

Karakteristik Distribusi Aliran *Compact Parallel Flow Heat Exchanger* Tipe-Z dengan Variasi Modifikasi *Inlet header*

Siti Duratun Nasiqiati Rosady¹

¹Jurusan Teknik Mesin, Universitas Billfath Lamongan

E-mail: nasiqiati.rosady@billfath.ac.id

ABSTRACT

The Lube oil cooler is a type of Compact parallel flow heat exchanger type Z which functions to cool the temperature of the lube oil. The high temperature of the lube oil before entering the gas turbine is the failure of the Lube oil cooler to reduce the temperature of the lube oil. This is because the distribution of flow rates in the Z type Compact parallel flow heat exchanger is often not uniform. So that improvement is needed to increase the cooling effectiveness of the lube oil on the Lube oil cooler. In this study, a 3-dimensional simulation was carried out with a turbulence model in the form of k- ϵ RNG using a pressure based solution solver. The initial stage is to collect Lube oil cooler geometry data on the design specifications as the basis for making the domain, as well as data from previous research results as a reference for boundary conditions in the simulation process. From the data obtained, a Lube oil cooler simulation was performed on the Original model and modified the inlet header, namely the trapezoidal blocker and jet inlet with Reynolds Number variations of 3088, 5146, and 7616. Based on the simulations that have been carried out, by modifying the inlet header in the form of a trapezoidal blocker on Reynolds Number 3088 obtained the lowest non-uniformity parameter of 0.004695. The greater the Reynolds Number, the higher the non-uniformity flow rate and pressure drop and the dropping temperature.

Keywords: inlet jet, lube oil cooler, the inlet header modification, trapezoidal blocker, z-type compact parallel flow heat exchanger.

ABSTRAK

Lube oil cooler merupakan salah satu jenis Compact parallel flow heat exchanger tipe Z yang berfungsi untuk mendinginkan temperatur lube oil. Masih tingginya temperatur lube oil sebelum masuk turbin gas merupakan kegagalan Lube oil cooler dalam menurunkan temperatur lube oil. Hal ini disebabkan karena distribusi laju aliran pada Compact parallel flow heat exchanger tipe Z sering tidak seragam. Sehingga diperlukan improvement untuk meningkatkan effectiveness pendinginan lube oil pada Lube oil cooler. Pada penelitian ini dilakukan simulasi secara 3 dimensi dengan model turbulensi berupa k- ϵ RNG menggunakan solver pressure based solution. Tahap awal dilakukan pengambilan data geometri Lube oil cooler pada spesifikasi desain sebagai dasar pembuatan domain, serta data dari hasil penelitian sebelumnya sebagai acuan kondisi batas dalam proses simulasi. Dari data yang didapat kemudian dilakukan simulasi Lube oil cooler pada Original model dan modifikasi inlet header yaitu trapezoidal blocker dan inlet jet dengan variasi Reynolds Number sebesar 3088, 5146, dan 7616. Berdasarkan simulasi yang telah dilakukan, dengan melakukan modifikasi inlet header berupa trapezoidal blocker pada Reynolds Number 3088 diperoleh parameter non-uniformity paling rendah sebesar 0.004695. Semakin besar Reynolds Number maka Non-uniformity flow rate dan Pressure Drop juga meningkat dan temperatur keluar semakin menurun.

Kata kunci: inlet jet, lube oil cooler, the inlet header modification, trapezoidal blocker, z-type compact parallel flow heat exchanger.

PENDAHULUAN

Compact parallel flow heat exchanger tipe Z banyak diaplikasikan, salah satunya pada *Lube oil cooler*. Fungsi *Lube oil cooler* adalah mendinginkan temperatur *lube oil* yang telah membawa energi panas dari gesekan-gesekan komponen turbin gas. Tingkat keseragaman laju aliran pada masing-masing *tube compact heat exchanger* mempengaruhi *effectiveness* perpindahan panas. Semakin seragam laju aliran yang masuk pada masing-masing *tube*, maka *effectiveness* perpindahan panas akan semakin baik, sehingga temperatur keluar *cooler* menjadi lebih rendah. Penelitian sebelumnya menunjukkan laju aliran dari distribusi satu fase melewati saluran parallel sering tidak

seragam [1-3]. Distribusi aliran yang tidak seragam pada saluran tersusun parallel ini berhubungan dengan kecepatan *free stream* didalam *header* atau *manifold*, bentuk dan ukuran *header*, diameter *tube*, letak dan ukuran *inlet port* ke *header*, dan arah aliran. Pengaruh aliran yang tidak seragam secara umum dihubungkan dengan konfigurasi *entrance heat exchanger* dalam kaitannya dengan desain *header* yang kurang baik dan distribusi aliran pada masing-masing *tube* [4]. Sehingga untuk membuat desain *compact heat exchanger*, sangat penting untuk memahami fenomena distribusi aliran didalam *header* dan saluran parallel (*tubes*).

Berdasarkan arah aliran, *compact heat exchanger* dengan saluran tersusun parallel diklasifikasikan menjadi dua jenis, yaitu tipe Z dan tipe U. *Compact heat exchanger* tipe Z aliran masuk dan keluar pada sisi yang berlawanan sedangkan tipe U aliran masuk dan keluar pada sisi yang sama. Fluida pertama mengalir ke dalam *header* kemudian dialirkan ke saluran parallel (*tubes*). Beberapa penelitian tentang distribusi aliran pada *parallel flow heat exchanger* telah dilakukan [5-6]. Kim et al [5] melakukan eksperimen pada *horizontal circular header and minichannel tube* untuk mengetahui distribusi aliran yang dipengaruhi oleh konfigurasi *inlet* fluida. Byun dan Kim [6] memvariasikan kombinasi posisi *inlet* dan *outlet* untuk memperbaiki keseragaman aliran pada evaporator paralel tipe vertikal. Penelitian dilakukan untuk memperbaiki keseragaman aliran pada *heat exchanger* tipe Z [7-8]. Huang et al [7] melakukan simulasi numerik pada *heat exchanger* tipe Z. Didapatkan hasil dengan menambah panjang *inlet header*, maka distribusi aliran dalam *tube* menjadi lebih seragam. Hal ini ditunjukkan dengan nilai *flow ratio* yang hampir sama pada masing-masing *tube*. Yang et al [8] melakukan eksperimen untuk mengetahui distribusi aliran fluida pada *compact parallel heat exchanger*. Didapatkan distribusi aliran tergantung pada bentuk *header*.

Modifikasi *inlet header* telah diketahui memberikan pengaruh dalam meningkatkan keseragaman distribusi laju aliran *heat exchanger* pada masing-masing *tube*. Sehingga untuk mengetahui pengaruh modifikasi *header* pada *Lube oil cooler* maka dilakukan simulasi dengan parameter yang divariasikan adalah modifikasi *inlet header* yaitu bentuk-bentuk yang ditunjukkan pada gambar 2b dan 2c.

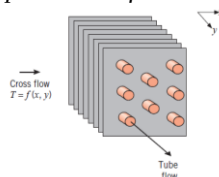
TINJAUAN PUSTAKA

A. Sistem Pelumasan (*Lubrication System*)

Dua benda yang permukaannya saling kontak antara satu dengan lainnya akan menimbulkan gesekan. Gesekan adalah gaya yang cenderung menghambat atau melawan gerakan. Keausan material dapat dikurangi dengan mengurangi besarnya gaya akibat gesekan yaitu dengan cara menghindarkan terjadinya kontak langsung antara dua permukaan benda yang bergesekan [9]. Salah satu cara untuk menghindarkan kontak langsung diantara dua benda yang bergesekan adalah dengan memberikan minyak pelumas diantara kedua benda tersebut. Selain itu, pelumas juga memiliki beberapa fungsi, diantaranya: Sebagai Pendingin, Sebagai Perapat, Untuk mengurangi korosi, dan Sebagai Peredam Kejut.

B. Heat Exchanger

Alat penukar panas (*heat exchanger*) merupakan suatu alat yang sangat penting dalam proses pertukaran panas. *Cross flow* merupakan jenis aliran pada *heat exchanger* dimana arah aliran antara fluida panas dan fluida dingin saling tegak lurus. Salah satu tipe alat penukar panas yang ditunjukkan pada Gambar 1 adalah *compact/ cross flow heat exchanger*.



Gambar 1. *Compact Heat Exchanger* [10].

C. Flow Ratio dan Non-Uniformity Flow Rate

Untuk mengevaluasi distribusi *flow rate* pada masing-masing *tube* digunakan bilangan tidak berdimensi berupa *flow ratio* (β) yang didefinisikan dengan persamaan:

$$\beta_i = Q_i / Q \dots (1)$$

dengan β_i merupakan *flow ratio* pada *tube* ke- i , sedangkan Q_i merupakan *flow rate* yang mengalir pada *tube* ke- i dan Q adalah *flow total* yang mengalir pada *header*. Setelah didapat nilai *flow ratio* pada masing-masing *tube*, selanjutnya dilakukan perhitungan untuk menentukan keseragaman *flow rate* [11]. Konsep standard deviasi pada *flow ratio* untuk mendefinisikan keseragaman *flow rate* dengan persamaan sebagai berikut:

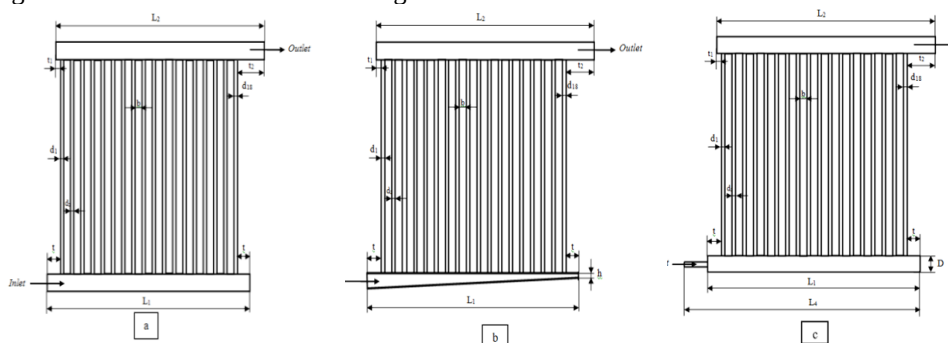
$$\hat{\beta} = \frac{\sum_{i=1}^N \beta_i}{N} \dots (2)$$

$$\Phi = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\beta_i - \hat{\beta})^2}{N}} \dots (3)$$

di mana Φ merupakan standard deviasi *flow ratio*, N merupakan jumlah *tube* dan $\hat{\beta}$ merupakan rata-rata *flow ratio*. Semakin besar standard deviasi maka *flow rate* yang mengalir pada masing-masing *tube* semakin tidak seragam.

METODE

Gambar 2.a menunjukkan geometri *Lube oil cooler original model* dengan modifikasi *inlet header trapezoidal blocker* (Gambar 2.b), dan *Inlet Jet* (Gambar 2.c). Sedangkan tabel 1. menunjukkan Dimensi pemodelan *Lube oil cooler*. Aliran fluida di dalam *tube*, *properties* diasumsikan konstan dan efek *bouyancy* diabaikan. Perubahan fluida 3 dimensi merupakan aliran *incompressible* dan *unsteady*. Dihitung dengan persamaan *Reynolds Navier-Stokes* 3 dimensi. Karena merupakan aliran turbulen, sehingga ditambahkan persamaan $k-\epsilon$ dan *standard wall function* digunakan untuk kondisi dekat dinding.



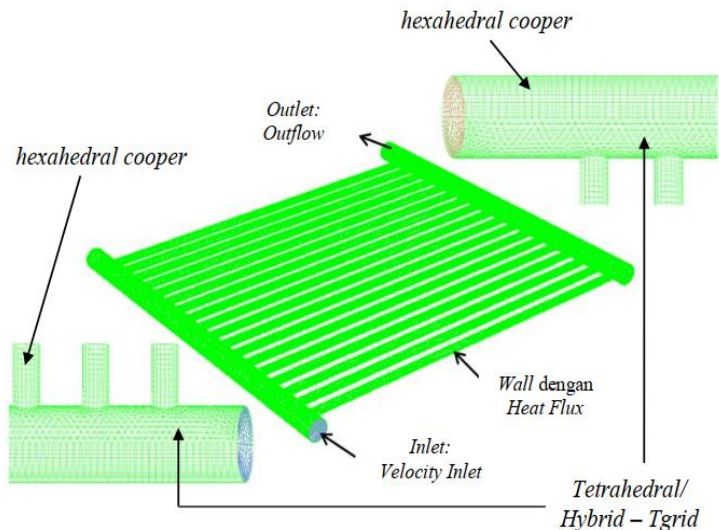
Gambar 2. Geometri Pemodelan *Lube oil cooler*
a. *Original model*, b. *trapezoidal blocker*, dan c. *inlet jet*.

Tabel 1. Dimensi pemodelan *Lube oil cooler*

No.	Dimensi	Variabel	Nilai (cm)
1.	Panjang <i>inlet header</i>	L_1	98,12
2.	Panjang <i>outlet header</i>	L_2	98,12
3.	Panjang <i>tube</i>	L_3	99,43
4.	Panjang <i>inlet header + jet</i>	L_4	106,12
5.	Panjang Modifikasi <i>inlet header</i>	L_5	38,16

No.	Dimensi	Variabel	Nilai (cm)
		L_6	70,86
		L_7	92,67
6.	Diameter header	D	5,08
7.	Diameter tube	$d_1 - d_{18}$	1,90
8.	Diameter jet	D_j	2,58
9.	Jarak antar tube	b	5,08
10.	Jarak inlet header ke tube pertama	t	5,08
11.	Jarak outlet header ke tube pertama	t_1	1,34
12.	Jarak outlet header ke tube terakhir	t_2	8,52
		h	1,27
13.	Tinggi modifikasi inlet header	h_1	1,27
		h_2	1,27
		h_3	1,27

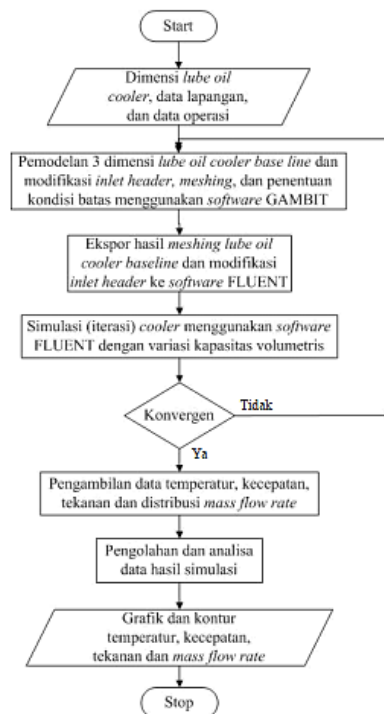
Dalam penelitian ini oli digunakan sebagai fluida kerja, dimana sifat oli adalah sebagai berikut: *density* $\rho = 879 \text{ kg/m}^3$, the viscosity $\mu = 0.0135 \text{ Kg/m-s}$, *Thermal Conductivity* $= 0.139 \text{ W/m-K}$, $C_p = 2039 \text{ J/kg-K}$. $\rho = 8933 \text{ kg/m}^3$, *Thermal Conductivity* $= 401 \text{ W/m-K}$, $C_p = 385 \text{ j/kg-K}$. Kondisi batas yang digunakan adalah inlet: *velocity inlet*, outlet: *Outflow*, tube: *wall* dengan *heat flux*. Kondisi batas *velocity inlet*. Kondisi batas ini digunakan untuk aliran inkompresibel. Kondisi batas *pressure outlet* digunakan, Kondisi batas *wall* dengan *heat flux*. Kondisi batas ini juga digunakan sebagai pembatas antara daerah fluida panas (*lube oil*) dan fluida dingin (udara).



Gambar 3. Meshing dan kondisi batas pada original model

Tabel 2. Data input untuk boundary condition

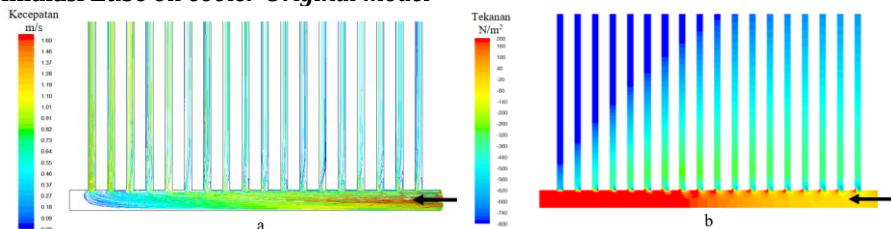
Flow rate (gpm)	Inlet		Outlet	Wall Heat Flux (W/m^2)
	Velocity (m/s)	Temperatur ($^{\circ}\text{C}$)		
30	0.933	84.4	Outflow	-25903.3
50	1.556	84.4	Outflow	-28915.2
74	2.303	84.4	Outflow	-32161.1



Gambar 4. Flowchart Penelitian

HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil Simulasi *Lube oil cooler Original model*



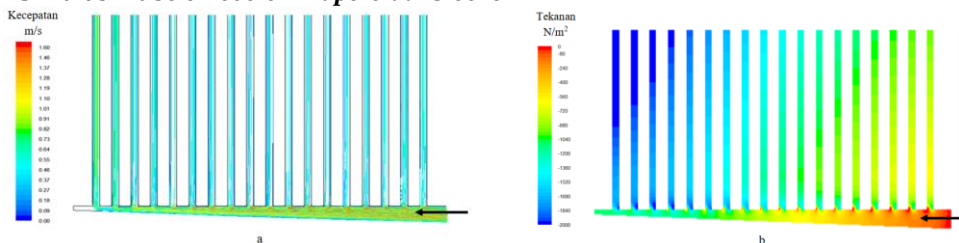
Gambar 5. Iso-surface a) Pathline Kecepatan, dan b) Kontur Tekanan pada inlet header *Original model* dengan Reynolds Number 5146.

Gambar 5a menunjukkan kecepatan aliran *lube oil* pada inlet header *Original model*, dan kecepatan tertinggi pada inlet header besarnya sekitar 1.6 m/s dan secara berangsur-angsur menurun sepanjang header hingga pada ujung header kecepatan hampir bernilai 0 m/s. Kecepatan kearah lateral (*tubes*) terendah terjadi pada beberapa *tubes* pertama dan meningkat pada *tube* selanjutnya sampai *tube* terakhir memiliki kecepatan aliran terbesar. Hal tersebut disebabkan karena adanya *vortex* pada beberapa *tubes* pertama. *vortex* ini akan mengurangi *flow rate*. Sehingga *flow rate* yang masuk sangat rendah dan terjadi ketidakseragaman *flow rate* di dalam masing-masing *tube*. Hasil ini sesuai dengan penelitian yang telah dilakukan oleh Huang dan Wang [7] yaitu karena adanya *vortex* menyebabkan *flow rate* yang mengalir rendah.

Distribusi tekanan ditunjukkan pada gambar 5b. Tekanan lebih rendah masuk dan secara berangsur-angsur meningkat sepanjang header. Tekanan didalam beberapa *tubes* pertama lebih

tinggi dan menurun pada beberapa *tubes* terakhir yang memiliki kecepatan tinggi yang ditunjukkan dengan warna biru muda di beberapa *tubes* awal menjadi biru tua di beberapa *tubes* akhir. Hal ini sesuai dengan hukum *Bernoulli* yaitu tekanan berbanding terbalik dengan kecepatan.

Hasil Simulasi *Lube oil cooler Trapezoidal blocker*

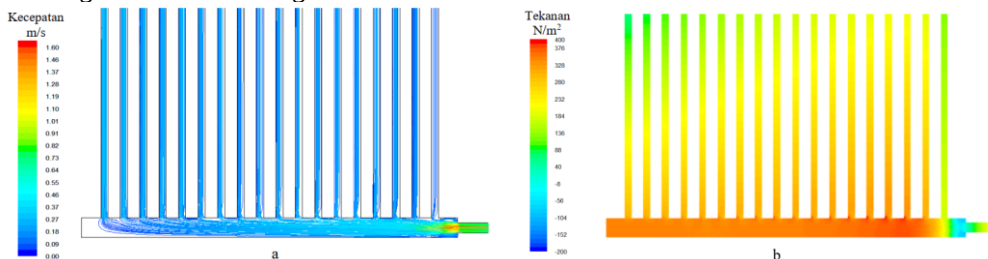


Gambar 6. Iso-surface (a) Pathline Kecepatan, dan (b) Kontur Tekanan pada inlet header trapezoidal blocker dengan Reynolds Number 5146.

Gambar 6a menunjukkan kecepatan aliran masuk pada *entrance header* tinggi bernilai sekitar 1.6 m/s kemudian sedikit menurun pada akhir *header* sampai kecepatan terendah pada ujung *header* dengan kecepatan hampir 0 m/s. Kecepatan kearah lateral (*tubes*) hampir seragam dan 3 *tube* terakhir memiliki kecepatan aliran yang lebih besar dibandingkan dengan *tubes* sebelumnya terjadi kenaikan kecepatan pada beberapa *tubes* pertama dan menurun pada beberapa *tubes* terakhir. Penurunan *non-uniformity* jika dibandingkan dengan inlet header *Original model* disebabkan karena *vortex* tidak terbentuk pada beberapa *tube* pertama. Distribusi tekanan ditunjukkan pada gambar 6b Tekanan tinggi pada inlet header dan berangsur-angsur mengalami penurunan akibat gesekan pada kekasaran permukaan sepanjang *header*. Sedangkan tekanan kearah lateral (kearah *tubes*) lebih rendah dibandingkan *header* karena adanya *head loss minor* dari *header* ke *tube* yang berbentuk *elbow 90°*. Beberapa *tubes* awal yang memiliki tekanan tinggi merupakan daerah kecepatan rendah dan pada beberapa *tubes* terakhir yang memiliki tekanan rendah karena pada beberapa *tubes* terakhir merupakan daerah dengan kecepatan tinggi.

Hasil Simulasi *Lube oil cooler Inlet Jet*

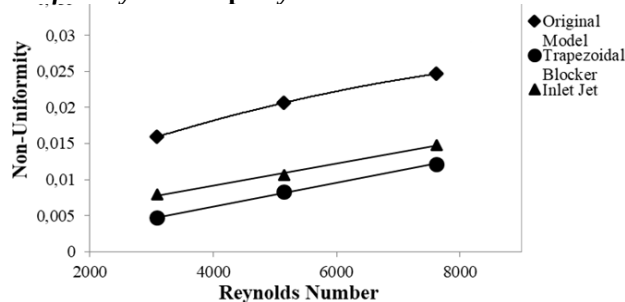
Gambar 7a menunjukkan kecepatan aliran *lube oil* pada *entrance header*, kecepatan tertinggi pada inlet header kemudian menurun secara drastis akibat pengaruh adanya *jet*. Kecepatan aliran ke arah lateral (kearah *tube*) hampir seragam. Terlihat bahwa *flow rate* yang masuk pada *tube* pertama paling rendah jika dibandingkan dengan *tubes* yang lain. Hal tersebut disebabkan karena adanya *vortex* pada *entrance header* akibat pengaruh adanya inlet *jet*. *Vortex* ini akan mengurangi *flow rate* yang masuk pada *tube* pertama sehingga hanya sedikit *flow rate* yang mengalir. Rendahnya *flow rate* yang masuk pada *tube* pertama mengakibatkan *flow ratio* pada masing-masing *tube* rendah dan meningkatkan ketidakseragaman aliran.



Gambar 7. Iso-surface (a) Pathline Kecepatan, dan (b) Kontur Tekanan pada inlet header inlet jet dengan Reynolds Number 5146.

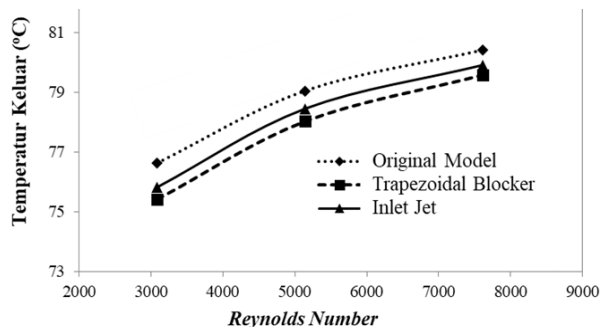
Distribusi tekanan ditunjukkan pada gambar 7b. Tekanan menurun pada bagian sisi *inlet* karena pengaruh *jet* yang memberi efek seperti *sudden enlargement*. Sesuai dengan persamaan *Bernoulli* bahwa tekanan berbanding terbalik dengan kecepatan. Ketika tekanan tinggi berarti merupakan daerah dengan kecepatan rendah begitu pula sebaliknya. Dari *inlet* ke *outlet* sepanjang *Lube oil cooler* terjadi penurunan tekanan. Hal ini mengindikasikan adanya *pressure drop* karena fluida mengalir dari tekanan tinggi ke tekanan rendah.

Perbandingan Non-Uniformity terhadap Reynolds Number



Gambar 8. Grafik *non-uniformity lube oil* fungsi *Reynolds Number*.

Non-uniformity aliran *lube oil* masing-masing modifikasi *inlet header* fungsi *Reynolds Number* telah diplot dalam sebuah grafik yang ditunjukkan Gambar 8. *Trendline* grafik menunjukkan semakin besar *Reynolds Number* maka *non-uniformity* juga semakin besar untuk *inlet header base line* dan semua modifikasi. *Reynolds Number* 3088 menghasilkan *non-uniformity* yang paling rendah dan paling tinggi adalah 7616. *Inlet Jet* memiliki *non-uniformity* paling tinggi dibandingkan modifikasi yang lain, hal ini disebabkan karena adanya perubahan luas penampang pada *inlet header* menyebabkan terbentuknya *vortex* yang besar pada beberapa *tube*. Sedangkan *Trapezoidal blocker* memiliki *non-uniformity* yang paling rendah. Hal ini dikarenakan *sectional area* dari aliran *lube oil* menurun secara linear dengan adanya bentuk *inlet header trapezoidal blocker*. Oleh karena itu kecepatan fluida meningkat dengan menurunnya laju aliran massa *lube oil* sepanjang *inlet header*. Distribusi kecepatan lebih seragam jika dibandingkan dengan *original model* dan modifikasi yang lain karena gradien tekanan pada *inlet header* berubah dengan adanya modifikasi berupa *trapezoidal blocker*.



Gambar 9. Grafik temperatur keluar *lube oil* fungsi *Reynolds Number* pada masing-masing modifikasi *inlet header*

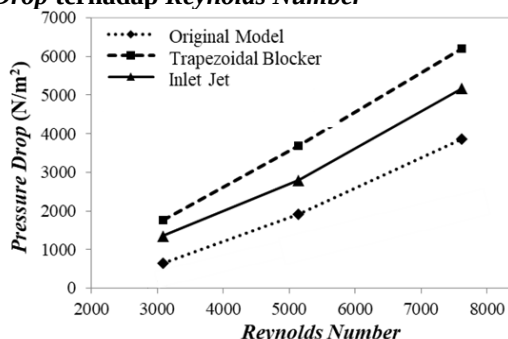
Perbandingan Temperatur Keluar terhadap Reynolds Number

Gambar 9 merupakan grafik temperatur keluar *lube oil* fungsi *Reynolds Number* pada masing-masing modifikasi *inlet header*. *Trendline* grafik menunjukkan semakin besar *Reynolds*

number maka temperatur keluar lube oil juga semakin tinggi. Hal ini disebabkan karena semakin besar Reynolds Number maka mass flow rate lube oil yang mengalir semakin besar sehingga beban pendinginan semakin besar.

Temperatur keluar lube oil paling rendah pada trapezoidal blocker, kemudian inlet jet, dan temperatur keluar lube oil paling tinggi adalah original model. Temperatur keluar lube oil Trapezoidal blocker paling rendah disebabkan karena pada analisa keseragaman aliran, memiliki nilai non-uniformity yang paling rendah artinya flow rate yang masuk pada masing-masing tube hampir seragam sehingga beban pendinginan hampir sama pada masing-masing tube.

Perbandingan Pressure Drop terhadap Reynolds Number



Gambar 10. Grafik Pressure Drop fungsi Reynolds Number pada masing-masing Modifikasi Inlet header.

Gambar 10 merupakan grafik Pressure Drop fungsi Reynolds Number pada masing-masing modifikasi inlet header. Trendline grafik menunjukkan semakin besar Reynolds Number maka Pressure Drop juga semakin besar. Hal ini disebabkan karena semakin besar Reynolds Number maka kecepatan juga semakin besar dan pressure drop berbanding lurus dengan kecepatan. Berdasarkan gambar diatas terlihat bahwa Trapezoidal blocker memiliki pressure drop terbesar kemudian Inlet Jet, dan Original Model. Pada pembahasan Flow ratio sebelumnya trapezoidal blocker menghasilkan flow ratio yang paling seragam dan Multi-step Blocker menghasilkan flow ratio yang paling tidak seragam.

KESIMPULAN

Penelitian tentang karakteristik distribusi aliran pada Compact parallel flow heat exchanger tipe Z telah dilakukan dengan metode simulasi Computational Fluid Dynamic (CFD). Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, didapatkan beberapa kesimpulan. Modifikasi inlet header trapezoidal blocker dan inlet jet mampu meningkatkan uniformity flow rate. Semakin besar Reynolds Number maka non-uniformity flow rate lube oil juga akan meningkat. Non-uniformity flow rate terendah pada modifikasi inlet header trapezoidal blocker pada $Re = 3088$ sebesar, $\Phi = 0.004695$, Temperatur keluar $75.416\text{ }^{\circ}\text{C}$, dan Pressure Drop 1770.425 N/m^2 .

DAFTAR PUSTAKA

- [1] 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.
- [2] 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. 2013.

- [3] Hassan, Jafar M., et al., "CFD Simulation for Manifold with Tapered longitudinal Section", *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, Vol. 4, Issue 2. 2014.
- [4] Kays, W.M., London, A.L. *Compact Heat Exchanger Second Edition*. New York: Mc Grow Hill Book Company, 1964.
- [5] Kim, Nae-Hyun, et al., "Effect of inlet configuration on the refrigerant distribution in a parallel flow minichannel heat exchanger". *International Journal of Refrigeration*, Vol. 34, Hal. 1209-1221. 2011.
- [6] 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. 2011.
- [7] 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. 2013.
- [8] 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. 2011.
- [9] Boyce, Meherwan P., "Gas Turbine Engineering Handbook (Fourth Edition)", *Elsevier Inc. All rights reserved*. 2012.
- [10] Incropera, Frank P., et al., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer Seventh Edition*. John Wiley & Sons Inc, New York, 2007.
- [11] Ikhwan, Nur., *Computational Fluid Dynamic (Mekanika Fluida Komputasi): Konsep Fundamental*, Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya, 2000.