Number*.

Non-uniformity pada aliran *lube oil* di setiap modifikasi *inlet header* berdasarkan *Reynolds Number* ditunjukkan melalui grafik pada gambar 13. Berdasarkan gambar tersebut dapat diketahui hubungan *non-uniformity* (Φ) dengan *Reynolds Number* (Re). [8]. Distribusi kecepatan *multi-step blocker* tidak seragam jika dibandingkan dengan kondisi *base line* karena gradien tekanan yang ada pada *inlet header* berubah seiring adanya modifikasi bentuk geometri *inlet* [23]. Karena telah didapatkan hasil bahwa pada *Reynolds Number* 3088 memiliki nilai *non-uniformity* yang paling rendah, sehingga analisa selanjutnya dilakukan pada *Reynolds Number* 3088.

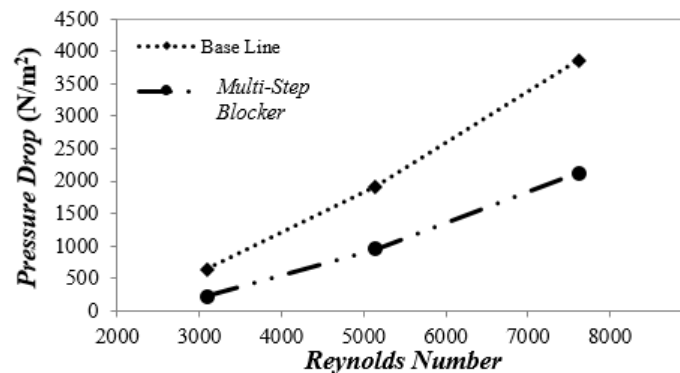
4.5 Temperatur Keluar pada *Lube Oil* Masing-Masing bentuk *Inlet Header*



Gambar 14. Grafik temperatur keluaran *lube oil* berdasarkan *Reynolds Number* disetiap bentuk *inlet header*

Trendline pada grafik menggambarkan bahwa semakin besar *Reynolds number* mengakibatkan temperatur keluaran pada *lube oil* juga semakin meningkat. Hal tersebut dikarenakan semakin besar *Reynolds Number*, *mass flow rate lube oil* yang mengalir juga semakin besar sehingga menyebabkan meningkatnya beban pendinginan juga [22].

4.6 Perbandingan *Pressure Drop* Masing-Masing bentuk *Inlet Header*



Gambar 15. Grafik Perbandingan *Pressure Drop* pada masing-masing bentuk *Inlet Header*

Trendline pada grafik menggambarkan bahwa *Pressure Drop* akan semakin besar seiring meningkatnya *Reynolds Number*. Hal tersebut dikarenakan dengan meningkatnya *Reynolds Number* akan menyebabkan kenaikan kecepatan juga serta *pressure drop*. [24]

3. KESIMPULAN DAN SARAN

Penelitian mengenai karakteristik dari distribusi aliran dan temperatur pada pendingin oli pelumas dengan variasi *multi-step blocker* telah diteliti menggunakan simulasi *Computational Fluid Dynamic* dengan perangkat lunak berupa ANSYS FLUENT. Hasil dari penelitian tersebut, didapatkan kesimpulan bahwa modifikasi *inlet header multi-step blocker* tidak mampu meningkatkan keseragaman aliran yang mengalir pada *tube heat exchanger*. Aliran lebih seragam pada *inlet header base line*. Semakin besar *Reynolds Number* maka ketidakseragaman aliran oli pelumas juga akan meningkat. *Non-uniformity flow rate* terendah pada bentuk *inlet header base line* pada $Re = 3088$ sebesar, $\Phi = 0.01594$, Temperatur keluar 76.620°C , dan *Pressure Drop* 639.265 N/m^2 .

0\,021.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Installation and Operation Instructions. *CENTAUR Turbine-Driven Generator Set GC1-CB-GE Serial Numbers CG82052, CG82053, and CG82054*. Hudbay Oil (Malacca Strait) Ltd.
- [2] Wang, Chi-Chuan, et al., "Characterics of Flow Distribution in Compact Parallel Flow Heat Exchangers, Part I: Typical Inlet Header". *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, Hal. 3226-3234, 2011.
- [3] Hao, Xiaohong., et al, "Numerical Analysis and Optimization on Flow Distribution and Heat Transfer of a U-Type Parallel Channel Heat Sink, *School of Mechatronics Engineering, University of Electronic Science and Technology of China*. Volume: 7 issue: 2, Januari 2015, <https://doi.org/10.1155/2014/672451>
- [4] Hassan, Jafar M., et al, "CFD Simulation for Manifold with Taperedlongitudinal Section", *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, Vol. 4, Issue 2, Februari 2014.
- [5] Kays, W.M., London, A.L. *Compact Heat Exchanger Second Edition*. New York: Mc Grow Hill Book Company, 1964, pp 235-289.
- [6] Kim, Nae-Hyun, et al. (2011), "Effect of inlet configuration on the refrigerant distribution in a parallel flow minichannel heat exchanger". *International Journal of Refrigeration*, Vol. 34, Hal. 1209-1221, Agustus 2011, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.05.018>.
- [7] Byun, H. W., Kim, N. H., "Refrigerant distribution in a parallel flow heat exchanger having vertical header and heated horizontal tubes". *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 35, Hal. 920-932, september 2011, <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2011.01.011>.
- [8] Huang, Cheng-Hung, Wang, Chun-Hsien, "The Design of Uniform Tube Flow Rates for Z-Type Compact Parallel Flow Heat Exchanger". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 57, Hal. 608-622, februari 2013, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.10.058>.
- [9] Yang, Kai-Shing, et al., "Characterics of Flow Distribution in Compact Parallel Flow Heat Exchangers. Part II: Modified Inlet Header". *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, Hal. 3235-3242, November 2011, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.06.003>.
- [10] Wang, Chun-Hsien, dan Huang, Cheng-Hung, "The Study in the Improvement of System Uniformity Flow Rate for U-Type Compact Heat Exchangers". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 63, Hal. 1-8, Agustus 2013, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.03.039>.
- [11] Wibowo, Annis Khoiri dan Dwiyantoro, Bambang Arip., *Studi Numerik Peningkatan Cooling Performance pada Lube Oil Cooler Gas Turbine yang Disusun Secara Seri dan Paralel dengan Variasi Kapasitas Aliran Lube Oil*, Tugas Akhir, Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya, Oktober 2014.
- [12] Boyce, Meherwan P., *Gas Turbine Engineering Handbook (Fourth Edition)*, Elsevier Inc. All rights reserved. 2012, pp 45-54.
- [13] Xin, Qianfan, *Friction and lubrication in diesel engine system design*, Woodhead Publishing Limited. All rights reserved, pp 651-758, 2013. DOI:10.1533/9780857090836.3.651
- [14] Cengel, Yunus A., *Heat Transfer A Practical Approach Second Edition*, John Wiley & Sons Inc, New York.
- [15] Moran, Michael J. and Saphiro Howard N, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics 5th Edition*, John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex PO19 8SQ, England, 2006, pp 342-367.
- [16] Wais, Piotr, "Fin-Tube Heat Exchanger Optimization, Heat Exchangers-Basics Design Applications", Dr. Jovan Mitrovic (Ed.), ISBN: 978-953-51-0278-6, InTech, Maret 2012, DOI: 10.5772/33492.
- [17] Ikhwan, Nur., *Computational Fluid Dynamic (Mekanika Fluida Komputasi): Konsep Fundamental*, Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya, 2000, pp 34-52.
- [18] Setyanto, Daud Gani dan Djanali, Vivien Suphandani. *Komparasi Model Turbulensi pada Heat Recovery Steam Generator*, Tugas Akhir, Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya, September 2014.
- [19] Goren, Omer et al., "Effect of Turbulence Modelling on The Computation of The Near-Wake Flow Of A Circular Cylinder", *Ocean engineering*, Vol. 37, Hal. 387-399, Maret 2010, <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2009.12.007>.
- [20] Tuakia, Firman., *Dasar-dasar Menggunakan CFD: Computational Fluid Dynamics Menggunakan FLUENT*, Informatika, Bandung, 2008, pp 67-76.
- [21] ANSYS FLUENT, *FLUENT 6.3 User's Guide*, Macrovision Corporation, 2006, pp 34-65.

- [22] Incropera, Frank P., et al., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer Seventh Edition*, John Wiley & Sons Inc, New York, 2007, pp 234-253.
- [23] Pritchard, Philip J., *Fox and Mc Donald's Introduction to Fluid Mechanics Eighth Edition*, New York: John Wiley & Sons Inc, 2010, pp 45-65.
- [24] Rathod, M. K., et al, "Performance evaluation of flat finned tube fin heat exchanger with different fin surfaces", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, Hal. 2131–2137, Agustus 2010, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.10.030>.