

## Perancangan *Heat Exchanger* Tipe *Shell and Tube* Menggunakan *Helical Baffles* pada Proses Gasifikasi Batu Bara Kapasitas 30000 Nm<sup>3</sup>/h

Raihan Fadhlurrahman Rasyid<sup>1</sup>, Sapto Prajogo<sup>2</sup>, dan Annisa Syafitri<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Jurusan Teknik Konversi Energi, Politeknik Negeri Bandung 40012

e-mail: [raihanfrasyid20@gmail.com](mailto:raihanfrasyid20@gmail.com)<sup>1</sup>

<sup>2</sup>Jurusan Teknik Konversi Energi, Politeknik Negeri Bandung 40012

e-mail: [saptoprajogo@gmail.com](mailto:saptoprajogo@gmail.com)<sup>2</sup>

<sup>3</sup>Jurusan Teknik Konversi Energi, Politeknik Negeri Bandung 40012

e-mail: [annisa.syafitri@polban.ac.id](mailto:annisa.syafitri@polban.ac.id)<sup>3</sup>

### ABSTRAK

*Heat Exchanger* tipe *shell and tube* adalah alat penukar panas dengan menggunakan sistem tabung tempat cairan mengalir. Permasalahan pada *Heat Exchanger* adalah temperatur keluaran *coal gas* yang hanya mencapai 91,3 °C dan efektivitas sebesar 0.512 dengan standar operasi efektivitasnya sebesar 0,6-0,8. Fluida panas (*coal*) mengalir pada sisi *shell* dan fluida dingin (*water*) mengalir pada sisi *tube*. *Baffle* merupakan sekat yang berfungsi untuk mengatur aliran yang melewati sisi *shell* dan meningkatkan turbulensi menjadi lebih tinggi. *Heat exchanger* jenis *shell and tube* dengan *helical baffle* dapat menghasilkan *pressure drop* yang lebih rendah, mengurangi nilai *fouling factor* serta meningkatkan koefisien perpindahan panas. Hasil perancangan *Heat Exchanger* menggunakan *helical baffle* dengan sudut 3° meningkatkan koefisien perpindahan panas dari 3,74 W/m<sup>2</sup>°C menjadi 5,57 W/m<sup>2</sup>°C atau meningkat sebesar 32,96%. Nilai *pressure drop* di sisi *shell* menurun dari 3,78 kPa menjadi 2,88 kPa atau menurun sebesar 23,81% sedangkan untuk *pressure drop tube* menurun dari 0,00026 kPa menjadi 0,000069 kPa atau menurun sebesar 73,46%. Perancangan ini meningkatkan efektivitas *Heat Exchanger* dari 0.512 menjadi 0.605. Peluang penghematan energi dari perancangan *Heat Exchanger* menggunakan *helical baffle* ini mencapai 3854,048 W per tahun dengan keuntungan/tahun ekonomi sebesar Rp 500.574.719,64 dengan nilai NPV sebesar Rp. 15.442.942.379,97 dan payback period selama 18,26 bulan.

Kata kunci: *heat exchanger*, *helical baffle*, efektivitas

### 1. PENDAHULUAN

*Heat Exchanger* berfungsi sebagai alat penukar panas yang digunakan untuk mendinginkan/memanaskan suhu cairan atau gas dengan menggunakan air sebagai media pendingin. *Heat Exchanger* yang dipakai pada PT X yaitu tipe *shell and tube* yang merupakan salah satu jenis alat penukar kalor yang menurut konstruksinya dicirikan adanya sekumpulan "tube" yang dipasangkan didalam "shell" berbentuk silinder. Diketahui kondisi eksisting *heat exchanger* memiliki temperatur input sebesar 131,8°C dan temperatur keluaran sebesar 91,3°C yang selanjutnya diserap oleh air dengan temperatur input umpan 31,6°C dan temperatur keluaran umpan sebesar 90°C. Sehingga didapatkan nilai efektivitas sebesar 51,2% yang mana nilai

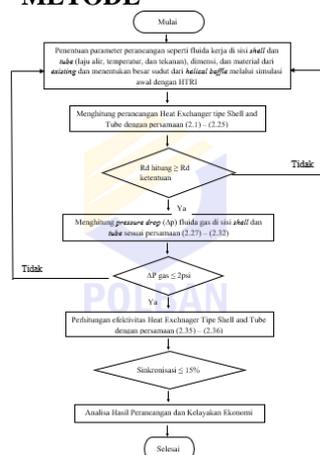
ini berada di bawah kondisi ideal yaitu sebesar 60-80%. Setelah melakukan pengolahan data maka didapatkan nilai koefisien perpindahan panas nya kecil, *pressure drop* nya besar, dan *fouling factor* nya tidak sesuai ketentuan.

Hal yang dapat dilakukan untuk meningkatkan nilai efisiensi *heat exchanger* adalah upaya *re-engineering*, salah satunya yaitu dengan mengubah *baffle* eksisting ke jenis *helical baffle* pada *heat exchanger*. *Baffle* adalah komponen *heat exchanger* yang memiliki peranan penting dalam perpindahan panas karena *baffle* dapat mengatur aliran di sisi *shell* dan akan berpengaruh terhadap *pressure drop* dan *fouling* yang dihasilkan, maka upaya industri untuk meminimalkan *maintenance*

dan juga meningkatkan temperature keluaran fluida adalah dengan penggantian *baffle*.

*Baffle* dengan jenis *helical* direkomendasikan karena *baffle* jenis *helical* menghasilkan *pressure drop* dan *fouling* yang lebih rendah dibandingkan dengan *baffle* jenis konvensional atau segmental, selain itu *baffle helical* juga sudah banyak digunakan di beberapa industri *oil and gas* sebagai pengganti *baffle* konvensional atau *segmental* (J. Nemcasky et al, 1994). Adapun menurut B. Jiang et al, 1994 Penggantian *segmental baffle* menjadi *helical baffle* akan merubah bentuk aliran yaitu menjadi spiral yang akan meningkatkan performansi dari *heat exchanger* seperti meningkatkan laju alir perpindahan panas, mereduksi *pressure drop*, mengurangi *fouling*, mengurangi *tube vibration*, dan memperpanjang umur dari alat tersebut. Oleh karena itu dapat disimpulkan bahwa penggantian jenis *baffle* untuk *heat exchanger* tipe *shell and tube* dari jenis *segmental baffle* menjadi *helical baffle* dapat meningkatkan nilai koefisien perpindahan panas yang artinya dapat mengakibatkan perpindahan panas lebih efektif, sehingga fluida yang dipanaskan memiliki temperatur keluaran yang lebih tinggi dibandingkan dengan temperatur sebelumnya.

## 2. METODE



**Gambar II. 1** Diagram alir proses perancangan *helical baffle*

Diagram alir pada gambar diatas merupakan alur penelitian yang dilakukan untuk merancang *Heat Exchanger* tipe *Shell and Tube* pada proses gasifikasi batu bara. Diagram alir berfungsi untuk mengetahui secara sistematis serta mempermudah pelaksanaan penelitian

untuk Tugas Akhir. Berikut adalah deskripsi dari diagram alir tahapan perancangan *heat exchanger* menggunakan *helical baffle*.

1. Tahap pertama yaitu menentukan nilai parameter perancangan *Heat Exchanger* Tipe *Shell and Tube* yang meliputi nilai kondisi optimal dari operasi fluida kerja dan dimensi rancangan.
2. Tahap kedua, dilakukan perhitungan manual dengan menggunakan persamaan 2.1 – 2.32 Terdapat 2 syarat yang harus diperhatikan antara lain nilai *pressure drop* pada fluida panas dan fluida dingin bernilai  $\leq 2$  psi atau 13,79 kPa dan nilai factor kekotoran (Rd) hasil perhitungan  $\geq$  Rd ketentuan yaitu sebesar 0,000352 m<sup>2</sup>°C/W.
3. Tahap ketiga yaitu menentukan kinerja dari *heat exchanger*. Kinerja dari *heat exchanger* ini yaitu efektivitas perpindahan panas, dimana nilai efektivitasnya didapatkan dari persamaan 2.35 – 2.36.
4. Selanjutnya menganalisis perbandingan hasil kinerja dari *heat exchanger* pada kondisi eksisting dengan perancangan serta analisis dari segi ekonomi teknik.

Data eksisting digunakan untuk mengetahui parameter kondisi operasi di lapangan sebagai data awal untuk dapat menghitung kinerja alat yang mencakup data operasi, data komposisi atau kandungan pada fluida panas atau fluida dingin, serta data dimensi dari alat yang diperoleh di PT X dapat dilihat pada tabel II.1 sebagai berikut:

**Tabel II. 1** Data Operasi Eksisting *Heat Exchanger* Tipe *Shell and Tube*

Parameter	Nilai	Satuan
Laju Alir Volume	8,3333 4	m <sup>3</sup> /s
Temperature masuk Coal Gas	131,8	°C
Temperature keluar Coal Gas	91,3	°C
Tekanan masuk Coal Gas	4,35	kPa
Tekanan keluar Coal Gas	3,6	kPa
Temperature masuk Water	31,6	°C
Temperature keluar Water	90	°C

(Sumber: PT X, 2021)

Selain itu, data komposisi akan digunakan untuk mencari sifat sifat termodinamika seperti nilai kapasitas panas, konduktivitas termal, dan viskositas yang akan digunakan serta massa jenis gas yang mana dapat dilihat pada tabel II.2 sebagai berikut:

**Tabel II. 2** Data Komposisi Fluida pada Heat Exchanger Tipe Shell and Tube

Komposisi	Nilai	Satuan
<b>Shell side (Coal Gas)</b>		
Karbon Dioksida (CO <sub>2</sub> )	11	% mol
Oksigen (O <sub>2</sub> )	0,3	% mol
Karbon Monoksida (CO)	19	% mol
Hidrogen (H <sub>2</sub> )	16	% mol
Methana (CH <sub>4</sub> )	3	% mol
Nitrogen (N <sub>2</sub> )	50	% mol
<b>Tube Side (Water)</b>		
Air (H <sub>2</sub> O)	100	% mol

(Sumber: PT X, 2021)

Kemudian diperlukan juga data spesifikasi atau dimensi dari alat *Heat Exchanger* Tipe *Shell and Tube* yang akan digunakan dalam perhitungan perancangan yang mana dapat dilihat pada tabel II.3 sebagai berikut:

**Tabel II. 3** Data Dimensi Eksisting Heat Exchanger Tipe Shell and Tube

Parameter	Nilai	Satuan
Diameter luar <i>tube</i> (D <sub>o,t</sub> )	0,0254	m
Diameter dalam <i>tube</i> (D <sub>i,t</sub> )	0,0193	m
Panjang <i>tube</i> (L)	4,88	m
Jumlah <i>tube</i> (N <sub>t</sub> )	435	-
BWG	12	-
<i>Pitch tube</i> (Pt)	0,0317	m
Jumlah <i>tube passes</i> (nt)	2	-
Diameter dalam <i>shell</i> (D <sub>i,s</sub> )	1,8	m
Jumlah <i>shell passes</i> (ns)	1	-
Jarak <i>baffle</i> (B)	0,48	m
Jumlah <i>baffle</i> (N <sub>b</sub> )	10	-
Material <i>tube</i>	Copper	
Material <i>tube sheet</i>	Stainless steel	
Material <i>shell</i>	Mild Steel	

(Sumber: Manual Book PT X)

LMTD adalah metode untuk menentukan nilai perbedaan temperature yang terjadi pada alat penukar kalor. Penentuan LMTD tergantung pada jenis aliran yang diaplikasikan atas alat penukar kalor tersebut. Temperatur rata-rata logaritma dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

Untuk aliran *counter flow*

$$\Delta T_{mcf} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (1)$$

Keterangan

$\Delta T_1$  : Beda temperatur T<sub>1</sub> (°C)

$\Delta T_2$  : Beda temperatur T<sub>2</sub> (°C)

Menghitung  $\Delta t$  dengan mencari nilai F<sub>T</sub> pada Grafik *LMTD Correction Factor* (Kern, 1950) menggunakan nilai R dan S (*factor efficiency*) menggunakan nilai R dan S yang dihitung seperti berikut:

$$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} \quad (2)$$

$$S = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (3)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \Delta T_{mcf} \times F_T \quad (4)$$

Koefisien perpindahan kalor menyeluruh bersih dan disain dapat diketahui dengan menggunakan persamaan

$$U_c = \frac{h_{i_o} \times h_o}{h_{i_o} + h_o} \quad (5)$$

Keterangan:

U<sub>c</sub> : koefisien perpindahan kalor menyeluruh bersih (W/m<sup>2</sup>K)

h<sub>i<sub>o</sub></sub> : Koefisien perpindahan kalor konveksi sisi *tube* x perbandingan diameter *tube* (W/m<sup>2</sup>K)

h<sub>o</sub> : Koefisien perpindahan kalor sisi *shell* (W/m<sup>2</sup>K)

$$U_d = \frac{q}{A \times \Delta t_{LMTD}} \quad (6)$$

Di mana

$$A = N_t \times L_t \times \pi \times D_{o,t} \quad (7)$$

Keterangan:

A : Luas permukaan perpindahan kalor (m<sup>2</sup>)

N<sub>t</sub> : Jumlah *tube*

L<sub>t</sub> : Panjang *tube* (m)

D<sub>o,t</sub> : Diameter luar *tube* (m)

Terjadinya pengotoran dapat mengganggu atau mempengaruhi temperature fluida mengalir dan dapat menurunkan atau mempengaruhi koefisien perpindahan panas menyeluruh dari fluida tersebut. Faktor pengotoran dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut:

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c \times U_d} \quad (8)$$

Keterangan:

R<sub>d</sub> : Faktor kekotoran

U<sub>c</sub> : Koefisien perpindahan kalor menyeluruh bersih (W/m<sup>2</sup>K)

$U_d$  : Koefisien perpindahan kalo menyeluruh disain ( $W/m^2K$ )

Menghitung Penurunan Tekanan ( $\Delta P$ ) pada sisi shell dan tube menggunakan persamaan (9) dan (10)

Sisi Tube:

$$\Delta P_t = \frac{f \times G_t^2 \times L_t \times n}{2 \times \rho \times D_{e,t} \times \phi_t} \dots\dots\dots(9)$$

Keterangan:

- $f$  : Friction factor
- $G_t$  : Kecepatan aliran massa pada tube ( $Kg/m^2s$ )
- $L_t$  : Panjang tube (m)
- $n$  : Jumlah tube passes
- $D_{e,t}$  : Diameter ekivalen tube (m)
- $\phi_t$  : Rasio viskositas

Sisi Shell:

$$\Delta P_s = \frac{f \times G_s^2 \times D_{i,s} \times (N_b + 1)}{2 \times \rho \times D_{e,s} \times \phi_s} \dots\dots\dots(10)$$

Keterangan:

- $f$  : Friction factor
- $G_s$  : Kecepatan aliran massa pada shell ( $Kg/m^2s$ )
- $D_{i,s}$  : Diameter dalam shell (m)
- $N_b$  : Jumlah baffle
- $D_{e,s}$  : Diameter ekivalen shell (m)
- $\phi_s$  : Rasio viskositas

NTU (*Number Of Transfer Units*) merupakan parameter yang tidak berdimensi yang secara luas digunakan dalam analisis suatu penukar kalor.

$$NTU = \frac{U A}{C_{min}} \dots\dots\dots(11)$$

Efektivitas suatu alat penukar kalor didefinisikan sebagai rasio antara laju perpindahan kalor sebenarnya untuk suatu penukar kalor terhadap laju perpindahan kalor maksimum yang terjadi. Secara umum efektivitas dapat dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut:

$$\epsilon = 2 \left\{ 1 + \frac{C_{min}}{C_{max}} + \left( 1 + \frac{C_{min}^2}{C_{max}^2} \times \frac{1 + \exp\left[-NTU \left(\frac{C_{min}^2}{C_{max}^2}\right)^{1/2}\right]}{1 - \exp\left[-NTU \left(\frac{C_{min}^2}{C_{max}^2}\right)^{1/2}\right]} \right)^{-1} \right\} \dots\dots(12)$$

Keterangan:

- $\epsilon$  : Efektivitas
- $C_{min}$  : Kapasitas panas terkecil diantara fluida yang digunakan ( $J/kgK$ )
- $C_{max}$  : Kapasitas panas terbesar diantara fluida yang digunakan ( $J/kgK$ )
- $U$  : Overall heat transfer coefficient ( $W/m^2K$ )
- $A$  : Luas tube ( $m^2$ )

Metode NPV merupakan cara paling umum yang digunakan oleh perusahaan untuk

mengevaluasi kelayakan bisnis, proyek, atau investasi. Berikut rumus untuk menghitung NPV:

$$NPV = NPV(10\% ; Cashflow_1 \text{ sampai } n) \dots\dots(13)$$

$$Cashflow = -P + A - G \dots\dots\dots(14)$$

Keterangan:

- $P$  : Biaya Investasi (Rp)
- $A$  : Biaya Penghematan (Rp)
- $G$  : Biaya Maintenance (Rp)
- $n$  : Jangka Waktu (Tahun)

Nilai *payback period* adalah jangka waktu yang dibutuhkan untuk menutup pengeluaran investasi dengan keuntungan atau *payback period* juga dapat disebut sebagai pengembalian modal pada tahun ke- $n$ . Berikut rumus yang digunakan untuk menghitung nilai *payback period*:

$$PP = \frac{\text{Investasi}}{\text{Keuntungan}} \dots\dots\dots(15)$$

### 3. PENGOLAHAN DATA DAN ANALISIS

#### 3.1. Proses Iterasi Parameter Perancangan

Penggantian jenis *segmental baffle* menjadi *helical baffle* membutuhkan parameter sudut. Sudut yang ditentukan harus melalui proses iterasi agar sesuai dengan syarat perancangan. Syarat perancangan yaitu nilai *pressure drop*  $\leq 2$  psi atau 13,79 kPa, dan nilai *temperature* keluaran fluida panas dan dingin harus  $\leq 90$ . Dipilih variasi sudut yang dipakai yaitu sebesar  $3^\circ$  dikarenakan memiliki nilai  $T_{out}$  fluida panas dan fluida dingin  $\leq 90^\circ C$ , *pressure drop* pada sisi shell masih di bawah 2 psi yang mana dapat dilihat pada tabel sebagai berikut:

**Tabel III. 1** Hasil Perhitungan Penggunaan Helical Baffle dengan Variasi Sudut

Sudut	$T_{out}$ (Co Gas)	$T_{out}$ (Water)	$U_c$ ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )	$U_d$ ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )	$\Delta P_s$ (kPa)	$\Delta P_t$ (psi)
$3^\circ$	83,68	84,72	6,28	1,89	0,73	0,9E
$6^\circ$	84,93	83,31	4,99	1,82	0,22	0,10E
$9^\circ$	84,77	82,19	3,89	1,81	0,61	0,9E

1	85,	82			1	0,	0,	1,
2°	4	,4	3,9	1,9	,	2	0	9E
		1	3	8	3	9	8	1
					3	0	3	03
					2	0,	0,	1,
1	85,	83			,	3	0	9E
5°	14	,7	3,5	1,8	,	7	9	1
		1	3	3	2	4	3	03

Koefisien perindahan panas menyeluruh desain ( $U_d$ )	2,13	1,89	W/m <sup>2</sup> °C	11,27
Heat transfer area	169,3	165,31	m <sup>2</sup>	2,36
Rd factor	0,289	0,294	m <sup>2</sup> °C/W	1,70

### 3.2. Hasil Perancangan

Tabel III. 2. Hasil Perancangan

Parameter	Nilai	Syarat
Temperatur keluaran <i>coal gas</i>	83,68	≤ 90
Pressure drop shell	2,886 kPa/0,4186 psi	≤ 13,79 kPa/2psi
Pressure drop tube	0,0000696 kPa/0,00001 psi	≤ 13,79 kPa/2psi
Faktor Kekotoran	0,289	≥ 0,000352 m <sup>2</sup> °C/W

Dari tabel di atas dapat dilihat untuk nilai Rd atau faktor kekotoran adalah 0.289 m<sup>2</sup>°C/W. Nilai Rd tersebut sudah sesuai dengan nilai Rd ketentuan (≥ 0.000352 m<sup>2</sup>°C/W). Sedangkan untuk nilai *pressure drop* di *tube* dan *shell* juga sudah memenuhi syarat yaitu bernilai 2,886 kPa atau 0,4186 psi untuk *shell* dan 0,0000696 kPa atau 0,00001 psi untuk *tube* yang berarti nilai tersebut < 2 psi atau < 13.79 kPa. Berdasarkan nilai – nilai tersebut, dapat dikatakan bahwa rancangan *Heat Exchanger* sudah tepat dan layak operasi karena ketiga syarat perancangan menurut Kern, 1950 sudah terpenuhi.

### 3.3. Perbandingan Hasil Perhitungan Perancangan Manual dengan Software HTRI.

Perbedaan persentase perhitungan manual dengan HTRI dikatakan wajar apabila masih di bawah 15% (Aji Abdillah, 2020). Pada tabel III.3 disajikan data perbandingan hasil perancangan *software* HTRI dengan perhitungan manual berdasarkan teori.

Tabel III. 3 Perbandingan Hasil Perhitungan Manual dan HTRI

Parameter	Teori	Simulasi	Satuan	%
LMTD	41,61	49,5	°C	15
Pressure drop shell	0,786	0,725	kPa	7,76
Pressure drop tube	0,0149	0,013	kPa	12,75
Koefisien perindahan panas menyeluruh bersih ( $U_c$ )	5,57	6,28	W/m <sup>2</sup> °C	11,31

Perbedaan hasil perancangan manual dengan HTRI memiliki sedikit perbedaan, hal ini dikarenakan perbedaan sifat – sifat termodinamika pada fluida HTRI dengan hitungan manual, selain itu kemungkinan adanya perbedaan ketelitian dalam pembacaan grafik dan pembulatan. Nilai persentase perbedaan di bawah 15%, maka perbedaan hasil validasi perancangan manual dan HTRI masih dikatakan wajar. (Aji Abdillah, 2020)

### 3.4. Perbandingan Kinerja Kondisi Eksisting dengan Perancangan.

Pada tabel III.4 di bawah ini merupakan perbandingan hasil *Heat Exchanger* menggunakan *segmental baffle* (eksisting) dengan perancangan *helical baffle* menggunakan sudut 3° yang telah memenuhi syarat perancangan. Setiap parameter dibandingkan menurut presentase naik atau turun.

Tabel III. 4 Perbandingan Kinerja Hasil Perancangan dengan Kondisi Eksisting

Parameter	Eksisting	Perancangan	Satuan	Persentase	Ketertarikan
Pressure drop shell	3,78	2,88	kPa	23,81	Turun
Pressure drop tube	0,00026	0,000069	kPa	73,46	Turun
Koefisien perindahan panas menyeluruh bersih ( $U_c$ )	3,74	5,578	W/m <sup>2</sup> °C	32,96	Naik
Koefisien perindahan panas menyeluruh bersih ( $U_d$ )	1,55	2,13	W/m <sup>2</sup> °C	27,23	Naik
Rd factor	1,43	0,289	m <sup>2</sup> °C/W	79,79	Turun
Efektivitas	0,512	0,605	-	15,37	Naik

Temperatur keluar *coal gas* yang diinginkan yaitu berkisar 83,68°C, sedangkan temperatur kondisi eksisting adalah 91,3 °C. *Baffle* dengan jenis *helical* meningkatkan koefisien perindahan panas

32,96 % lebih besar dibandingkan dengan *segmental baffle*. Pressure drop pada sisi shell mengalami penurunan sebesar 23,81% serta untuk pressure drop pada sisi tube mengalami penurunan sebesar 73,46%. Koefisien perpindahan panas menyeluruh bersih ( $U_c$ ) dapat diartikan sebagai kemampuan alat penukar kalor untuk memindahkan panas per luasan tertentu. Sudut *helical baffle* yang kecil akan menyebabkan *area crossflow* menjadi sempit, sehingga kecepatan fluida akan meningkat. Nilai  $U_c$  yang lebih besar menggambarkan perpindahan panas akan semakin baik. Efektivitas *Heat Exchanger* meningkat dari 0,512 menjadi 0,605 atau meningkat sebesar 15,37%. Nilai efektivitas sangat dipengaruhi oleh beda temperatur masuk dan keluar antara fluida panas dan dingin.

### 3.5. Analisis Net Present Value (NPV) dan Payback Period (PP)

Tabel III. 5 Hasil nilai Net Present Value (NPV)

Parameter	Nilai
Total Investasi	Rp 761.724.275,00
Cost Saving	Rp 500.574.719,64
MARR	17,73%
Umur Pakai	15 Tahun
NPV	Rp15.442.942.379,97

Berdasarkan hasil perhitungan yang tertera pada tabel III. 5 didapatkan nilai NPV sebesar Rp15.442.942.379,97 yang menunjukkan nilai NPV positif ( $NPV > 0$ ). Hal ini menunjukkan bahwa hasil perhitungan sudah memenuhi kriteria dan dapat dikatakan proyek rancangan dapat dilaksanakan.

Oleh karena itu, lama waktu pengembalian nilai proyek adalah kurang dari 2 tahun atau lebih tepatnya berdasarkan hasil perhitungan didapatkan selama 1,52 tahun (18,26 bulan).

Tabel III. 5 Hasil Analisis Kelayakan Ekonomi

Parameter	Nilai	Satuan
Total Investasi	Rp 761.724.275,00	Rp
Cost Saving	Rp 500.574.719,64	Rp/tahun
Umur Helical Baffle	15	Tahun
Payback Period	1,52	Tahun
	18,26	Bulan

## 4. PENUTUP

### 4.1. Kesimpulan

Dari hasil perancangan *Heat Exchanger* Tipe *Shell and Tube* menggunakan *helical baffle* pada proses gasifikasi batu bara, maka didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Perancangan *Heat Exchanger* Tipe *Shell and Tube* menggunakan *helical baffle* dengan pemilihan sudut  $3^\circ$  mampu meningkatkan efektivitas *heat exchanger* tipe *shell and tube* dari 0,512 atau 51,2 % menjadi 0,605 atau 60,5 %
2. Hasil perancangan dengan mengganti jenis *baffle* dari *segmental baffle* menjadi *helical baffle* mampu meningkatkan efektivitas sebesar 15,33% dari 0,512 menjadi 0,605, meningkatkan koefisien perpindahan panas dari  $3,74 \text{ W/m}^2\text{K}$  menjadi  $5,57 \text{ W/m}^2\text{K}$  atau sebesar 32,96%.
3. Peluang penghematan energi hasil perancangan dengan *helical baffle* mencapai 30.524,063 kWh/tahun dengan nilai NPV  $> 0$  yaitu sebesar Rp. 15.442.942.379,97 dan *payback period* 18,26 bulan.

### 4.2. Saran

Adapun saran yang diajukan oleh penulis yaitu:

1. Perlu adanya pengecekan temperatur keluaran *coal gas* karena dikhawatirkan temperature keluaran *coal gas* pada kondisi di lapangan tidak sesuai dengan hasil simulasi yang telah dilakukan.

## DAFTAR PUSTAKA

Abdillah Kharisma, A. (2020). *Perancangan Heat Exchanger Tipe Shell Dan Tube Secara Metode Matematis Dan Simulasi Software*. 20(2), 27–34.  
Ahmad, R. (2015). *Optimasi Desain Helical*

*Baffle Pada Heat Exchanger Menggunakan Metode Genetic Algorithm Di Central Gathering Station 5 in Central Gathering Station 5*.

B.Jiang, et al. (1994). Comparison of

- performance of shell-and-tube heat exchangers with conventional segmental baffles and continuous helical baffle. *AIP Conference Proceedings*, 1851(June). <https://doi.org/10.1063/1.4984695>.
- Billah, M. (2010). *Peningkatan Nilai Kalor Batubara Peringkat Rendah Dengan Menggunakan Minyak Tanah Dan Minyak Residu*.
- Cengel, Yunus A. *Heat Transfer A Practical Approach Second Edition*.
- Fajar, R. (2021). *PROSES GASIFIKASI BATUBARA DI PT WELL HARVEST WINNING DISTRIBUTED CONTROL SYSTEM ENGINEER AT GAS PLANT DIVISION PT WELL HARVEST WINNING ALUMINA REFINERY Tujuan Batasan Topik*.
- Guswendar. (2012). Co-Gasifikasi Sistem Downdraft ( Ditinjau Dari Pengaruh Laju Alir Udara Bahan Bakar Terhadap Produk Syngas ). *Kinetika*, 8(2), 33–40.
- Holman. (1997). *Heat Transfer*. 1–51.
- J.Nemcasky. (1994). *Analyze The Effects of Helical Baffles Angles Variation On Shell Side Heat Transfer Coefficient And Pressure Drop of Shell And Tube Heat Exchanger*. 2(1), 43–51.
- Jayachandriah, D. & Kumar, V. V. 2015. *Design Of Helical Baffle In Shell And Tube Heat Exchanger And Comparing With Segmental Baffle Using Kern Method*. *International Journal of Emerging Technology in Computer Science & Electronics (IJETCSE)*.
- Kern, D. Q. (1950). Process heat transfer. In *Journal of the Franklin Institute* (Vol. 250, Issue 5, pp. 462–463). [https://doi.org/10.1016/0016-0032\(50\)90609-0](https://doi.org/10.1016/0016-0032(50)90609-0).
- Kirk-Otmer. (1978). Superabsorbent Materials. In *Kirk-Othmer Encyclopedia of Chemical Technology*.<https://doi.org/10.1002/0471238961.supewang.a01>
- Larsen, J. W. (1981). *Organic Chemistry of Coal. Chemical & Engineering News Archive*, 59(9), 21. <https://doi.org/10.1021/cen-v059n009.p021>
- Mc.Cabe. (1993). Unit Operation of Chemical Engineering. In (Vol. 59).
- NPTEL. TT. *Process Design Of Heat Exchanger*. Joint Initiative of IITS and IISc.
- Permanasari, A. A., Puspitasari, P., Sukarni, S., & Wulandari, R. (2020). *Performance Enhancement of Shell and Tube Heat Exchanger on Parallel Flow with Single Segmental Baffle*. 4(1), 43–53. <https://doi.org/10.17977/um016v4i12020p043>
- Perry, R. H., & Green, D. W. (1984). *Chemical Handbook* (pp. 3–53).
- Shafira, A. (2021). *PERANCANGAN AMMONIA CONVERTER FEED/EFFLUENT EXCHANGER MENGGUNAKAN HELICAL BAFFLE PADA PROSES SINTESA AMMONIA*.
- Siti, D. (2009). *2.1.2 Jenis-jenis batubara*. 4–12.
- Sullivan, W. G., Wicks, E. M. & Koelling, C. P. 2018. *Engineering Economy*. 17th ed. New Jersey: Prentice Hall Intrnational.
- TEMA. 2007. *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*. 9th ed. New York: ubular Exchanger Manufacturers Association
- Thulukkanam, K. (2013). *Heat Exchanger Design Handbook, Second Edition - Kuppam Thulukkanam*. 1260.
- Veriyawan, R., & Biyanto, T. R. (2014). Optimasi Desain Heat Exchanger dengan Menggunakan Metode Particle Swarm Optimization. *Jurnal Teknik ITS*, 3(2). <http://ejurnal.its.ac.id/index.php/teknik/article/view/7556>
- Zhang, Y., Li, Q., & Zhou, H. (2016). Theory and Calculation of Heat Transfer in Furnaces. In *Theory and Calculation of Heat Transfer in Furnaces*. <https://doi.org/10.1016/c2013-0-13233-3>