

KAJI EKSPERIMEN DAN SIMULASI PENGARUH SUDUT *DOUBLE SEGMENTAL BAFFLE* DAN LAJU ALIRAN FLUIDA PADA *HEAT EXCHANGER* JENIS *SHELL AND TUBE* PADA MESIN MAIN *EXTRUDER* TERHADAP KEBAIKAN PERPINDAHAN PANAS

Muhamad Safi'i^{1)*}, Agung Nugroho²⁾, Rouf Muhammad³⁾, Suheri Kertosenjoyo⁴⁾, Susanto⁵⁾, M. Iqbal Farhan Putra Arya⁶⁾, Oktarina Heriyani⁷⁾, Yafid Effendi⁸⁾.

^{1,3)} Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik dan Ilmu Komputer, Universitas Sains Al Qur'an Wonosobo.

²⁾ Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Wahid Hasyim, Semarang.

⁴⁾ Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Samudera, Aceh.

⁵⁾ Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Politeknik Maritim Negeri Indonesia, Semarang.

⁶⁾ Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro Semarang.

⁷⁾ Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Prof. Dr. Hamka, Jakarta.

⁸⁾ Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Tangerang.

Email: muhamadsafii17@unsiq.ac.id ¹⁾, agungnugroho@unwahas.ac.id ²⁾, rouf@unsiq.ac.id ³⁾, suheri@unsam.ac.id ⁴⁾, susanto@polimarin.ac.id ⁵⁾, miqbalfarhanpa@gmail.com ⁶⁾, oktarina@uhamka.ac.id ⁷⁾, yafid_effendi@yahoo.com ⁸⁾.

ABSTRAK

Shell and Tube Heat Exchanger (STHX) sangat penting kegunaannya dalam dunia industri yang dapat menunjang kelangsungan dan keberhasilan keseluruhan rangkaian proses. Berbagai macam penelitian sudah banyak dilakukan guna untuk meningkatkan koefisien perpindahan panas dan efektivitas pada *Shell and Tube Heat Exchanger* (STHX) baik secara eksperimen ataupun simulasi. Penelitian ini mengkaji peningkatan koefisien perpindahan panas dan efektivitas STHX dengan variasi sudut *baffle* sebesar 0°, 10°, dan 20° terhadap laju aliran massa fluida sebesar 2, 4, dan 6 kg/s. Hasilnya, STHX dengan sudut *baffle* 0° memiliki nilai koefisien perpindahan panas terbesar dari STHX dengan sudut *baffle* 10° dan 20° baik saat eksperimen maupun simulasi, nilai berkisar 4218 W/m²C dan 4226 W/m²C pada sudut *baffle* 0° saat laju aliran fluida di tingkatan menjadi 6 kg/s.

Kata Kunci: *Shell and Tube Heat Exchanger*, konfigurasi sudut *baffle*, *double segmental baffle*, koefisien perpindahan panas total, efektivitas, CFD (*Computational Fluid Dynamics*).

ABSTRACT

Shell and Tube Heat Exchanger (STHX) is very important for its use in the industrial world which can support the continuity and success of the entire network process. Various kinds of research have been carried out to increase the heat transfer coefficient and effectiveness of *Shell and Tube Heat Exchangers* (STHX) both experimentally and by simulation. This research examines the increase in heat change coefficient and effectiveness of STHX with variations in baffle angles of 0°, 10°, and 20° with fluid mass flow rates of 2, 4, and 6 kg/s. As a result, STHX with a baffle angle of 0° has the largest heat change coefficient value than STHX with a baffle angle of 10° and 20° both during experiment and simulation, values ranging from 4218 W/m²C and 4226 W/m²C at a baffle angle of 0° when the fluid flow rate is increased to 6 kg/s.

Keywords: *Shell and Tube Heat Exchanger*, baffle angle configuration, *double segmental baffle*, total heat transfer coefficient, effectiveness, CFD (*Computational Fluid Dynamics*).

1. PENDAHULUAN

Shell and Tube Heat Exchanger (STHX) sangat penting kegunaannya dalam dunia industri untuk menunjang kelangsungan dan keberhasilan keseluruhan rangkaian proses [1]. Penukar panas digunakan diberbagai industri seperti penyulingan minyak, mobil, dan aplikasi tenaga panas seperti *solar cell* [2]. Dalam keadaan ini, eksperimen maupun simulasi dilakukan guna untuk meningkatkan kebaikan perpindahan panas pada STHX [3].

Berbagai penelitian sudah banyak dilakukan, baik secara eksperimen maupun numerik tentang perpindahan panas pada STHX dengan tujuan mengetahui peningkatan kinerja, performa, efisiensi, mengurangi suhu antar muka, dan mengurangi tekanan berlebih pada STHX [4]. Efektivitas kerja dari STHX dipertimbangan terhadap faktor penting seperti *pressure drop* dan gangguan lainnya, terbukti dengan variasi *sheet fin pressure drop* bisa diturunkan hingga 1,5 Pa [5].

Berbagai desain dan konfigurasi STHX dengan variasi bentuk *baffle* seperti *single curved baffle* diteliti untuk meningkatkan kinerja perpindahan panas, hal itu ditunjukkan dengan adanya induksi aliran disekitar permukaan *baffle* dan menginisialisasi secara terus menerus lapisan batas termal dan hidraulik disekitarnya sehingga dapat meningkatkan koefisien perpindahan panas sebesar 48,98%-51,21% [6].

Bentuk *helical baffle* meruncing diselidiki untuk mengetahui karakteristik aliran dan kinerja termal pada STHX, variasi konfigurasi tersebut dapat diketahui berpengaruh terhadap kinerja STHX serta penurunan tekanan dan resistensi termal, hal itu dapat dibuktikan dengan nilai koefisien perpindahan panas STHX hingga $160000 \text{ W/m}^2\text{K}$ dan dapat menurunkan *pressure drop* sebesar sebesar 120 Pa [7]. Bentuk *baffle leakage zones blocked* yang dibengkokkan sebesar 40° diteliti dengan tujuan meningkatkan pusaran-pusaran *grid* turbulensi dan meningkatkan perpindahan panas konvektif diteliti, hasilnya bilangan Nusselts meningkat hingga 50% [8].

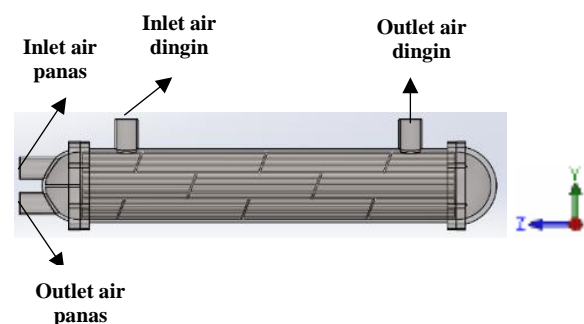
Fluida sangat berperan penting pada proses pendinginan STHX, umumnya fluida yang digunakan adalah air dan udara, namun

partikel *nano fluid* juga dapat digunakan untuk meningkatkan laju perpindahan panas dan juga *thermal entropy generation rate* STHX, terbukti nilai laju perpindahan panas dan *entropy generation rate* meningkat sekitar 20,9% [9]. Variasi laju aliran dikembangkan guna untuk meningkatkan perpindahan panas pada STHX, aliran sebesar 42 kg/s, 44 kg/s, 46 kg/s diteliti terhadap temperatur fluida yang masuk sebesar 20°C , hasil menunjukkan pengaruh laju aliran dapat meningkatkan *enhancement heat transfer* sebesar 166% [10].

Penelitian sebelumnya difokuskan pada aliran yang dikembangkan secara termal dan hidrodinamika terhadap variasi seperti jenis *baffle*, jenis fluida, laju aliran fluida dan lain sebagainya. Selain itu, tidak ada kaji eksperimen dan simulasi tentang pengaruh geometri *double segmental baffle* beserta besarnya sudut *double segmental baffle* pada STHX. Untuk itu maka akan dilakukan suatu kaji eksperimen dan simulasi menggunakan program komputer *Solidworks* untuk mensimulasi aliran yang terjadi pada STHX.

2. METODE

2.1 Pemodelan



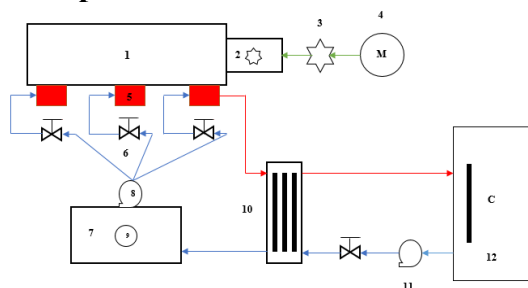
Gambar 1. Model Geometri *Shell and Tube Heat Exchanger* (STHX)

Studi eksperimen dan simulasi tentang pengaruh sudut *double segmental baffle* diteliti guna mencari kebaikan perpindahan panas pada STHX terhadap bentuk geometri *double segmental baffle*, laju aliran fluida, dan perpindahan panas. Salah satu desain yang diusulkan dalam jurnal ini memiliki spesifikasi seperti yang dijelaskan pada Tabel 1 berikut:

Tabel 1. Spesifik dan kapasitas STHX tambahan pada *manual book (catalogue)*.

STHX type	T5 MFG
Shell length	621 mm
Shell diameter	125 mm
Tube length	621 mm
Tube diameter	8 mm
Number of tubes	48 pcs
Number of baffles	5 pcs
Baffle spacing	100 mm
Baffle diameter	100 mm
Flanges size	DN 50/1,5"
Pipe size	1,5"
Max flow rate	14 kg/s
Capacity range	1800-2000 W
Grade of effectivity	4%
Temp Inlet refrigerant max	-10°C
Temp Inlet hot water max	300°C

2.2 Eksperimen



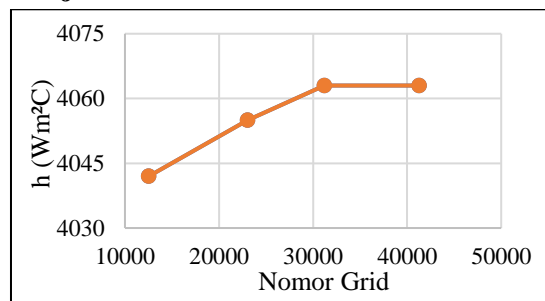
Gambar 2. Skema Eksperimen pada *Shell and Tube Heat Exchanger (STHX)*.

Gambar 2 menunjukkan gambar skema eksperimen pada STHX. Eksperimen STHX dilakukan dengan mengecek dan memastikan semua instalasi dan instrument terpasang dengan baik dan benar, serta alat ukur yang normal. Kemudian, nyalakan semua alat seperti pompa, mesin *water chiler*, dan buka semua katup pada instalasi pipa untuk kemudian *heater* mesin *Main Extruder* mulai dihidupkan sehingga STHX mendapatkan suhu permulaan sebesar 160°C dan aliran air sebesar 0,5 kg/s pada suhu 5°C selama 2 jam. Pengujian awal dilakukan kurun waktu 30 menit dan catat temperature, laju aliran, dan tekanan aliran fluida monitor komputer yang terintegrasi dengan PLC. Kemudian, lakukan langkah pengujian seperti langkah diatas dengan variasi laju aliran yang berbeda yakni 2, 4, dan 6 kg/s dan ambil data pengujian.

2.3 Simulasi

Pemodelan simulasi STHX dijelaskan pada Gambar 1, dalam simulasi kriteria konvergensi ditentukan 10^{-5} untuk aliran, dan 10^{-7} untuk energi digunakan. Sifat air bebas yang berperan sebagai pendingin pada studi simulasi ini adalah udara dengan properties material densitas $\rho = 250 \text{ kg/m}^3$, spesifik panas $C_p = 1044,5 \text{ J/kg.K}$, viskositas $\mu = 0,251 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$, konduktivitas termal $k = 0,149 \text{ W/m.K}$. Material *Stainless Stell 302* dipilih dalam simulasi sesuai dengan properties densitas $\rho = 7930 \text{ kg/m}^3$, panas spesifik $C_p = 500 \text{ J/kg.K}$, konduktivitas termal $k = 57,99 \text{ W/m.K}$.

2.4 Uji Grid



Gambar 3. Hubungan Antara Nomor Grid Terhadap Hasil Simulasi Berupa Parameter Koefisien Perpindahan Panas (h) Pada STHX.

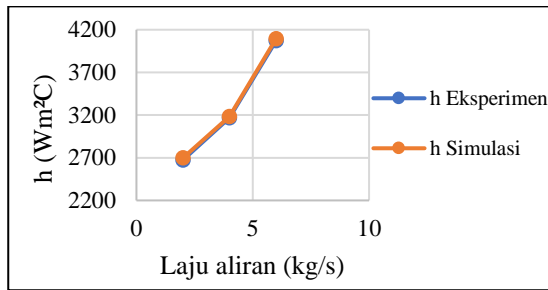
Grid Independent dilakukan untuk menentukan titik optimum dari nilai percobaan berupa nilai koefisien perpindahan panas STHX. Uji *grid* dilakukan dengan mempertimbangkan ukuran jumlah *cell mesh* pada domain komputasi antara 12530, 23030, 31220, dan 41290. Hasil uji *grid* disajikan dalam Gambar 3 hubungan antara nomor *grid* dan nilai koefisien perpindahan panas. Perhitungan pada studi numerik dalam uji *grid* menunjukkan kesalahan relatif antara grid 12539 dengan 23030 adalah $\pm 3\%$, 23030 dengan 31220 adalah $\pm 2\%$, sedangkan 31220 dengan 41290 adalah $\pm 0,1\%$.

2.5 Validasi

Validasi dilakukan melalui pendekatan simulasi terhadap eksperimen pada STHX dengan metode konveksi paksa. Parameter yang ingin dicari dalam penelitian ini adalah koefisien perpindahan panas (h) guna untuk menentukan nilai efektivitas (ϵ) STHX yang

baru diusulkan. Validasi dilakukan dengan cara membandingkan hasil nilai koefisien perpindahan panas (h) pada eksperimen dan simulasi.

Hasil validasi disajikan dalam Gambar 4 hubungan antara nilai koefisien perpindahan panas (h) terhadap laju aliran. Pada grafik tersebut didapat hasil eksperimen yang dilakukan diperoleh nilai koefisien perpindahan panas (h) tertinggi sebesar 1658 W/m²C pada eksperimen dan 5166 W/m²C dengan rentang kesalahan relatif sebesar 3%. Hasil menunjukkan adanya kesepakatan yang baik antara hasil eksperimen terhadap simulasi yang sedang divalidasi.



Gambar 4. Hasil Validasi Hubungan Antara Laju Aliran Terhadap Hasil Simulasi Berupa Parameter Koefisien Perpindahan Panas (h) Pada STHX.

Hasil validasi simulasi STHX terhadap eksperimen yang sedang dilakukan sangat berpengaruh terhadap laju penurunan temperatur dan kebaikan perpindahan panas. Hal itu ditandai dengan penurunan temperatur pada permukaan *shell* dan *tube* STHX yang memungkinkan untuk desain dan pembuatan manufaktur terkait STHX yang optimal. Selain itu pertimbangan perawatan terhadap STHX menjadi lebih mudah.

2.6 Reduksi Data Eksperimen dan Simulasi

Proses pemodelan STHX dilakukan untuk menentukan nilai yang menjadi dasar acuan dalam perhitungan, sehingga dengan penentuan nilai tersebut akan menghasilkan desain STHX yang paling optimal.

Keseimbangan energi

Air panas

$$Qh = mh.C_{ph}.\Delta T \dots \dots \dots (1)$$

Air dingin

$$Qh = mc.C_p(c).\Delta T \dots \dots \dots (2)$$

Nilai LMTD (*Logarithmic Mean Overall Temperature Difference*). Untuk *counter-current flow*

$$LMTD = \frac{(T_1-t_2)-(T_2-t_1)}{\ln\left(\frac{T_1-t_2}{T_2-t_1}\right)} \dots \dots \dots (3)$$

Untuk *co-current flow*

$$LMTD = \frac{(T_1-t_1)-(T_2-t_2)}{\ln\left(\frac{T_1-t_1}{T_2-t_2}\right)} \dots \dots \dots (4)$$

Temperatur efisiensi alat penukar kalor (S)

$$S = \frac{t_2-t_1}{T_2-t_1} \dots \dots \dots (5)$$

Perbandingan hasil perkalian aliran fluida (M_s) dalam *shell* dengan kalor jenis (C_p) terhadap aliran fluida dalam *tube* (M_t) dengan kalor jenis (C_p) didapatkan persamaan:

$$R = \frac{M_t \times C_p}{M_s \times C_p} = \frac{T_1 \times T_2}{t_2 \times t_1} \dots \dots \dots (6)$$

Nilai dari faktor koreksi (Ft)

$$F_t = \frac{\sqrt{\frac{R^2+1}{1-RS}} \ln(1-S)}{(R-1) \ln\left(\frac{2-S(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-S(R+1+\sqrt{R^2+1})}\right)} \dots \dots \dots (7)$$

Temperatur rata – rata sebenarnya , Δt_c

$$\Delta t_c = F_t.LMTD \dots \dots \dots (8)$$

Untuk nilai koefisien perpindahan kalor, terlebih dahulu menggunakan koefisien perpindahan kalor asumsi:

$$A = \frac{Q}{U_{Assumsi}} \times \Delta t_c \dots \dots \dots (9)$$

Jumlah *tube*, (N_t)

$$N_t = \frac{A}{\pi.do.Lt} \dots \dots \dots (10)$$

Perhitungan *Reynold number* pada sisi *tube*

$$Re = \frac{4.m.(N_t)}{\pi.d.t.\mu} \dots \dots \dots (11)$$

Koefisien perpindahan panas pada *tube*

$$h_i = \frac{j.h.kc.(Pr)^{1/3}}{di} . \rho . t . s \dots \dots \dots (12)$$

Bilangan Prandtl

$$Pr = \frac{v}{\infty} = \frac{\mu.Cp}{k} \dots\dots\dots(13)$$

Luas aliran pada shell

$$as = \frac{C.B.Ds}{Pt} \dots\dots\dots(14)$$

Kecepatan massa aliran pada shell

$$Gs = \frac{m}{as} \dots\dots\dots(15)$$

De, Diameter ekivalen

$$De = \frac{4(\frac{1}{2}.Pt.0,86.pt - \frac{1\pi}{24}.do^2)}{\frac{1}{2}.\pi.do} \dots\dots\dots(16)$$

Bilangan Reynolds pada shell

$$Re = \frac{De.Gs}{\mu h} \dots\dots\dots(17)$$

Koefisien Perpindahan Kalor di sisi shell

$$ho = \frac{jh.k.(Pr)^{1/3}}{De} \dots\dots\dots(18)$$

Koefisien perpindahan kalor keseluruhan

$$\left[Uo = \frac{1}{ho} + Rdo + \frac{Ao}{Ai} x \frac{(do-di)}{2k} + \frac{Ao}{Ai} x \frac{1}{hi} + \frac{Ao}{Ai} x Rdi \right] \dots\dots\dots(19)$$

Perpindahan kalor assumasi

$$U_{assumsi} = \frac{Uo_{call} - Uo_{Assumsi}}{Uo_{Assumsi}} x 100\% \dots\dots(20)$$

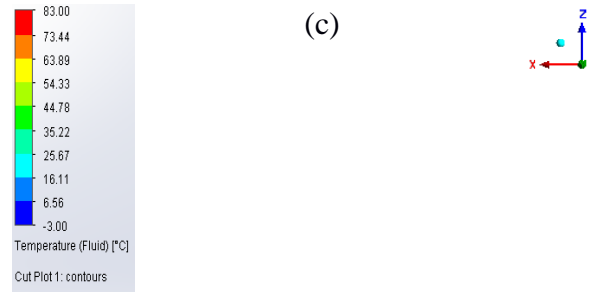
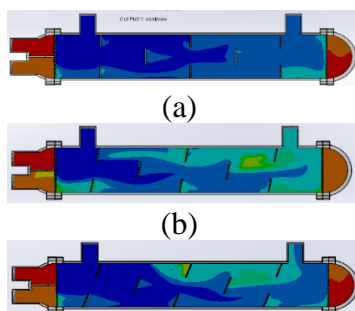
Bilangan Nusselt

$$Nu = \frac{Uo.L}{K} \dots\dots\dots(21)$$

3. HASIL DAN DISKUSI

Shell and Tube Heat Exchanger dengan konfigurasi double segmental baffle telah diteliti secara eksperimen dan numerik diberbagai variasi seperti laju aliran massa fluida sebesar 2, 4, dan 6 kg/s dan variasi geometri sudut baffle sebesar 0°, 10°, dan 20°.

3.1 Karakteristik Perpindahan Panas Pada Shell and Tube Heat Exchanger



Gambar 5 (a) Kontur temperatur STHX dengan sudut 0°, (b) Kontur temperatur STHX dengan sudut 10°, (c) Kontur temperatur STHX dengan sudut 20°.

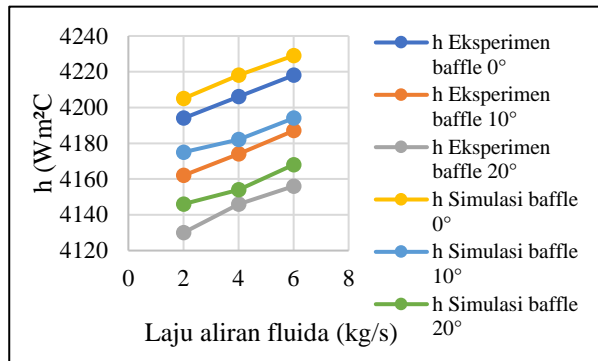
Optimisasi STHX dengan variasi geometri double segmental baffle dengan sudut baffle 0°, 10° dan 20° diteliti untuk mencari desain paling optimal dengan mempertimbangkan kebaikan perpindahan panas yang cocok untuk diaplikasikan secara praktis pada mesin Main Extruder. Gambar 5 merupakan Kontur temperatur STHX dengan sudut 0°, (b) Kontur temperatur STHX dengan sudut 10°, (c) Kontur temperatur STHX dengan sudut 20° dengan hasil menunjukkan distribusi temperatur untuk STHX dengan sudut baffle 0° lebih merata yakni sebesar 16°C dipermukaan sekitar baffle dan saluran inlet fluida dingin, namun anehnya temperatur meningkat ketika fluida keluar memasuki saluran outlet dengan nilai temperatur sekitar 82°C.

Kontur tersebut menunjukkan aliran fluida disisi shell mengalami turbulensi aliran lebih besar karena struktur pada sudut baffle 0°, sementara pada konfigurasi sudut 10° aliran fluida di shell langsung menuju ke bawah dengan turbulensi yang tidak besar. Hal ini yang mengakibatkan nilai perpindahan panas pada konfigurasi sudut baffle 0° relatif lebih besar dibandingkan dengan konfigurasi sudut baffle 10°.

Koefisien perpindahan panas mempunyai hubungan yang kuat terhadap temperatur yang masuk, baik temperatur saat fluida dingin maupun panas. Nilai koefisien perpindahan panas dihitung dengan berdasarkan nilai temperature rata-rata pada tube STHX. Nilai temperature permukaan tube diambil ketika STHX dalam keadaan tunak, sehingga distribusi temperature di area permukaan tube merata. Selain itu besaran sudut baffle dan laju aliran fluida memiliki gaya cukup kuat terhadap koefisien perpindahan panas.

Pengaruh tersebut meningkat seiring bertambahnya kecilnya dimensi sudut *baffle* dan laju aliran. Hal itu disebabkan oleh inisialisasi lapisan batas termal yang sangat tipis diantara *tube* dan *baffle* walaupun dalam kondisi operasi dan mekanisme yang sama.

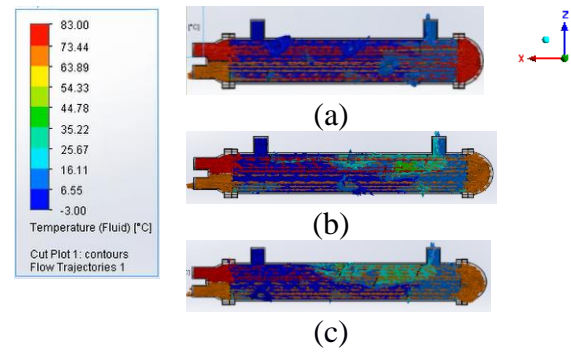
3.2 Pengaruh Laju Aliran Fluida



Gambar 6. Hasil Uji Eksperimen dan Simulasi Hubungan Antara Laju Aliran Terhadap Hasil Berupa Parameter Koefisien Perpindahan Panas (h) Pada STHX.

Analisa pengaruh sudut *double segmental baffle* terhadap laju aliran fluida sebesar 2, 4, dan 6 m/s pada STHX memungkinkan meningkatnya rasio lapisan batas termal dan hidrolis. Hal ini disebabkan, geometri *baffle* dengan permukaan miring dan perlahan lurus dapat menurunkan penurunan tekanan didalam zona STHX. Ketika laju aliran ditingkatkan akibatnya meningkatkan laju perpindahan panas, sehingga koefisien perpindahan panas dapat ditingkatkan. Hal itu berdampak positif karena dapat menekan biaya konsumsi daya pemompaan. Akibatnya, zona resirkulasi stasioner terbentuk di antara *baffle* karena fluida yang masuk tidak bersentuhan dengan bagian depan STHX.

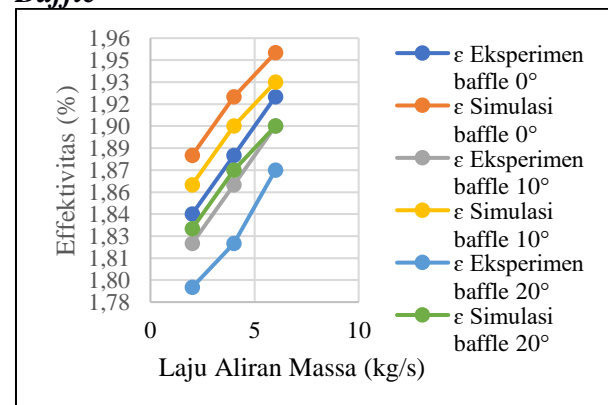
Gambar 6 menunjukkan hasil uji eksperimen dan simulasi hubungan antara laju aliran terhadap hasil berupa parameter koefisien perpindahan panas (h) pada STHX. STHX dengan sudut *baffle* 0° terlihat memiliki nilai koefisien perpindahan panas terbesar dari STHX dengan sudut *baffle* 10° dan 20° baik saat eksperimen maupun simulasi, nilai berkisar 4218 Wm²C dan 4229 Wm²C pada sudut *baffle* 0° saat laju aliran fluida di tingkatkan menjadi 6 kg/s.



Gambar 7 (a) Kontur distribusi aliran STHX dengan sudut 0°, (b) Kontur distribusi aliran STHX dengan sudut 10°, (c) Kontur distribusi aliran STHX dengan sudut 20°.

Gambar 7 menunjukkan (a) Kontur distribusi aliran STHX dengan sudut 0°, (b) Kontur distribusi aliran STHX dengan sudut 10°, (c) Kontur distribusi aliran STHX dengan sudut 20°. Besaran laju aliran fluida memberikan peran penting terhadap kenaikan koefisien perpindahan panas, transisi aliran dari saluran masuk menuju *baffle* terbukti mempercepat aliran dan memaksa terjadinya arus arus untuk melewati daerah bangun yang berdekatan dengan *baffle* dengan momentum tinggi. Selain itu pembentukan vortisitas disekitar *baffle* menghasilkan pusaran-pusaran lapisan batas termal dan hidrolis yang berulang kali menginisialisasi secara terus menerus yang mana hal itu memungkinkan pendinginan STHX lebih merata.

3.3 Pengaruh Sudut *Double Segmental Baffle*



Gambar 8. Hasil Uji Eksperimen dan Simulasi Hubungan Antara Laju Aliran Terhadap Hasil Berupa Parameter Efektivitas (ϵ) Pada STHX.

Proses pencampuran fluida dipengaruhi oleh gerakan pusaran yang dihasilkan akibat

adanya geometri *baffle*, posisi wilayah *baffle* menciptakan lebih banyak penghalang dan meningkatkan ketahanan gesekan karena biaya daya pemompaan tergantung pada penurunan tekanan yang terjadi antara saluran masuk dan saluran keluar penukar panas, akibatnya ada penurunan tekanan. Penurunan tekanan adalah parameter penting yang diselidiki secara cermat selama desain STHX dilakukan uji eksperimen dan simulasi. Aliran balik dan resirkulasi aliran di belakang *baffle* pertama adanya gaya gesek, walaupun besarnya sangat kecil sekali. Proses perpindahan panas sangat bergantung pada perilaku aliran yang terjadi akibat adanya geometri *baffle* yang memungkinkan fluida membentuk vortisitas dan *wake* disekitar *baffle*. Gambar 8. adalah Hasil Uji Eksperimen dan Simulasi Hubungan Antara Laju Aliran Terhadap Hasil Berupa Parameter Efektivitas (ϵ) Pada STHX. Terlihat dengan adanya pengaruh sudut *double segmental baffle* dan laju aliran massa fluida pada STHX dapat diketahui nilai tertinggi terlihat pada STHX baik saat eksperimen maupun eksperimen dengan nilai 1,84% dan 1,88% pada STHX dengan sudut *baffle* 0° saat laju aliran massa fluida di variasikan sebesar 6 kg/s.

4. PENUTUP

4.1 Kesimpulan

STHX dengan sudut *baffle* 0° terlihat memiliki nilai koefisien perpindahan panas terbesar dari STHX dengan sudut *baffle* 10° dan 20° baik saat eksperimen maupun simulasi, nilai berkisar $4218 \text{ W/m}^2\text{C}$ dan $4229 \text{ W/m}^2\text{C}$ pada sudut *baffle* 0° saat laju aliran fluida di tingkatkan menjadi 6 kg/s.

Adanya pengaruh sudut *double segmental baffle* dan laju aliran massa fluida pada STHX dapat diketahui nilai tertinggi terlihat pada STHX baik saat eksperimen maupun eksperimen dengan nilai 1,84% dan 1,88% pada STHX dengan sudut *baffle* 0° saat laju aliran massa fluida di variasikan sebesar 6 kg/s.

4.2 Saran

1. Penelitian terkait *heat exchanger* terhadap variasi geometri berupa tinggi *baffle*, tebal *baffle*, bentuk *baffle*, susunan *baffle* sangat disarankan untuk diteliti lebih lanjut.
2. Dalam simulasi penggunaan *file* cas dan dat sangat disarankan untuk penghematan memori komputer.

Pernyataan Persaingan Kepentingan

Para penulis menyatakan bahwa kami tidak mengetahui adanya persaingan kepentingan keuangan atau hubungan pribadi yang mungkin tampak mempengaruhi pekerjaan yang dilaporkan dalam makalah ini.

Ucapan Terima Kasih

Beasiswa Pendidikan Indonesia (BPI). Gedung C Lantai 13 Jl. Jenderal Sudirman Senayan Jakarta Pusat 10270.

Laboratorium Efisiensi dan Konservasi Energi, Universitas Diponegoro Semarang. Jl. Prof. Sudarto No.13, Tembalang, Kec. Tembalang, Kota Semarang, Jawa Tengah (50275), Indonesia.

PT. POLIDAYAGUNA PERKASA UNGARAN, JAWA TENGAH. Jl. Karimunjawa, Kali-tengah, Gedanganak, Kec. Ungaran Tim., Kabupaten Semarang, Jawa Tengah 50519.

DAFTAR PUSTAKA

- [1]. Y. Wang, T. Liu, J. Sha, H. Ren, 2023. "Large eddy simulation-based analysis of the flow-induced noise characteristics of shell and tube heat exchanger". Vol. 148, No. 10. PP. 1-12. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer>.
- [2]. A. B. Krishna, K. Jin, P. S. Ayyaswamy, I. Catton, T. S. Fisher, 2023. "Techno-economic optimization of superalloy supercritical CO_2 microtube shell-and-tube-heat exchangers". Vol. 220, No. 10. PP. 1-

11.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119578>.
- [3]. R. Kunwer, S. Pandey, S. S. Bhurat, 2020. "Comparison of selected shell and tube heat exchangers with segmental and helical baffles". Vol. 8, No. 10. PP. 11064-11077.
<https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100712>.
- [4]. A. R. Al-darraji, S. A. Marzouk, A. Aljabr, F. A. Almehmadi, S. Alqaed, A. Kaood, 2023. "Enhancement of heat transfer in a vertical shell and tube heat exchanger using air injection and new baffles: Experimental and numerical approach". Vol. 52, No. 10. PP. 1-12.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng>.
- [5]. K. Nakaso, H. Mitani, J. Fukai, 2015. "Convection heat transfer in a shell-and-tube heat exchanger using sheet fins for effective utilization of energy". Vol. 82, No. 57. PP. 581-587.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.11.033>.
- [6]. E. M. S El-Said, A. H. Elsheikh, H. R. El-Tahan, 2021. "Effect of the curved segmental baffle on a shell and tube heat exchanger thermohydraulic performance: Numerical investigation". Vol. 165, No. -. PP. 1-10.
<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.106922>.
- [7]. M. R. Daneshparvar, R. Beigzadeh, 2022. "Multi-objective optimization of helical baffles in the shell-and-tube heat exchanger by computational fluid dynamics and genetic algorithm". Vol. 8, No. 7. PP. 11064-11077.
<https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.08.249>.
- [8]. Y. Liu, J. Wen, S. Wang, J. Tu, 2021. "Numerical investigation on the shell and tube heat exchanger with baffle leakage zones blocked". Vol. 165, No. -. PP. 1-12.
<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.106959>.
- [9]. M. Bahiraei, M. Naseri, A. Monavari, 2021. "A second law analysis on the flow of a nanofluid in a shell-and-tube heat exchanger equipped with new unilateral ladder type helical baffles". Vol. 194, No. -. PP. 234-249.
<https://doi.org/10.1016/j.powtec.2021.08.04>.
- [10]. S.A. Marzouk, M. M. A. Al-Sood, M. K. El-Fakharany, E. M.S. El-Said, 2022. "A comparative numerical study of shell and multi-tube heat exchanger performance with different baffles configurations". Vol. 179, No. -. PP. 1-9.
<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2022.107655>.