

PERANCANGAN *FUEL CONDENSOR* UNTUK MENGHASILKAN BAHAN BAKAR MINYAK DARI JENIS PLASTIK PET

Amrianto Arrashif^{1*}, dan Rudi Hermawan²

¹Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

²Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK. Salah satu penyebab permasalahan lingkungan saat ini adalah semakin meningkatnya jumlah sampah yang sulit terurai oleh lingkungan. Dalam kehidupan ini kebutuhan akan energi setiap harinya selalu meningkat. Dimana pemanfaatan sumber energi secara optimal harus dilakukan, seperti pemanfaatan sampah plastik. Salah satu pemanfaatan yang dapat dilakukan adalah dengan mengurangi sampah plastik dengan proses pirolisis. Proses pirolisis adalah proses dimana sampah itu dibakar pada tungku kemudian uap panas hasil pembakarannya didinginkan untuk menjadi bahan bakar minyak. Pada proses pirolisis plastik dibakar pada temperatur tungku pirolisis sebesar 500-800 °C dan hasilnya menjadi uap panas yang kemudian dialirkan ke *fuel condensor* untuk didinginkan menjadi bahan bakar. Pada penelitian ini dilakukan perancangan *fuel condensor* dengan metodologi yang digunakan yaitu perhitungan dengan software *HTRI Xchanger Suite* serta perhitungan secara teoritis untuk mendapatkan hasil perancangan yang dapat bekerja secara optimal. Perancangan alat penukar kalor yang digunakan adalah *shell and tube* bertipe A-E-S. Material *tube* yang digunakan yaitu aluminium. Hasil analisis menggunakan software *htri* di dapatkan laju perpindahan panas sebesar 4800 W, koefisien konveksi 29,97 W/m²·K, *mass flow rate* sebesar 0,05 kg/s, dan koefisien perpindahan panas keseluruhan sebesar 1,972 W/m²·K, dengan dimensi kondensor sesuai target perancangan yaitu Panjang *Tube* 1 m, Diameter *Shell* 310 mm, dan Jumlah *Tube* sebanyak 11 buah berdasarkan perhitungan *HTRI*, 29 buah berdasarkan perhitungan teoritis.

Kata kunci— Pirolisis; *Shell and tube fuel condensor*; *HTRI Xchanger Suite*

PENDAHULUAN

Dengan bertambahnya jumlah populasi penduduk dan adanya perubahan pada pola konsumsi masyarakat maka akan berdampak pada meningkatnya jumlah jenis, volume, dan karakteristik sampah yang semakin beranekaragam. Dampak sampah non organik dapat mencemari lingkungan sekitar masyarakat dikarenakan sulitnya sampah plastik terurai oleh alam dan membutuhkan waktu yang sangat lama yang mengakibatkan menurunnya tingkat kesuburan tanah. [1] Di lain sisi keterbatasan energi yang bergantung pada energi *fossil* maka perlu adanya pencarian energi alternatif baru untuk mengganti energi *fossil*. Salah satu pemanfaatan yang dapat dilakukan adalah dengan mengurangi sampah plastik dengan proses pirolisis. Pirolisis merupakan salah satu pengolahan sampah yang dapat mengurangi berat dan volume sampah, serta dapat menghasilkan produk lain, antara lain : Gas yang mengandung nilai kalori rendah hingga sedang dan residu hasil pembakaran sampah yang mengandung nilai kalori tinggi dapat digunakan sebagai bahan bakar alternatif. [2]

Proses pirolisis adalah proses dimana sampah itu dibakar pada tungku kemudian uap panas hasil pembakarannya di dinginkan untuk menjadi bahan bakar minyak. Pirolisis yang memiliki arti proses pengurangan termal dari sampah plastik tanpa membutuhkan oksigen (O) atau pada keadaan kekurangan oksigen (O). Dengan menggunakan metode ini, sampah plastik yang tidak bisa diurai oleh alam dapat direduksi hingga 90%. Pada proses pirolisis plastik dibakar sampai meleleh sampai menjadi uap pada temperatur tungku pirolisis sebesar 500-800 °C. Selanjutnya uap hasil dekomposisi akan di dinginkan menggunakan kondensor bertipe *shell & tube* sehingga mengalami proses kondensasi yang nantinya mengubah bentuk dari uap menjadi cairan. Cairan ini yang nantinya menjadi bahan bakar, baik berupa bahan bakar bensin maupun bahan bakar *diesel*. [3]. Secara umum minyak plastik dapat menggantikan bahan bakar solar, nilai kalori yang tidak berbeda jauh menjadikan layak digunakan sebagai pengganti bahan bakar solar. Namun demikian, ada beberapa sifat yang harus diperbaiki untuk meningkatkan performanya. [4]

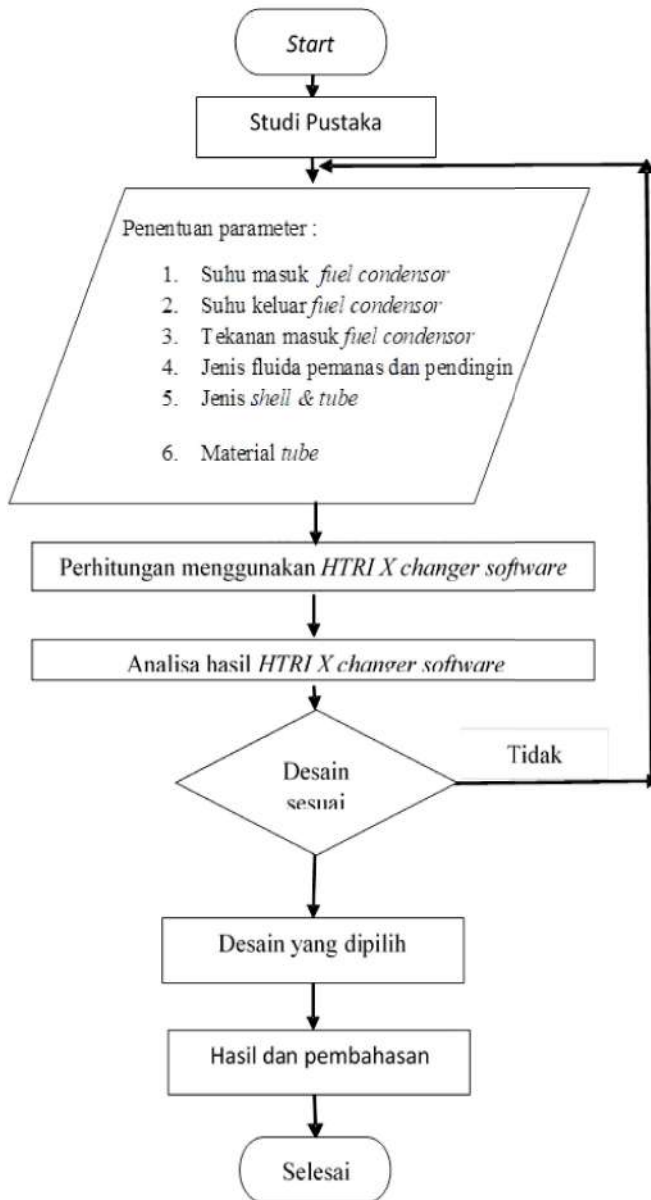
* Corresponding author: aarrashif@gmail.com

Berikut adalah tujuan pada penelitian ini:

1. Melakukan perancangan alat penukar kalor untuk mendinginkan panas buang pirolisis
2. Menganalisa kinerja alat penukar kalor yang sudah dirancang menggunakan software HTRI.
3. Mengetahui tipe alat penukar kalor yang digunakan yaitu *shell and tube* kondensor.

METODE

Diagram Alir Penelitian



Gambar 1. Diagram Alir Penelitian

Penentuan parameter yang dibutuhkan

Dalam perancangan ini parameter yang harus ditentukan misalnya temperatur masuk fluida panas ($T_{hot,in}$) dan temperatur keluar fluida panas ($T_{hot,out}$) pada sisi tube, temperatur masuk pada fluida dingin ($T_{cold,in}$) dan temperatur keluar pada fluida dingin ($T_{cold,out}$) pada sisi shell, tekanan dan debit pompa air untuk menentukan laju aliran massa air, jenis *shell & tube* yang dirancang bertipe A-E-S dan material tube yang digunakan adalah aluminium.

Bahan yang digunakan dalam Penelitian

Dalam penelitian ini, bahan yang digunakan adalah fluida uap untuk fluida panas, untuk fluida dingin digunakan air. Spesifikasi dari fluida yang digunakan adalah :

1. Fluida panas yang digunakan adalah uap panas hasil keluaran dari tungku pirolisis.
2. Fluida dingin yang digunakan dalam kondensor adalah air yang sudah didinginkan.

Alat-alat yang Digunakan dalam Penelitian

1. Penentuan parameter kondensor yang dijadikan acuan adalah *Shell and tube fuel condensor* yang telah dibuat dari jurnal lainnya.
2. Software yang digunakan untuk melakukan Analisa adalah Software HTRI Xchanger Suite 6.0.
3. Alat pengukur Suhu yaitu Thermogun Thermometer Infrared Laser.

Langkah Kerja

1. Menentukan parameter-parameter yang akan ditetapkan pada tiap komponen.
2. Melakukan perhitungan dengan menggunakan *software HTRI Xchanger Suite 6.0* dengan tipe kondensor *Shell and Tube*.
3. Memilih tipe kondensor yang akan digunakan, yaitu tipe *Shell and Tube* Kondensor.
4. Melakukan perhitungan secara teoritis untuk melakukan pendekatan hasil dari perhitungan dengan *software*.
5. Membuat hasil Analisa dan pembahasan perhitungan secara teoritis maupun secara *software*.
6. Melakukan perbandingan hasil analisa, dengan memperhatikan hasil jumlah *tube* dan diameter *tube* dari serta laju perpindahan panas pada fluida panas yang dihitung dll.
7. Membuat kesimpulan hasil perhitungan dan pemberian saran untuk penelitian.

HASIL

a. Data Perhitungan

Dalam sebuah alat penukar kalor dibutuhkan setidaknya dua fluida kerja yang berfungsi untuk mendinginkan fluida kerja yaitu CO₂ dengan media pendingin yaitu air yang telah didinginkan hingga suhu 20°C. Fluida CO₂ ini didinginkan dengan tujuan agar dapat mencapai fasa cairnya sehingga bisa disimpan didalam penampung. Aliran fluida pada alat penukar kalor berlangsung secara berlawanan atau *counter flow*. Data Alat penukar kalor yang telah ditetapkan adalah sebagai berikut :

Tabel 1 Parameter yang ditetapkan

NO	PARAMETER	PADA SISI <i>SHELL</i>	PADA SISI <i>TUBE</i>
1	Suhu masuk (K)	520	303
2	Suhu keluar (K)	423	304,52
3	Cp (Kj/kg k)	0,997	4,178
4	Diameter (m)	0,31	0,0508
5	Mass Flow Rate (kg/s)	0,05	0,829

b. Perhitungan Teoritis

Pada perancangan kondensor tipe *shell and tube* ini, dilakukan perhitungan secara teoritis dengan. Dengan parameter yang ditetapkan sesuai dengan tabel 1. Dimana telah dilakukan pengujian dengan menggunakan *software HTRI Xchanger suite 6,0* dan telah dilakukan perhitungan manual sebagai pendekatan secara teoritisnya, dengan parameter yang telah ditetapkan dari perhitungan keseluruhan yaitu :

1. Laju perpindahan panas pada fluida panas (q_h) [5]

$$\begin{aligned}
 q_h &= \dot{m}_h \times c_{p_h} \times (T_{h,in} - T_{h,out}) \\
 &= 0,05_{kg/s} \times 0,997_{KJ/kg.k} \times (520_K - 423_K)
 \end{aligned}$$

$$= 4,835_{KJ/s} = 4,835_{KW} = 4835_W$$

2. Menentukan koefisien konveksi pada sisi tube

Mencari nilai μ untuk CO₂ dari *table A-4 continued* literatur Incropera dengan T = 471,5 K didapatkan nilai μ sebesar $\mu = 218 \times 10^{-7} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$

$$Re = \frac{4 \times \dot{m}_h}{\pi \times D \times \mu} = \frac{4 \times 0,05 \frac{kg}{s}}{\pi \times 0,0508 \text{ m} \times 0,000218} = 5751,48$$

Mencari nilai Nu untuk CO₂ dari *table A-4 continued* literatur Incropera Dengan T = 471,5 K didapatkan nilai Pr sebesar 0,726

$$\begin{aligned} Nu &= 0,023 \times Re^{\frac{4}{5}} \times Pr^{0,4} \times \frac{\mu}{\mu} \\ &= 0,023 \times (5751,48)^{\frac{4}{5}} \times (0,726)^{0,4} \\ &= 20,60 \end{aligned}$$

Mencari nilai h_h untuk CO₂ dari *table A-4 continued* literatur Incropera dengan T = 471,5 K didapatkan nilai k sebesar $k = 30,03 \times 10^{-3} \text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$

$$\begin{aligned} h_h &= Nu \times \frac{k}{D} \\ &= 20,60 \times \frac{0,03003}{0,0508} \\ &= 12,177 \text{ W}/\text{m}^2\cdot\text{K} \end{aligned}$$

Didapatkan nilai koefisien konveksi pada sisi *tube* sebesar 12,177 W/m²·K

3. Menentukan koefisien konveksi pada sisi shell

Mencari nilai μ untuk air dari table A-6 [3] literatur Incropera dengan suhu rata-rata,

T = 303,76 K didapatkan nilai μ sebesar $\mu = 789,4 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$.

Menghitung diameter shell yang dilalui fluida dikarenakan didalam shell terdapat tube, sehingga untuk diameter shell yang dilalui didapatkan dari : Luas permukaan shell – Luas permukaan tube didalam shell \times jumlah tube yang didapatkan dari hasil HTRI, didapatkan nilai masing-masing luas permukaan sebesar : 0,075 m² - 0,07298 m², sehingga didapatkan luas permukaan shell sebesar 0,0202 m². dari nilai luas permukaan tersebut kita dapat mencari nilai diameter shell yang dilalui fluida setelah dikurangi nilai tube.

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{4} \pi D^2, D^2 = \frac{A}{\frac{1}{4} \pi} \\ D^2 &= \frac{0,0202 \text{ m}^2}{0,785} = 0,02573 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D &= \sqrt{0,02573 \text{ m}^2} \\ D &= 0,1604 \text{ m} \end{aligned}$$

$$Re = \frac{4 \times \dot{m}_c}{\pi \times D_{shell} \times \mu} = \frac{4 \times 0,829 \frac{kg}{s}}{\pi \times 0,1604 \text{ m} \times 0,0007894 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2} = 8340,3$$

Mencari nilai Pr untuk air dari table A-6 literatur Incropera [7]

Dengan T=303,76 K didapatkan nilai Pr sebesar Pr = 5,34

$$\begin{aligned} Nu &= 0,023 \times Re^{\frac{4}{5}} \times Pr^{0.4} \\ &= 0,023 \times (8340,3)^{\frac{4}{5}} \times (5,34)^{0.4} \end{aligned}$$

$$= 61,615$$

Mencari nilai k untuk air dari *table* A-6 literatur Incropera

Dengan $T = 303,76$ K didapatkan nilai k sebesar $k = 6,18 \times 10^{-3}$ W/m·K

$$\begin{aligned} h_c &= Nu \times \frac{k}{D} \\ &= 61,615 \times \frac{0,00613}{0,1604} \\ &= 2,354 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} \end{aligned}$$

Didapatkan nilai koefisien konveksi pada sisi *shell* sebesar 2,354 W/m²·K

Setelah mendapatkan nilai koefisien konveksi pada sisi *tube* dan sisi *shell*, kita dapat menghitung nilai koefisien konveksi keseluruhan sistem :

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{1/h_c + 1/h_h} \\ &= \frac{1}{1/2,354 + 1/12,177} \\ &= 1,972 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} \end{aligned}$$

Didapatkan nilai koefisien konveksi keseluruhan sistem sebesar 1,972 W/m²·K

4. Menentukan kinerja Alat Penukar Kalor dengan metode NTU

Menghitung kapasitas kalor minimum dan maksimum :

$$\begin{aligned} C_c &= \dot{m}_c \times C_{p_c} \\ &= 0,829 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4178 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \\ &= 3463,562 \text{ W/K} \end{aligned}$$

Fluida dingin merupakan fluida maksimum

$$\begin{aligned} C_h &= C_c \times \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ho}} \\ &= 3463,562 \times \frac{(3044,52 - 303)\text{K}}{(520 - 423)\text{K}} \\ &= 54,273 \text{ W/K} \end{aligned}$$

Fluida panas merupakan fluida minimum

Menghitung laju perpindahan maksimum pada APK :

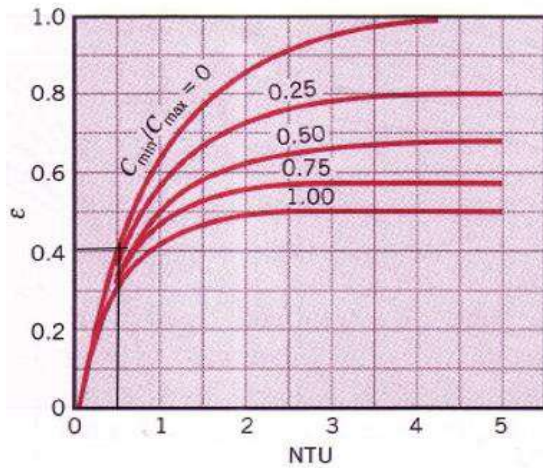
$$\begin{aligned} q_{max} &= C_{min} \times (T_{hi} - T_{ci}) \\ &= 54,273 \text{ W/K} \times (520 - 303)\text{K} \\ &= 11777,241 \text{ W} \end{aligned}$$

Menghitung nilai Cr dan efektifitas untuk mendapatkan nilai NTU dari grafik.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{4835}{11777,241} = 0,4105$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{54,273}{3463,562} = 0,015$$

Mencari NTU dari nilai efektifitas dan nilai Cr yang didapatkan pada grafik dibawah ini :



Gambar 2. Grafik NTU *Counter Flow* [7]

Grafik yang digunakan, adalah grafik *Counter Flow heat exchanger*. Dari hasil penarikan garis, nilai efektifitas terhadap garis C_r , didapatkan nilai NTU berkisar 0,5

$$L = \frac{NTU \times C_{min}}{U \times (N \times 2\pi D)}$$

$$1 = \frac{0,5 \times 54,273 \text{ W/K}}{1,972 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \times (N \times 2\pi \times 0,075 \text{ m})}$$

$$1 = \frac{27,1365 \text{ W/K}}{1,972 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \times N \times 0,471 \text{ m}}$$

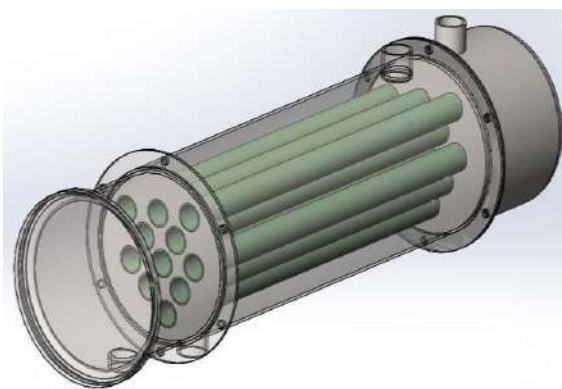
$$1 = \frac{27,1365}{N \times 0,9288}$$

$$N = 29,2$$

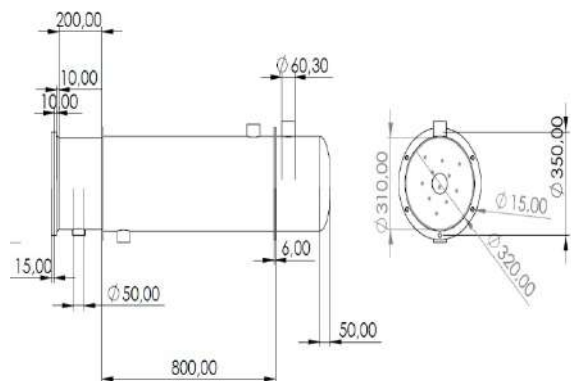
Sehingga didapatkan jumlah *tube* sebanyak 29 buah dengan Panjang *tube* 1 m.

c. Analisa Hasil dan Pembahasan

Gambar Desain Kondensor



(a)



(b)

Gambar 3. Gambar Desain Kondensor: (a) *shell and tube condensor* 1m x 0,31mm; (c) sketsa *drawing* kondensor 1m x 0,31 m

Hasil analisa menggunakan software HTRI

Process Conditions		Hot Shellside		Cold Tubeside	
Fluid name			CO2		Water
Flow rate (kg/s)			0,0500		0,8290
Inlet/Outlet Y (Wt. frac vap.)		1,000	1,000	0,000	0,000
Inlet/Outlet T (Deg C)		247,00	150,00	30,00	31,38
Inlet P/Avg (kPa)		100,001	99,504	200,003	199,113
dP/Allow. (kPa)		0,994	0,000	1,781	0,000
Fouling (m2-K/W)			0,000300	-	0,000000
Exchanger Performance					
Shell h (W/m2-K)		38,47	Actual U (W/m2-K)		35,07
Tube h (W/m2-K)		538,76	Required U (W/m2-K)		29,97
Hot regime (-)	Sens. Gas		Duty (MegaWatts)		0,0048
Cold regime (-)	Sens. Liquid		Area (m2)		1,004
EMTD (Deg C)		159,1	Overdesign (%)		17,04
Shell Geometry			Baffle Geometry		
TEMA type (-)	AES		Baffle type (-)	Single-Seg.	
Shell ID (mm)	310,000		Baffle cut (Pct Dia.)	25,00	
Series (-)	1		Baffle orientation (-)	Perpend.	
Parallel (-)	1		Central spacing (mm)	35,000	
Orientation (deg)	0,00		Crosspasses (-)	7	
Tube Geometry			Nozzles		
Tube type (-)	Plain		Shell inlet (mm)	77,927	
Tube OD (mm)	50,800		Shell outlet (mm)	77,927	
Length (m)	1,000		Inlet height (mm)	62,248	
Pitch ratio (-)	1,2500		Outlet height (mm)	17,347	
Layout (deg)	45		Tube inlet (mm)	26,645	
Tubecount (-)	7		Tube outlet (mm)	26,645	
Tube Pass (-)	1				

Gambar 3. Output summary dari software HTRI

Dimana telah dilakukan pengujian dengan menggunakan software HTRI Xchanger suite 6.0 dan telah dilakukan perhitungan manual sebagai pendekatan secara teoritisnya, dengan parameter yang telah ditetapkan dari perhitungan keseluruhan yaitu :

Tabel 2. Hasil perbandingan perhitungan software HTRI dengan manual.

NO	PARAMETER	ANALISIS	
		MANUAL (Satuan)	HTRI (Satuan)
1	Laju perpindahan panas pada fluida panas (q_h)	4835 (W)	4800 (W)
2	Nilai koefisien konveksi pada tube (h_h)	$12,77 \left(\frac{W}{m^2} \cdot K\right)$	$38,47 \left(\frac{W}{m^2} \cdot K\right)$
3	Nilai koefisien konveksi pada shell (h_c)	$2,354 \left(\frac{W}{m^2} \cdot K\right)$	$538,76 \left(\frac{W}{m^2} \cdot K\right)$
4	Nilai rata-rata perpindahan panas keseluruhan (U)	$1,972 \left(\frac{W}{m^2} \cdot K\right)$	$29,97 \left(\frac{W}{m^2} \cdot K\right)$
6	Efektifitas alat	0,41 %	
7	Banyaknya Tube (N)	29	11

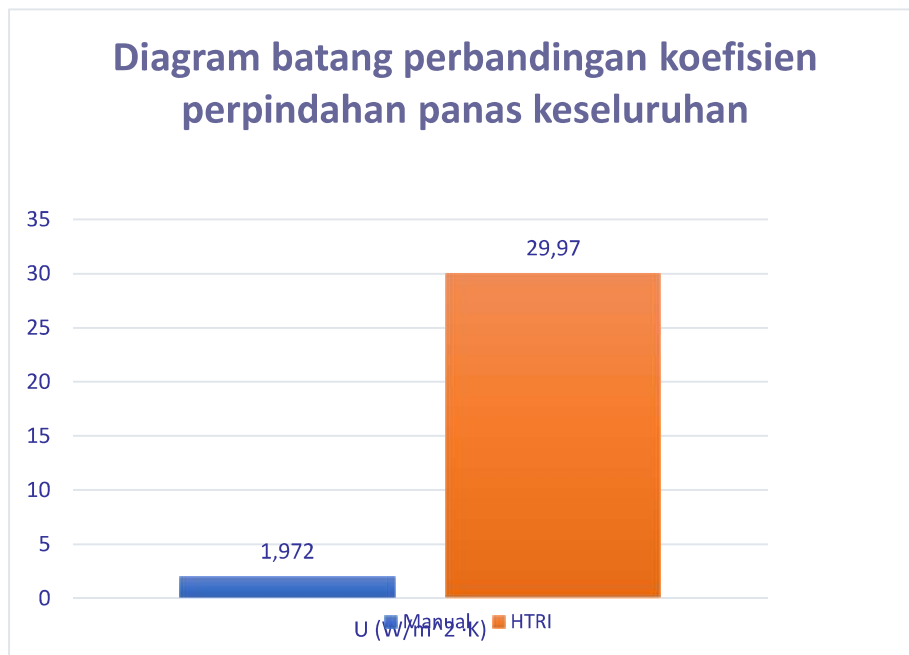
1) Perbandingan Laju Perpindahan panas



Gambar 4. Diagram batang perbandingan laju perpindahan panas

Dari hasil grafik diatas pada hasil perhitungan teoritis laju perpindahan panas yang dibutuhkan sebesar 4835 Watt sedangkan hasil perhitungan *software* sebesar 4800 Watt. Sehingga dari hasil perhitungan laju perpindahan panas secara teoritis maupun *software* apabila kita menginginkan hasil daya yang lebih besar harus dengan spesifikasi dimensi tube yang sudah ditentukan. Dan perbedaan ini karna banyak faktor terutama pendekatan pembulatan pada hasil di *software*.

2) Perbandingan koefisien perpindahan panas keseluruhan



Gambar 5. Diagram batang perbandingan koefisien perpindahan panas keseluruhan

Dari hasil grafik diatas terlihat perbedaan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan hasil perhitungan secara teoritis dan secara *software* HTRI. Pada hasil perhitungan teoritis nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan sebesar 1,972 W/m²×K sedangkan hasil perhitungan *software* sebesar 29,97 W/m²×K. Perbedaan hasil nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan ini, disebabkan beberapa faktor, salah satu nya oleh perhitungan secara teoritis dilakukan hanya menggunakan jenis perpindahan panas konduksi. Sedangkan pada *software* melakukan perhitungan dengan menggunakan jenis perpindahan panas konveksi, konduksi, dan

radiasi. Perlu dilakukan perhitungan secara konduksi dikarenakan hasil akhir yang akan diperoleh untuk menentukan jumlah tube yang optimal. Sehingga dengan melakukan perhitungan secara konduksi pada tube dan fluida yang mengalir di shell sudah cukup.

Dimana dari perhitungan teoritis yang dihitung, didapatkan hasil bilangan Reynolds >2300 , yang artinya kondisi aliran fluida adalah turbulen. Aliran turbulen lebih baik dibanding aliran laminar dalam proses perpindahan panas dikarenakan koefisien konveksi dan gesekan antara fluida dengan penampang memiliki nilai yang besar sehingga kondisi tersebut membuat perpindahan panas antara dinding penampang dengan cairan fluida yang mengalir menjadi lebih cepat. Nilai koefisien konveksi keseluruhan dipengaruhi oleh nilai koefisien konveksi tiap fluida, dan nilai koefisien konveksi tiap fluida dipengaruhi oleh bilangan Reynold. Sehingga semakin besar bilangan Reynold maka semakin besar juga nilai koefisien konveksi perpindahan panas, yang artinya proses perpindahan panas antar fluida semakin cepat.

KESIMPULAN

1. Pemilihan penggunaan tube pada perancangan kondensor, harus memperhatikan faktor-faktor seperti kemudahan dalam pencarian material, dan konduktivitas termal yang dimiliki material tersebut. Pada perancangan ini material tube yang digunakan adalah aluminium, karena pada umumnya aluminium tahan karat dan bisa digunakan untuk fluida kotor serta koefisien perpindahan panas nya yang baik.
2. Kondensor *shell and tube* yang dirancang menggunakan tipe konstruksi A-E-S, didapatkan hasil perhitungan untuk nilai perpindahan panas keseluruhan sebesar $1,972 \text{ W/m}^2 \times \text{K}$, nilai keefektifan alat 41,05%, dan nilai Overdesign dari *software* HTRI sebesar 17,04 %.
3. Dari hasil analisa perhitungan secara teoritis, parameter yang harus diperhatikan yaitu jumlah *tube* sebanyak 29 buah, diameter *tube* sebesar 50,80 mm, panjang *tube* 1 m, diameter *shell* 310 mm.
4. Dari hasil perhitungan secara komputerisasi menggunakan *software HTRI Xchanger Suite 6.0*. Didapatkan hasil parameter yang harus diperhatikan yaitu jumlah *tube* sebanyak 11 buah, diameter *tube* sebesar 19,05 mm, panjang *tube* 1 m, diameter *shell* 310 mm.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] D. K. D. Jakarta, "Kondisi Sistem Pengelolaan Sampah DKI Jakarta Tahun 2010-2011," *J. Chem. Inf. Model.*, no. 67, pp. 1–58, 2013.
- [2] Q. Rachmawati and W. Herumurti, "Pengolahan Sampah secara Pirolisis dengan Variasi Rasio Komposisi Sampah dan Jenis Plastik," *J. Tek. ITS*, vol. 4, no. 1, pp. 27–29, 2015.
- [3] E. Maulana, H. Hariri, and A. Permana, "Perancangan Ulang Reaktor Pirolisis Berbahan Baku Sampah Plastik," *Semnastek*, pp. 190–194, 2018.
- [4] R. P. Liestiono, M. S. Cahyono, W. Widyawidura, A. Prasetya, and M. Syamsiro, "Karakteristik Minyak dan Gas Hasil Proses Dekomposisi Termal Plastik Jenis Low Density Polyethylene (LDPE)," *J. Offshore*, vol. 1, no. 2, pp. 1–9, 2017.
- [5] J. P. Holman, "Heat Transfer (10th Edition)," *McGraw-Hill Co.*, 2010.
- [6] F. P. Incropera, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, vol. 6, no. 8. 2006.
- [7] N. Putra, *Alat Penuka Kalor*. Jakarta: Departemen Teknik Universitas Indonesia, 2012.

ANALISIS KINERJA POMPA SEBAGAI TURBIN UNTUK PEMBANGKIT LISTRIK

Muhammad Zulfikar Arisman¹, D.L Zariatin^{1,*}

¹Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK. Pompa sebagai Turbin (PsT) atau Pump As Turbine (PAT) adalah salah satu jenis PLMTH dimana pompa sentrifugal dirubah menjadi turbin yang memanfaatkan energi potensial air menjadi energi kinetik melalui sebuah impeller yang berputar dalam rumah pompa. Sejak tahun 2016, telah dilakukan penelitian listrik Pompa Sebagai Turbin (PsT) di JTM-UP pada skala laboratorium.

Tujuan dari penelitian ini adalah menganalisa kinerja Pompa Sebagai Turbin dari uji operasi 72 jam dengan merujuk pada standar SNI 8277:2016. Jenis impeller yang digunakan untuk uji operasi 72 jam dengan merujuk pada standar SNI 8277:2016 adalah jenis impeller open dengan radius 1 mm.

Pengujian Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro Pompa Sebagai Turbin berdasarkan standar SNI 8277:2016 menunjukkan daya rata-rata yang dihasilkan selama 72 jam adalah 10,954. Rata-rata temperatur bearing dan generator adalah 27,6 dan 27,14. Efisiensi yang didapatkan adalah sebesar 0,0120%.

.Kata Kunci - Pompa sebagai Turbin, Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro, SNI 8277:2016

PENDAHULUAN

Pompa sebagai Turbin (PsT) atau Pump As Turbine (PAT) adalah salah satu jenis PLMTH dimana pompa sentrifugal dirubah menjadi turbin yang memanfaatkan energi potensial air menjadi energi kinetik melalui sebuah impeller yang berputar dalam rumah pompa. Sejak tahun 2016, telah dilakukan penelitian listrik Pompa sebagai Turbin (PsT) di JTM-UP pada skala laboratorium. Namun, pengujian kinerja dari Pompa sebagai Turbin (PsT) hanya dilakukan sesuai parameter yang dibutuhkan, belum mengikuti standar yang berlaku untuk pengoperasian Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro (PLTMH).

Penelitian yang dilakukan sebelumnya bertujuan untuk meningkatkan kinerja Pompa sebagai Turbin (PsT). Diantarnya adalah yang dilakukan oleh Muhammad Sumardi dengan mempelajari pengaruh modifikasi geometri rounding dan kekasaran permukaan impeller. Berdasarkan percobaan yang telah dilakukan daya tertinggi terdapat pada hasil geometri rounding dengan kekasaran permukaan impeller 0,16 μ m, kecepatan putar 1.557 rpm, dan yang dihasilkan adalah daya 114,2 Watt, efisiensinya sebesar 50,9 %.

Penelitian selanjutnya dilakukan oleh Shanti Kumbarasari dengan memodifikasi impeller dengan proses pemesinan, berdasarkan percobaan yang telah dilakukan, hasil daya tertinggi terdapat pada impeller dengan jumlah blade 6 dengan kecepatan putar 3.077 rpm, dan menghasilkan daya sebesar 27,14 Watt, serta mendapatkan peningkatan daya 148,99%. Sedangkan Danuriyanto dengan mengembangkan adjustable impeller, berdasarkan percobaan yang telah dilakukan, hasil daya tertinggi terdapat pada adjustable impeller sudu radius 1mm, posisi masuk 14o dan sudu keluar 27o dengan kecepatan putar 1320 rpm dan menghasilkan daya sebesar 72,32 Watt.

Penelitian dilakukan oleh Risdianto yaitu peningkatan daya pembangkit listrik pompa sebagai turbin melalui modifikasi ketebalan sudu impeller. Berdasarkan percobaan yang sudah dilakukan terdapat 3 ketebalan sudu yaitu impeller dengan sudu 6mm, impeller dengan sudu 4 mm, dan impeller dengan sudu 2 mm. hasil daya tertinggi terdapat pada impeller sudu 2 mm dengan kecepatan putar 1387 rpm dan menghasilkan daya sebesar 67,65 Watt.

* Corresponding author : dedeliazariatin@univpancasila.ac.id

Berdasarkan hasil percobaan eksperimental yang telah dilakukan mendapatkan hasil yang beragam, mulai dari kecepatan poros (rpm), daya (Watt) yang didapatkan dari berbagai jenis impeller yang digunakan. Namun pengujian eksperimental yang dilakukan hanya pada kondisi dan perbandingan optimasinya belum mengikuti standar. Maka pada penelitian ini akan dilakukan analisis eksperimental merujuk pada standar SNI 8277:2016.

Standar Nasional Indonesia (SNI) 8277:2016 adalah suatu standar yang mengenai “Panduan komisioning pembangkit listrik tenaga mikro hidro (PLTMH) kapasitas hingga 100kW” disusun untuk memenuhi kebutuhan panduan komisioning instalasi pembangkit listrik tenaga hidro skala mikro dengan kapasitas daya listrik terbangkit hingga 100kW. PLTMH sampai 100kW menggunakan teknologi tepat guna dengan system control beban elektronik dan biasanya dioperasikan oleh masyarakat untuk pelistrikan desa di daerah terpencil.

Rumusan Masalah dari penelitian ini adalah bagaimanakah energi pompa sebagai turbin pada pembangkit listrik dioperasikan selama 72 jam dan bentuk perubahan daya dari impeller yang dihasilkan selama 72 jam ?

Tujuan dari penelitian ini adalah menganalisis kinerja Pompa sebagai Turbin dari uji operasi 72 jam dengan merujuk pada standar SNI 8277:2016.

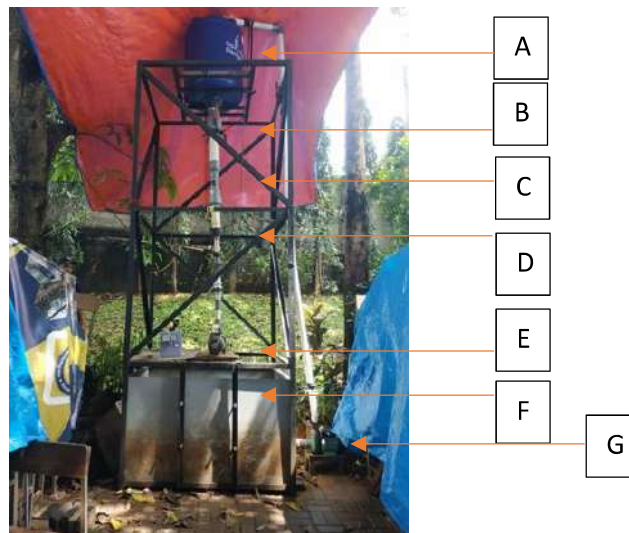
Untuk mengetahui nilai efisiensi pompa sebagai turbin dapat dilihat pada rumus sebagai berikut :

$$\eta = \frac{P}{1000 \cdot \gamma \cdot Q \cdot H} \times 100 \% \quad (1)$$

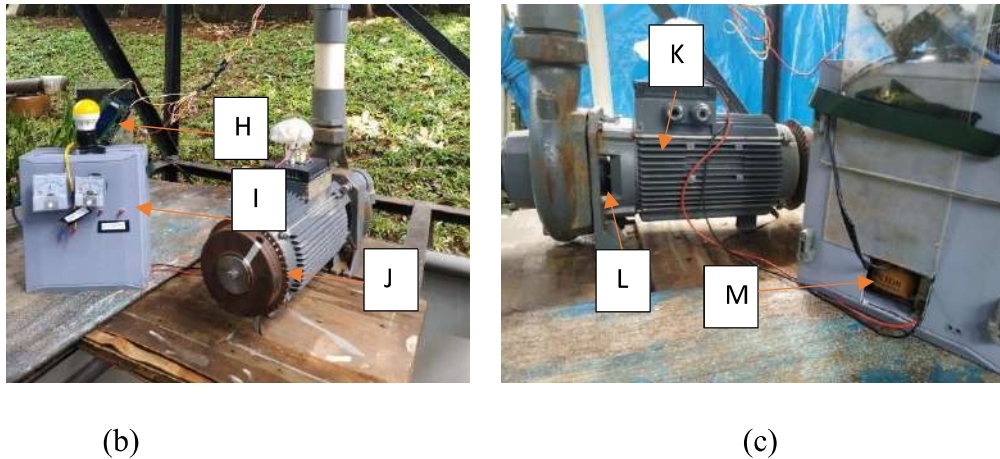
Dimana :

- η = Efisiensi %
- P = Tenaga listrik yang dihasilkan oleh fasilitas PAT (Watt)
- γ = Berat air tertentu pada suhu 30 ° C, yaitu 9,765 N / m².
- Q = Laju aliran air (l/s)
- H = Head

METODE PENELITIAN



(a)



Gambar 1 Instalasi Pompa sebagai Turbin (a) Instalasi keseluruhan, (b) panel dan generator, (c) generator, bearing dan ballast

Keterangan gambar :

- | | |
|--------------------------|-----------------------------------|
| A. Bak penampungan atas | H. Arduino DFRobot dan LCD shield |
| B. Stop valve | I. Box panel kelistrikan |
| C. Sensor tekanan | J. Flywheel |
| D. Sensor debit | K. Generator |
| E. Rumah impeller | L. Bearing |
| F. Bak penampungan bawah | M. Ballast |
| G. Pompa air | |

Sebelum pengukuran dilakukan maka pertama harus mengisi bak penampungan bawah (G) dengan menggunakan selang. Kemudian air akan dihisap dengan pompa (F) untuk mengisi bak penampungan atas (A). Setelah bak penampungan atas penuh maka stop valve (B) dibuka 90°, air akan melewati sensor tekanan (C) lalu melewati sensor debit (D) maka signal akan diterima oleh board arduino dan akan terbaca pada LCD shield (H).

Setelah itu air akan masuk ke rumah impeller (E) dan akan menggerakkan poros rotor. Kemudian rotor akan berputar maka akan menghasilkan induksi elektromagnetik yang berupa listrik AC yang dapat diukur melalui stop kontak, kemudian akan masuk ke trafo untuk di stepup. Setelah di stepup tegangan akan naik. Arus listrik dan tegangan listrik dapat dibaca dengan melihat pada multimeter (Bandwidth 40-400Hz). Kemudian arus ballast juga diukur dengan menggunakan multimeter. Lalu Flywheel (J) akan berputar dan dibaca oleh tachometer. Akurasi $\pm (0,05\% + 1 \text{ digit})$. Pengukuran temperatur juga dilakukan pada bearing (K), generator (L), ballast (M), dengan menggunakan termometer tembak (1.5% or $\pm 1.5^\circ\text{C}$). Pengukuran suhu dilakukan untuk mengetahui seberapa panas dari bearing, generator, dan ballast dikarenakan kinerjanya selama 72 jam non-stop.

HASIL

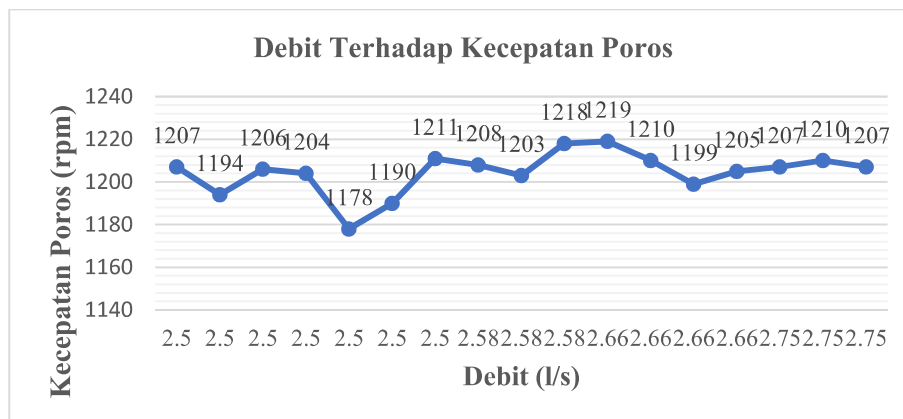
Dari pengamatan yang dilakukan pada pemanfaatan pompa sebagai turbin untuk pembangkit listrik pada skala laboratorium dengan menggunakan *impeller* radius 1 mm sudu masuk 14° sudu keluar 27° pada uji operasi 72 jam dapat dilihat pada Tabel 1.

Pada uji operasi 72 jam pengamatan dilakukan dengan varian waktu, yaitu dengan setiap 1 jam selama 4 jam, lalu setiap 6 jam selama 66 jam dan setelah itu ditambah 2 jam. Pengamatan yang dilakukan dengan mengukur Debit, Tegangan, Kuat Arus, Putaran Poros, Frekuensi, Temperatur *Ballast*, Temperatur Generator, Temperatur *Bearing*, dan Arus Beban *Ballast*. Pada saat melakukan pengamatan hasil yang didapatkan lalu di catat pada tabel.

Tabel 1 Hasil Pengamatan

Jam Ke	0	1	2	3	4	10	16	22	28	34	40	46	52	58	64	70	72	
Pukul	21.00	22.00	23.00	00.00	01.00	07.00	13.00	19.00	01.00	07.00	13.00	19.00	01.00	07.00	13.00	19.00	21.00	
Debit (l/s)	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,58	2,58	2,58	2,66	2,66	2,66	2,66	2,75	2,75	2,75	
Tekanan	625,35	606,36	574,73	616,55	651,26	763,91	749,92	746,45	717,68	771,9	606,3	497,45	675,18	1138,38	1221,82	1220,9	1193,95	
Tegangan (V)	40,8	40,8	40,4	41,1	41,1	40,4	41,1	40,6	40,3	40,2	40,5	40,5	40,5	40,6	40,8	40,7	41,1	
Kuat Arus (A)	0,268	0,269	0,272	0,272	0,278	0,269	0,266	0,269	0,272	0,266	0,266	0,267	0,267	0,27	0,27	0,269	0,268	
Putaran Poros (rpm)	1207	1194	1206	1204	1178	1190	1211	1208	1203	1218	1219	1210	1199	1205	1207	1210	1207	
Frekuensi (Hz)	59,8	59,5	59,9	59,9	58,6	59,5	59,9	59,9	59,8	60,8	60,6	60,4	60	60,3	59,5	59,8	59,9	
Range Waktu Test	-	1 Jam	1 Jam	1 Jam	1 Jam	6 Jam	6 Jam	6 Jam	6 Jam	6 Jam	6 Jam	6 Jam	6 Jam	6 Jam	6 Jam	6 Jam	2 Jam	
Daya Hasil (W)	10,934	10,975	10,988	11,179	11,425	10,867	10,932	10,921	10,961	10,693	10,773	10,813	10,813	10,962	11,016	10,948	11,014	
Temperatur	Bearing [C]	27,5	28,8	28,9	28,5	28,7	27,6	27,8	28,4	27,3	26,9	28,3	27,3	26,8	25,8	26,8	26,9	26,9
	Generator [C]	27,3	26,6	27,8	28,0	27,2	27,0	27,0	27,9	27,4	26,1	29,1	27,6	26,1	25,6	26,8	27,0	26,9
	Ballast [C]	26,3	27,6	28,0	27,5	27,6	27,9	28,0	28,5	27,8	25,8	31,1	27,3	25,4	24,9	27,5	26,5	26,5
Arus Beban	Ballast [A]	0,266	0,27	0,269	0,272	0,274	0,266	0,266	0,271	0,269	0,267	0,267	0,269	0,269	0,269	0,27	0,27	0,268
	Konsumen [A]	0,073	0,073	0,074	0,072	0,072	0,074	0,072	0,073	0,073	0,074	0,074	0,074	0,074	0,073	0,073	0,073	0,072

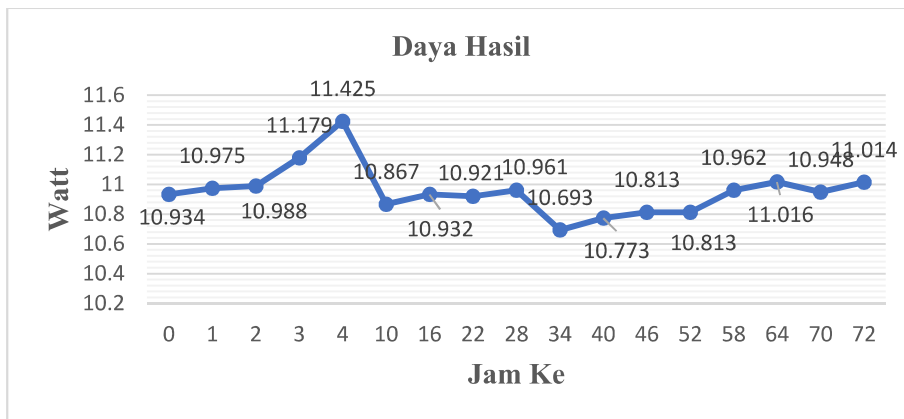
Pengaruh Debit terhadap Kecepatan Poros



Gambar 1 Debit Terhadap Kecepatan Poros

Pada pengaruh debit terhadap kecepatan poros terjadi ketidakpastian hasil data yang didapat. . Dilihat dari Gambar 2 kecepatan poros tertinggi didapatkan dengan nilai 1219 rpm dengan debit 2,66 l/s pada jam ke 40. Dan kecepatan poros terendah didapatkan dengan nilai 1178 rpm dengan debit 2,5 l/s pada jam ke 4. Rata-rata debit yang didapatkan pada uji operasi 72 jam pada pemanfaatan pompa sebagai turbin untuk pembangkit listrik yaitu sebesar 2,595882 l/s. Dan rata-rata kecepatan poros yang didapatkan sebesar 1204,471 rpm.

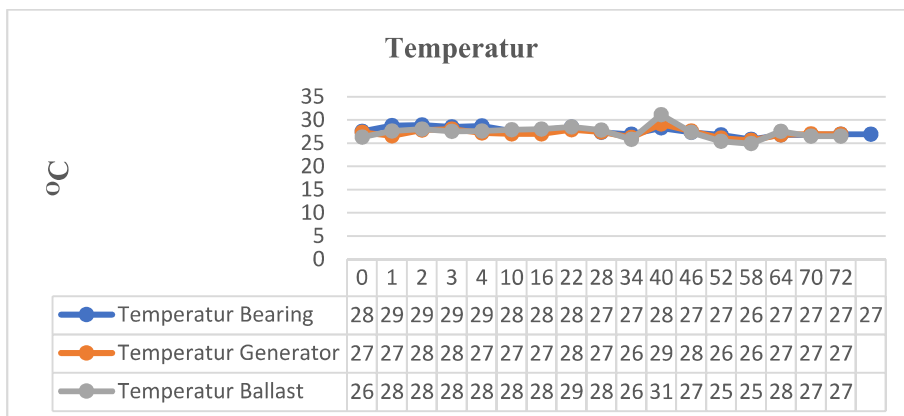
Daya Hasil



Gambar 2 Daya hasil

Pada daya hasil yang terjadi ketidakpastian hasil data yang didapat. Dilihat dari Gambar 3 Daya hasil tertinggi didapatkan dengan nilai 11,425 Watt yaitu pada jam ke 4. Dan daya hasil terendah didapatkan dengan nilai 10,693 Watt pada jam ke 34. Rata-rata daya hasil yang didapatkan pada uji operasi 72 jam pada pemanfaatan pompa sebagai turbin untuk pembangkit listrik yaitu sebesar 10,954 Watt.

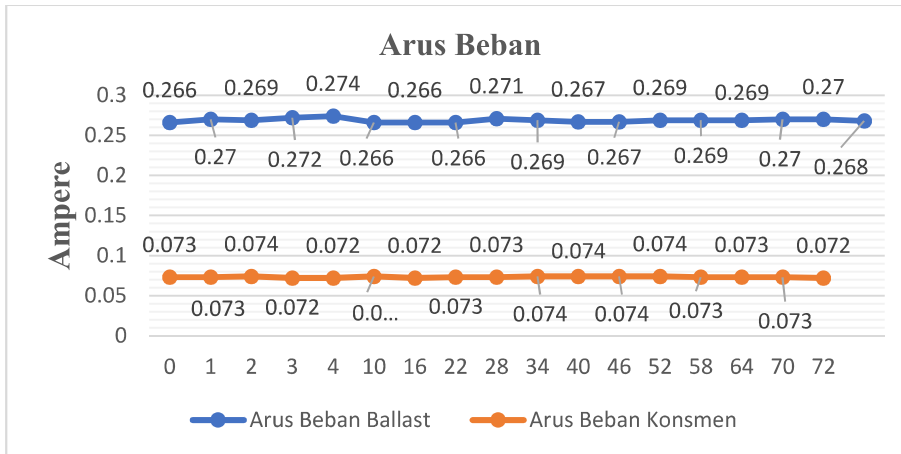
Temperatur



Gambar 3 Temperatur

Pada temperatur bearing terjadi ketidakpastian hasil data yang didapat. Dilihat dari Gambar 4 temperatur tertinggi didapatkan dengan nilai 28,9oC yaitu pada jam ke 2. Dan temperatur terendah didapatkan dengan nilai 25,8oC pada jam ke 58. Rata-rata temperatur bearing yang didapatkan sebesar 27,6oC. Pada temperatur generator terjadi ketidakpastian hasil data yang didapat temperatur tertinggi didapatkan dengan nilai 29,1oC yaitu pada jam ke 40. Dan temperatur terendah didapatkan dengan nilai 26,1oC pada jam ke34 dan jam ke 52. Rata-rata temperatur generator yang didapatkan yaitu sebesar 27,1oC. Pada temperatur bearing terjadi ketidakpastian hasil data yang didapat. temperatur tertinggi didapatkan dengan nilai 31,1oC yaitu pada jam ke 40. Dan temperatur terendah didapatkan dengan nilai 24,9oC pada jam ke 58. Rata-rata temperatur bearing yang didapatkan yaitu sebesar 27,3oC.

Arus Beban



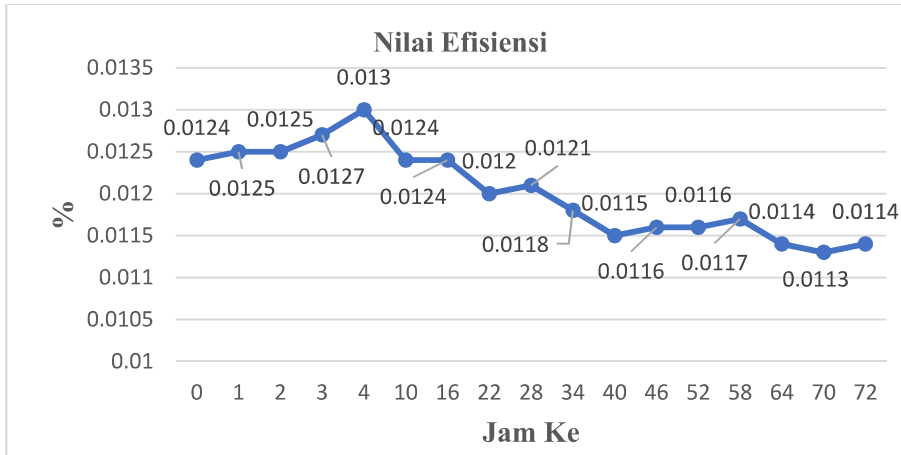
Gambar 4 Arus beban

Pada arus beban ballast terjadi ketidakpastian hasil data yang didapat. Dilihat dari Gambar 5 hasil tertinggi didapatkan dengan nilai 0,274 ampere yaitu pada jam ke 4. Dan hasil terendah didapatkan dengan nilai 0,266 ampere pada jam ke 0. Rata-rata arus beban ballast yang didapatkan yaitu sebesar 0,268 ampere. Pada arus beban konsumen terjadi ketidakpastian hasil data yang didapat. Hasil tertinggi didapatkan dengan nilai 0,074 ampere yaitu pada jam ke 2,10,34,40,46 dan 52. Dan hasil terendah didapatkan dengan nilai 0,072 ampere pada jam ke 3,4, dan 72. Rata-rata arus beban ballast yang didapatkan yaitu sebesar 0,073 ampere.

Hasil perhitungan dari efisiensi pemanfaatan pompa sebagai turbin untuk pembangkit listrik dapat dilihat pada Tabel 2

Tabel 2 Hasil perhitungan

Hasil Perhitungan Efisiensi			
Jam Ke	Debit (l/s)	Daya (Watt)	Nilai Efisiensi (%)
0	2,5	10,934	0,0124
1	2,5	10,975	0,0125
2	2,5	10,988	0,0125
3	2,5	11,179	0,0127
4	2,5	11,425	0,0130
10	2,5	10,867	0,0124
16	2,5	10,932	0,0124
22	2,58	10,921	0,0120
28	2,58	10,961	0,0121
34	2,58	10,693	0,0118
40	2,66	10,773	0,0115
46	2,66	10,813	0,0116
52	2,66	10,813	0,0116
58	2,66	10,962	0,0117
64	2,75	11,016	0,0114
70	2,75	10,948	0,0113
72	2,75	11,014	0,0114



Gambar 5 Nilai efisiensi

Efisiensi yang didapatkan pada uji 72 jam Pompa sebagai Turbin terjadi ketidaktentuan pada grafik. Pada awal pengujian didapatkan nilai efisiensi sebesar 0,0124% dan pada jam ke 72 turun menjadi 0,0114%. Nilai tertinggi yang didapatkan pada uji 72 jam yaitu pada jam ke 4 sebesar 0,013% dan nilai efisiensi terendah sebesar 0,0113%. Yaitu pada jam ke 70.

Efisiensi dapat disebabkan oleh daya. Karena daya yang besar maka didapatkan nilai efisiensi yang besar. Tetapi temperatur dapat mempengaruhi dari nilai daya tersebut. Ini dikarenakan jika suhu tinggi pada bearing dan generator di pompa, maka dapat mempengaruhi dari kinerja pemanfaatan pompa sebagai turbin yang digunakan untuk pembangkit listrik.

KESIMPULAN

Pengujian kinerja Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro Pompa sebagai Turbin berdasarkan standar SNI 8277:2016 menunjukkan daya rata-rata yang dihasilkan selama 72 jam adalah 10,954 Watt. Rata-rata temperatur bearing dan generator adalah 27,6oC dan 27,14oC. Efisiensi yang didapatkan adalah sebesar 0,0120%. Nilai dari efisiensi yang didapatkan pada pengujian 72 jam masih sangat kecil ini dikarenakan dari head masih terlalu rendah.

DAFTAR PUSTAKA

1. M. Sumardi, "KAJIAN EKSPERIMENTAL MODIFIKASI GEOMETRI ROUNDING DAN KEKASARAN PERMUKAAN IMPELLER PUMP AS TURBINE PADA PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA MIKROHIDRO," J. Ilm. TEKNOBIZ, vol. 6, 2016.
2. D. . Zariatn, S. Kumbarasari, and D. Rahmalina, "The Performance of Pump as Turbine with Machined Impellers," MATEC Web Conf., vol. 159, p. 01051, 2018.
3. F. Danuriyanto, "ADJUSTABLE IMPELLER PADA PEMBANGKIT LISTRIK Diajukan untuk melengkapi sebagian Persyaratan menjadi Magister Teknik PROGRAM MAGISTER TEKNIK MESIN," Jakarta, 2018.
4. Risdianto, "PENINGKATAN DAYA PEMBANGKIT LISTRIK POMPA SEBAGAI TURBIN MELALUI MODIFIKASI KETEBALAN SUDU IMPELLER," Jakarta, 2018.

PENGUJIAN ALAT DESALINASI BENTUK PIRAMIDA PORTABEL BERBASIS TENAGA SURYA

Galang Satrio Budi¹, Budhi M Suyitno²

*Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta
galangsatriob@gmail.com*

ABSTRAK

Pengujian alat desalinasi bentuk piramida portabel berbasis tenaga surya. Pengujian ini meliputi pengukuran temperatur di beberapa parameter yaitu temperature lingkungan, temperature evaporator, temperature kondensor dan temperature kolektor pelat datar. Alat desalinasi bentuk piramida portabel memanfaatkan energi kalor matahari sebagai pemicu terpisahnya komponen air hasil desalinasi dan garam air laut. Alat desalinasi ini terdiri dari evaporator bentuk piramida sebagai ruang untuk menguapkan air laut pada proses desalinasi, kondensor berperan sebagai pendinginan uap air hasil evaporasi, dan kolektor pelat datar berfungsi sebagai absorber dari energi kalor matahari. Rancangan alat desalinasi yang dibuat memanfaatkan pergerakan gelombang air laut hingga memasuki ruang evaporator, sehingga air laut akan diuapkan secara terus menerus. Proses pembuatan alat desalinasi menggunakan sebagian besar material yang berasal dari barang bekas yang didaur ulang, sehingga biaya pembuatan alat desalinasi yang dibutuhkan relatif terjangkau. Konsentrasi rancang bangun yang dilakukan adalah menghasilkan alat desalinasi yang efisien, efektif, ringkas dan tepat guna. Alat desalinasi yang efektif dan efisien mampu menghasilkan volume air destilat sekitar 126,2 ml dengan luasan kolektor pelat penyerap 370 mm x 290 mm, Alat desalinasi yang ringkas dan tepat guna mudah dipakai secara portabel dan hanya membutuhkan peralatan yang sederhana.

Kata Kunci : Desalinasi, Tenaga Surya, Portabel, Temperature

PENDAHULUAN

Kebutuhan Air secara keseluruhan selalu meningkat adalah sumber daya yang penting bagi kehidupan. Air digunakan kegiatan sehari - hari untuk minum, mandi, memasak, maupun mencuci[1]. Dari seluruh total air yang ada di bumi hanya 1 % saja yang bisa dimanfaatkan untuk keperluan manusia. Kelangkaan air diakibatkan karena sumber air yang sudah tercemar, akibat perubahan iklim, kelangkaan ini terjadi di banyak Negara tak terkecuali Indonesia sebagai salah satu Negara kepulauan terbesar di dunia yang luas lautannya yakni 2/3 dari total luasnya.

Akibat lainnya karena mempunyai kepadatan penduduk yang tinggi. Hal ini diakibatkan kurangnya sumber air dan tingginya tingkat kebutuhan dari penduduk. Akibatnya terdapat daerah yang tidak mendapat air bersih sehingga harus mencari air sendiri dengan berbagai cara. Cara yang paling praktis dan yang paling sering digunakan adalah pemboran air tanah. Namun tidak semua air tanah sehat untuk di konsumsi, seperti misalnya air tanah disekitar area pantai yang terasa payau akibat intrusi air laut. Air payau mempunyai kadar garam yang tidak sehat bagi tubuh kita jika di konsumsi karena kadar garamnya yang melewati standar kesehatan manusia. Tetapi karena kurangnya kesadaran, pendidikan, dan teknologi sebagian besar penduduk masih menggunakan air payau tersebut untuk kebutuhan aktivitas sehari-hari mereka.

paling praktis dan yang paling sering digunakan adalah pemboran air tanah. Namun tidak semua air tanah sehat untuk di konsumsi, seperti misalnya air tanah disekitar area pantai yang terasa payau akibat intrusi air laut. Air payau mempunyai kadar garam yang tidak sehat bagi tubuh kita jika di konsumsi karena kadar garamnya yang melewati standar kesehatan manusia. Tetapi karena kurangnya kesadaran, pendidikan, dan teknologi sebagian besar penduduk masih menggunakan air payau tersebut untuk kebutuhan aktivitas sehari-hari mereka. Berbagai macam solusi yang dapat memecahkan masalah tersebut, salah satu alternatif penyelesaian masalah yang sederhana yakni dengan mengubah air asin menjadi air tawar. Alat ini mendesalinasi air laut dengan memanfaatkan panas tenaga surya dan juga kapasitas pompa yang sesuai untuk distribusi air hasil desalinasi.

DASAR TEORI

2.1 Desalinasi

Menurut KBBI, desalinasi merupakan proses membuat air tawar dari air asin. Teknologi desalinasi untuk mendapatkan air bersih dari air laut intinya adalah menguapkan air laut dengan cara dipanaskan, yang kemudian uap air tersebut diembunkan sehingga didapatkan air bersih, dengan sumber panas yang dipergunakan berasal dari energi yang beragam, yaitu minyak, gas, listrik, surya/matahari, dan lainnya[2].

Proses ini memanfaatkan air yang bersifat asin dengan cara menurunkan kadar garam yang terlarut agar menjadi air bersih. Jenis air yang dapat diproses melalui desalinasi ialah air laut, air payau, maupun air yang memiliki konsentrasi kadar garam yang tinggi. Rata-rata penyebaran kadar garam di perairan Indonesia, terutama air laut dan pesisir dapat mencapai 30-34 ‰^[5], artinya tiap 1 liter air laut mengandung 30-34 gram garam. Senyawa kimia yang dominan terdapat pada air laut adalah air (H₂O) dan garam dapur (NaCl). Komposisi unsur kimia pada air laut terbuka bernilai konstan, namun jumlah padatan garam terlarut berubah sesuai dengan kondisi tempat. Berikut ini

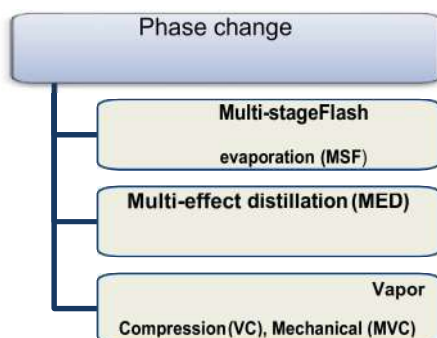
tabel 2.1 mengenai komposisi unsur kimia

Compound	Composition	Mass Percent	ppm
Chloride	Cl ⁻	55.03	19810.8
Sodium sulfate	Na ⁺ (SO ₄) ^{- -}	30.61	11019.6
Magnesium	Mg ⁺⁺	7.68	2764.8
Calcium	Ca ⁺⁺	3.69	1328.4
Potassium	K ⁺	1.16	417.6
Carbonic Acid	(CO ₃) ^{- -}	1.16	417.6
Bromine	Br ⁻	0.41	147.6
Boric Acid	H ₃ BO ₃ ⁻	0.19	68.4
Strontium	Sr ⁺⁺	0.07	25.2
Total		100	36000

Pada prinsipnya, proses desalinasi adalah memisahkan komponen ion yang terdapat pada air laut yang bergantung pada perbedaan titik didih dari masing-masing komponen ion tersebut. Ion utama yang terdapat pada air laut termasuk Na⁻, Ca⁺⁺, K⁺, SO₄⁻ dan Cl⁻. Ion yang lainnya tetap terdapat pada air laut, namun berada pada konsentrasi yang jauh lebih kecil. Pemisahan tersebut akan menghasilkan produk utama berupa air bersih (H₂O), dan produk sampingannya berupa garam dapur (NaCl).

2.2 Teknik Desalinasi Termal

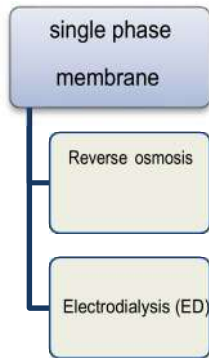
Ada Dua klasifikasi teknik desalinasi yang dapat diaplikasikan. Teknik tersebut bisa dikelompokkan untuk dalam fasa maupun membran, Hal tersebut memerlukan beberapa cara yang berpotensi menggunakan energi untuk pergerakannya.[3] Dari kedua teknik ini ada memiliki pencapaian dalam menggunakan teknik yang berbeda, sebagaimana berikut ini



Gambar 2.1Teknologi Desalinasi Termal

2.3 Teknik Desalinasi Membran

Membran dan penyaring dapat secara selektif melewatkan atau merejeksi ion tertentu, dan teknologi desalinasi telah Dirancang dengan memanfaatkan kemampuan tersebut. Membran memainkan peranan penting dalam memisahkan garam dalam proses dialisis dan osmosis[6]. Prinsip alami ini telah diadaptasi oleh dua proses desalinasi penting yang komersial, electrodialysis (ED) dan reverse osmosis (RO). Meskipun mereka biasanya digunakan untuk menghilangkan garam air payau, pengembangannya yang meningkat memungkinkan untuk diaplikasikan pada air laut. Sejumlah sistem desalinasi juga menambahkan unit filtrasi sebelum masuk unit utama untuk menghilangkan kontaminan yang dapat mempengaruhi operasi filter jangka panjang. Sistem filtrasi yang dimaksud yaitu microfiltrasi, nanofiltrasi, dan ultrafiltrasi.



Gambar 2.5 Teknologi Desalinasi Membran

2.4 Pengukuran

Pengukuran dapat didefinisikan sebagai penjabaran fenomena alami ke dalam suatu skala kuantitatif. Berarti di dalam pengukuran, yang terjadi adalah suatu proses mengkaitkan angka-angka secara empirik dan objektif pada sifat-sifat objek atau kejadian di dunia nyata sedemikian rupa sehingga angka tersebut dapat memberikan gambaran yang jelas mengenai objek atau kejadian tersebut.

Dalam riset ilmiah dan dunia industri, pengukuran memegang peranan yang sangat penting. Hal ini melibatkan pengukuran yang presisi dan pencatatan data dari parameter fisis, kimia, mekanik dan juga optik. Dalam sebuah pengukuran tidak selamanya alat ukur yang kita gunakan itu benar dan akan terdapat kesalahan atau penyimpangan dari hasil pembacaan alat ukur tersebut. Masalah tersebut biasanya disebabkan dari pengaruh keakuratan sensor, usia alat ukur yang semakin lama akan mempengaruhi terhadap daya baca sensor. Untuk pemecahan masalah tersebut solusinya yaitu dengan melakukan kalibrasi terhadap alat ukur yang digunakan.

2.5 Salinitas

Definisi salinitas adalah kadar garam atau tingkat keasinan yang terkandung dalam air yang terlarut, kemudian istilah teknik untuk keasinan air laut adalah salinitas. Kandungan garam pada danau dan saluran air alami sangat kecil yaitu kurang dari 0.05 %, sehingga dapat dikategorikan sebagai air tawar. Namun kandungan kadar garam sebagian besar terdapat pada air payau (0.05 – 3 %), air *saline* (3-5%) dan *brine* (lebih dari 5%)[8]. Air laut secara alami merupakan air *saline* dengan kadar garam rata-rata sekitar 3,5 %. Unsur utama garam yang terdapat pada air laut adalah Cl (55,04%), Na (30,61%), SO₄ (7,68%), Mg (3,69%), Ca (1,16%), K (1,10%), dan sisanya kurang dari 1%. Kandungan garam pada air laut memiliki pengaruh bagi sifat fisis air laut, yaitu densitas, kompresibilitas, titik beku, konduktivitas, dan tekanan osmosis. Dalam ilmu oseanografi, salinitas dinyatakan dalam satuan “bagian per seribu” (*part of thousand*, ppt) atau permil (‰), yang didasari oleh rasio konduktivitas sampel terhadap *copenhagen water* (air laut buatan yang digunakan sebagai acuan standar air laut dunia)[9]. Salah satu alat ukur standar untuk mengukur tingkat salinasi suatu zat cair, yaitu TDS (*Total Dissolved Solid*) meter. TDS adalah jumlah material yang terlarut di dalam air. Material ini dapat berupa karbonat, bikarbonat, klorida, sulfat, fosfat, nitrat, kalsium, magnesium, natrium, ion-ion organik, senyawa koloid, dan lain-lain[10]. Nilai baku mutu air terhadap parameter uji TDS yang diperbolehkan menurut standar nasional adalah 1000 mg/L[11]. Tujuan dari dilakukan pengukuran adalah membandingkan hasil percobaan terhadap kadar maksimum yang diperbolehkan sesuai standar kualitas air bersih yang ditetapkan.



Gambar 2.8. TDS Meter

2.6 Kalibrasi

Pengertian kalibrasi adalah suatu cara untuk memperoleh hubungan antara nilai yang dimana alat ukur atau sistem pengukuran, dengan nilai yang akan diperoleh berhubungan dengan besaran yang akan diukur pada suatu posisi tertentu. Dengan kata lain, kalibrasi adalah cara untuk memposisikan keabsahan nilai pada pengukuran dan bahan yang akan di ukur dengan cara memperoleh perbandingan dengan standarisasi alat ukur yang tertera terhadap standar nasional untuk satuan ukuran dan/atau internasional. Kalibrasi dapat dilakukan menggunakan cara berdasarkan pendataan hasil pengkalibrasian dan wajib dilakukan analisa menggunakan suatu cara dengan terpercaya sumber kebenarannya. Menggunakan metode ini memiliki kesimpulan yang valid mengenai ketelitian alat ukur yang akan digunakan. Kesalahan pengkalibrasian perlu dilakukan perbandingan mengenai toleransi alat ukur yang diuji. kalibrasi bisa memperoleh hasil ukur sesuai dengan standarisasi lalu diperoleh bahwa :

1. Pengkalibrasian diperoleh dari kesalahan penunjukan alat ukur, sistem ukur atau dapat input suatu nilai di skala tertentu.
2. Pengkalibrasian dapa memperoleh sifat – sifat pengukuran.
3. Output Pengkalibrasian diperoleh dan ditulis dalam logbook yang berbentuk sertifikat pengkalibrasian.
4. Output pengkalibrasian diperoleh suatu deret faktor kalibrasi dengan bentuk kurva kalibrasi.

2.7 Infrared Thermometer

Thermometer Inframerah (*Infrared Thermometer Radiation*) disebut juga Thermogun adalah alat ukur yang dapat mengukur temperature atau suhu tanpa ada kontak dengan objek benda yang akan diukur suhunya. Sensor pada alat tersebut berbeda dengan sensor suhu lain yang membedakan adalah dari cara kerja sensor, yaitu sensor tersebut bisa mengukur suhu tanpa bersentuhan langsung terhadap objek/target, sensor tersebut sering juga disebut *Pyrometer*. Thermogun (*Infrared Thermometer Radiation*) memiliki keandalan untuk memperoleh suhu secara optikal selama periode objek diamati, lalu disajikan sebagai suhu yang tertera pada alat ukur. Alat memiliki suatu cara pengukuran temperatur yang cepat dan akurasi yang baik dengan pengukuran objek dari kejauhan dan juga tanpa disentuh. Termometer inframerah bisa dipakai untuk beberapa fungsi untuk suhu. yaitu:

- ❖ Mendeteksi gerak awan untuk sistem pengoperasian teropong jarak jauh.
- ❖ Memeriksa alat mekanik
- ❖ Memeriksa suhu pemanas pada panci, untuk tujuan kontrol dan kalibrasi
- ❖ Memperoleh titik api analisa pada produksi rangkaian listrik
- ❖ Memeriksa titik mulai api untuk pemadam kebakaran
- ❖ Mendeteksi suhu tubuh makhluk hidup, seperti manusia, hewan, dll
- ❖ Memonitor proses pemanasan dan pendinginan material, untuk penelitian dan pengembangan dalam quality control pada manufaktur



Gambar 2.9 Infrared Thermometer

2.8 pH-meter

PH-meter merupakan alat ukur untuk mengukur tingkat keasaman atau kebasaan dari cairan, untuk Ph meter digital memiliki suatu elektroda yang berguna dalam mengukur pH bahan-bahan semi padat, elektroda yang terhubung pada alat elektronik yang dapat mengukur dan menampilkan nilai Ph pada alat tersebut. Elektroda juga adalah suatu bagian yang berguna dari pH meter, Elektroda merupakan suatu komponen seperti batang yang biasanya terbuat dari kaca, dibagian bawah elektroda ada bohlam, bohlam memiliki suatu bagian yang sensitif dari probe yang mempunyai suatu sensor[12]. Dilarang untuk memegang bola menggunakan tangan lalu dibersihkan menggunakan tisu. Dalam melakukan pengukuran pH larutan, probe atau elektroda dicelupkan ke dalam larutan lalu probe dipasangkan pada lengan yang dikenal sebagai probe lengan. Prinsip kerja pada pH meter adalah terdapat pada suatu sensor pada elektroda dengan mengukur kadar ion H_3O^+ pada larutan. Diujung elektrode kaca adalah lapisan kaca dengan ketebalan 0,1 mm memiliki bentuk bulat. Elektrode kaca ini dipasang dengan silinder kaca atau bahan plastik yang memanjang, yang selanjutnya diisi dengan larutan HCl (0,1 mol/dm³). Di dalam larutan HCl, terendam sebuah kawat elektrode panjang berbahan perak yang pada permukaannya terbentuk senyawa setimbang AgCl. Konstannya jumlah larutan HCl pada sistem ini membuat elektrode Ag/AgCl memiliki nilai potensial stabil[13].



Gambar 2.11 pH-Meter

2.9 Standar Air Minum

Air minum adalah air yang melalui proses pengolahan atau tanpa pengolahan yang memenuhi syarat kesehatan dan dapat langsung diminum[14]. Kualitas air minum merupakan penentu kesehatan lingkungan, karena air sangat penting bagi kehidupan dan mampu mentransmisikan penyakit pada suatu negara bahkan ke seluruh benua (WHO, 2011). Standar air minum memiliki parameter utama yang menjadi acuan dalam menentukan kualitas air minum, yakni fisika, mikrobiologi, dan kimia. Parameter fisika termasuk yang tidak berhubungan langsung dengan kesehatan, dapat ditinjau berdasarkan bau, rasa, kekeruhan, suhu, warna, dan TDS (*Total Dissolved Solids*). Air sebagai media transportasi yang efektif bagi infeksi mikroba berdampak langsung bagi kesehatan, sehingga parameter mikrobiologi yang ditinjau harus bebas dari keberadaan bakteri *E. Coli*, *Coliform* dan lainnya. Bahan kimia di dalam air minum dapat memberikan pengaruh yang tidak diinginkan bagi kesehatan. Berbeda dengan kontaminasi mikroba yang bersifat akut dan menimbulkan gejala dalam waktu singkat setelah tertelan, maka kontaminasi bahan kimia dapat menimbulkan penyakit kronis dengan periode laten yang signifikan sebelum menimbulkan gejala tertentu. Air minum dalam kemasan (AMDK) merupakan produk yang diatur secara ekstensif karena mempunyai peran yang sangat penting bagi kesehatan masyarakat. Sebagai produk industri, AMDK ditetapkan sebagai produk yang penerapan terhadap SNI diberlakukan secara wajib[15]. Penerapan AMDK secara wajib diperlukan untuk meningkatkan kemampuan bersaing, menciptakan persaingan bisnis yang adil, untuk menjamin kesehatan, keselamatan, dan keamanan konsumen, serta untuk melindungi lingkungan. Standar Nasional Indonesia (SNI) membedakan AMDK menjadi air mineral (SNI 3553: 2015) dan air demineral (SNI 6241: 2015). Saat ini teknologi pengolahan yang dipakai pada produksi AMDK adalah filtrasi yang meliputi *reverse osmosis*, nano filtrasi, ultra filtrasi, mikro filtrasi, dan disertai oleh disinfeksi (Stanfield et al., 2003). Jika dilihat dari produksinya, air demineral diolah dengan cara *reverse osmosis*, destilasi, ataupun deionisasi dan/atau proses setaranya,

dengan atau tanpa penambahan O₂ atau CO₂, sehingga total zat terlarut (TDS) yang terdapat pada air demineralisasi hanya 10 mg/l.

Tabel 2.2. Persyaratan Mutu Air Demineral Sesuai Syarat Mutu SNI 01-6241 2015 .

No	Kriteria uji	Satuan	Persyaratan
1	Kesadahan		
1.1	Bau	-	Tidak berbau
1.2	Rasa	-	Normal
1.3	Warna	Unit Pt-Co	maks. 5
2	pH	-	5,0 - 7,6/ 4,0 - 5,0 ^{*)}
3	Kekeruhan	NTU	maks. 1,5
4	Zat yang terlarut	mg/L	maks. 10
5	Total organik karbon	mg/L	maks. 0,5
6	Bromat	mg/L	maks. 0,01
7	Perak (Ag)	mg/L	maks. 0,025
8	Kadar karbon dioksida (CO ₂) bebas	mg/L	3 000 - 5 800
9	Kadar oksigen (O ₂) terlarut awal	mg/L	min. 40,0
10	Kadar oksigen (O ₂) terlarut akhir	mg/L	min. 20,0
11	Cemaran logam:		
11.1	Timbal (Pb)	mg/L	maks.0,005
11.2	Tembaga (Cu)	mg/L	maks. 0,5
11.3	Kadmium (Cd)	mg/L	maks. 0,003
11.4	Mercuri (Hg)	mg/L	maks. 0,001
12	Cemaran Arsen (As)	mg/L	maks.0,01
13	Cemaran mikroba:		
13.1	Angka lempeng total awal ^{**)}	koloni/mL	maks. 1,0 x 10 ⁷
13.2	Angka lempeng total akhir ^{***)}	koloni/mL	maks. 1,0 x 10 ⁵
13.3	Coliform	koloni/250 mL	TTD
13.4	<i>Pseudomonas aeruginosa</i>	koloni/250 mL	TTD
CATATAN *) Air karbohidrat **) Di Pasir ***) Di Pasaran TTD Tidak Terdeteksi Catatan kaki No 5 diuji jika dilakukan desinfeksi dengan proses ozonasi No 8 diuji jika dilakukan penambahan CO ₂ No 9 dan 10 diuji jika dilakukan penambahan O ₂			

3. Metodologi Penelitian

3.1 Skema Metodologi Penelitian



3.2 Pengujian Temperatur

Pengukuran dan pencatatan temperatur dilakukan tiap 30 menit. Temperatur yang diukur meliputi temperatur air laut didalam evaporator, temperatur kondensor (kanal air), temperatur kolektor pelat datar, dan

suhu lingkungan sekitar. Pengamatan dilakukan terhadap air hasil desalinasi yang tertampung didalam gelas ukur setiap 30 menit.

3.3 Pengujian Kualitas Air

Air hasil desalinasi akan diuji meliputi rasa, bau, kekeruhan, dan tingkat pH. Pengujian dilakukan di Laboratorium Teknik Mesin Universitas Pancasila. Alat ukur yang digunakan adalah organoleptik, pH-meter, dan TDS-meter. Tingkat salinitas air laut awal dan setelah proses desalinasi juga diukur. Setelah melakukan pengolahan data, maka dibandingkan parameter fisika terhadap SNI 01-6241 2015.

Tabel 3.1 Metode Pengujian Kualitas Air

Parameter Fisika	Unit	Alat	Metode	Tempat
Rasa	-	Indera Manusia	Organoleptik	Laboratorium
Bau	-	Indera Manusia	Organoleptik	Laboratorium
Zat yang terlarut	mg/L	TDS-meter	Sensor Elektroda	Laboratorium
Parameter Kimia				
pH	-	pH-meter	Sensor Elektroda	Laboratorium

4. Hasil dan Pembahasan

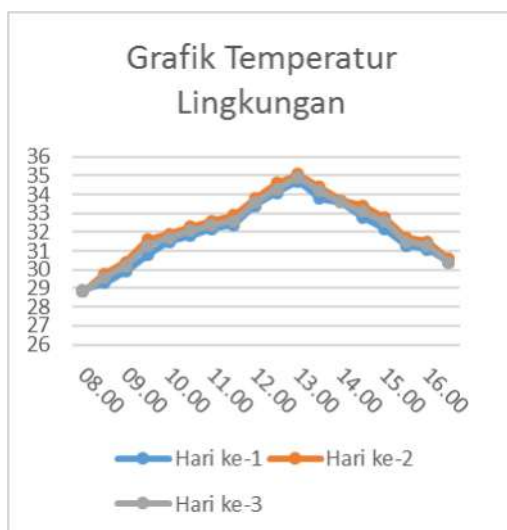
4.1 Pengukuran Temperatur Lingkungan



Gambar 4.1 Alat Desalinasi Piramida Portable Tenaga Surya

Pengukuran temperatur lingkungan berfungsi untuk mengetahui tingkat temperatur kalor matahari yang dihasilkan di sekitar lokasi percobaan alat desalinasi. Pengukuran ini menggunakan *thermohyrometer*. Pengukuran dilakukan untuk mengetahui juga nilai energi kalor matahari yang terpancar secara radiasi langsung. Temperatur lingkungan diperoleh melalui termometer yang diletakkan di sekitar alat desalinasi. Pengambilan data temperatur lingkungan diukur selama waktu periode percobaan alat desalinasi sehingga dapat diketahui kondisi optimal yang dapat dicapai. Berikut ini adalah hasil pengukuran temperatur lingkungan.

Grafik 4.1. Hasil Pengukuran Temperatur Lingkungan



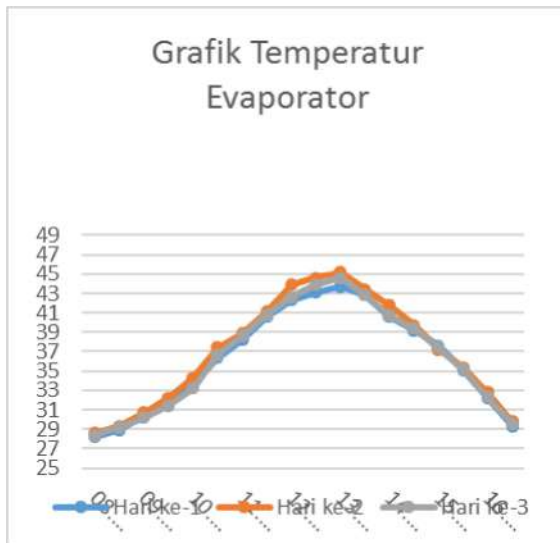
4.2 Pengukuran Temperatur Evaporator

Evaporator merupakan ruang untuk menguapkan air laut yang berkaitan langsung dengan proses desalinasi. Percobaan alat desalinasi dilakukan pada selang waktu antara pukul 08.00 – 16.00.



Gambar 4.2 Ruang Evaporator

Grafik 4.2 Hasil Pengukuran Temperatur Evaporator



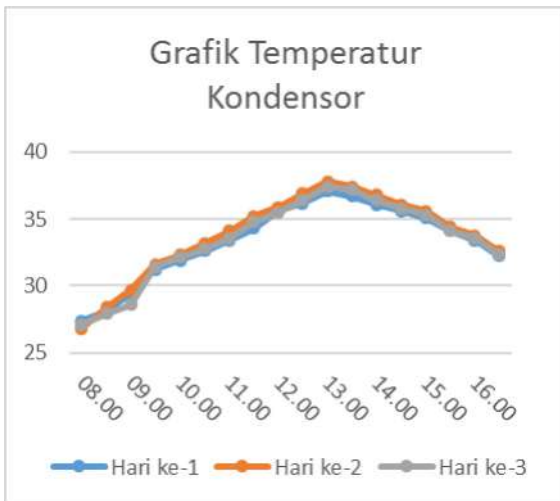
4.3 Pengukuran Temperatur Kondensor

Kondensor berfungsi sebagai proses kondensasi uap air hasil dari evaporasi. Kondensor harus memiliki temperatur yang lebih rendah karena berperan dalam membentuk titik-titik embun hasil penguapan dari air laut. Hasil pengembunan tersebut akan dialirkan menuju kanal dan dilanjutkan menuju wadah air hasil desalinasi. Temperatur kondensor lebih banyak dipengaruhi oleh faktor eksternal seperti temperature lingkungan dan kondisi cuaca saat proses percobaan berlangsung.



Gambar 4.3 Kanal Air

Grafik 4.3 Hasil Pengukuran Temperatur Kondensator



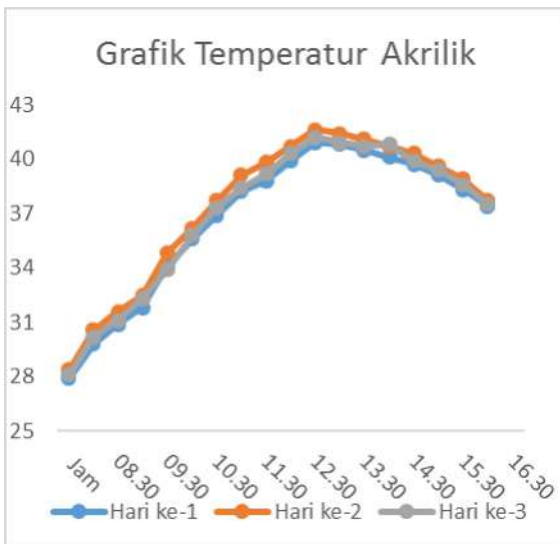
4.4 Pengukuran Temperatur Kolektor



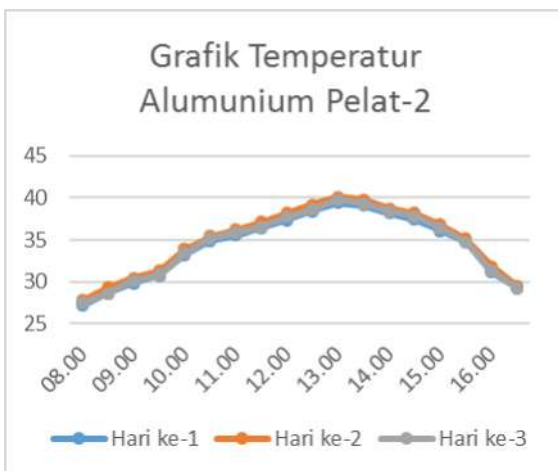
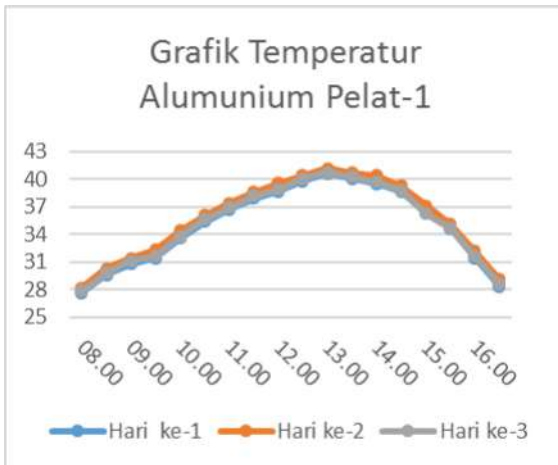
Gambar 4.4 Kolektor Pelat datar

Kolektor digunakan untuk menyerap energi kalor matahari, menyimpannya, dan menggunakannya untuk memanaskan air laut. Kolektor pelat datar digunakan dalam percobaan ini karena dapat menyerap kalor matahari secara optimal dan material penyusunnya mudah didapatkan dengan biaya terjangkau. Bentuk dan susunan kolektor sangat memengaruhi terhadap daya emisivitas radiasi matahari, sehingga memilih material kolektor akan mempengaruhi produktivitas alat desalinasi.

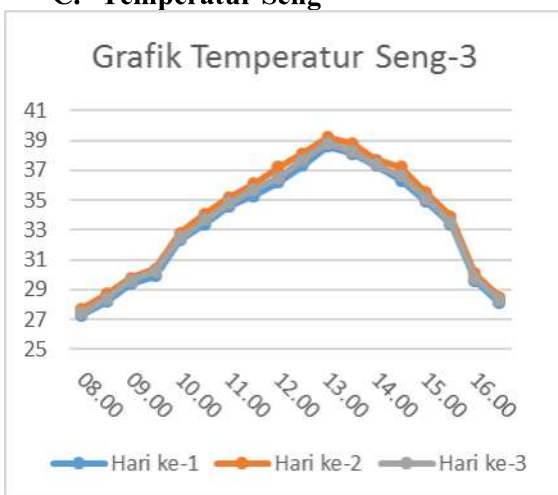
A. Temperatur Pelat Akrilik

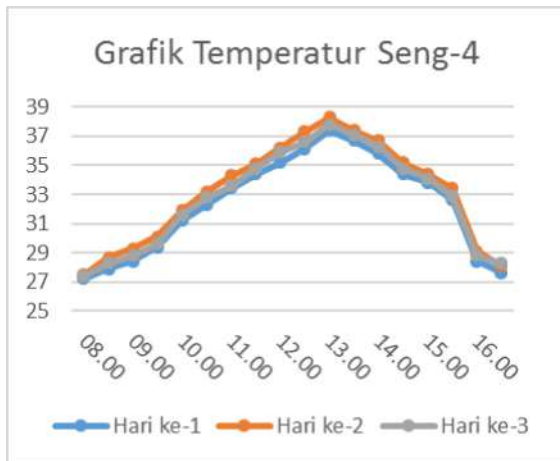


B. Temperatur pelat Alumunium



C. Temperatur Seng





4.5 Air Hasil Desalinasi

Pengujian alat desalinasi dilakukan selama 3 hari yang dilakukan di pantai Ancol. Selama 3 hari didapat air hasil desalinasi yang dapat dilihat dalam tabel dibawah ini :

Tabel 4.1 Air Hasil Desalinasi

Periode	Volume Air Laut	Volume Air Destilat
Hari ke-1	5400 mL	124,7 mL
Hari ke-2	5400 mL	126,2 mL
Hari ke-3	5400 mL	125,2 ML

4.6 Uji Kualitas Air Hasil Desalinasi

Pengujian kualitas air hasil desalinasi yang dilakukan berupa uji Ph Air menggunakan pH-Meter lalu uji salinitas air menggunakan TDS-Meter setelah itu uji rasa dan bau pada air hasil desalinasi. Untuk melihat uji kualitas air bisa dilihat ditabel berikut :

No	Parameter	Periode Percobaan	pH	ppm	Rasa	Bau
1	SNI-	-	6,5-7,5	<300	Tawar	Tak Berbau
2	Air Laut	Hari ke-1	8,1	956	Asin	Garam
		Hari ke-2	8,1	934	Asin	Garam
		Hari ke-3	8,1	952	Asin	Garam
3	Air Destilat	Hari k e-1	7,9	747	Asin	Tak berbau
		Hari ke-2	7,8	726	Asin	Tak berbau
		Hari ke-3	7,9	743	Asin	Tak Berbau

5.KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang didapat untuk Pengujian Alat Desalinasi Piramida Portable Berbasis Tenaga Surya yang dilakukan selama 3 hari sebagai berikut :

1. Pengukuran suhu lingkungan tertinggi dicapai pada hari ke-2 pukul 13.00 sebesar 35,6°C
2. Pengukuran suhu evaporator tertinggi dicapai pada hari ke-2 pukul 13.00 sebesar 45,2°C
3. Pengukuran suhu kondensor tertinggi dicapai pada hari ke-2 pukul 13.00 sebesar 37,8°C
4. Pengukuran kolektor tertinggi dicapai pada hari ke-2 pukul 13.00
 - Akrilik sebesar 41,6°C
 - Alumunium-1 sebesar 41,2°C

- Alumunium-2 sebesar 40,1°C
 - Seng-3 sebesar 39,2°C
 - Seng-4 sebesar 38,3°C
5. Dari total selama 3 hari pengujian alat desalinasi dengan air laut input sebesar 5400 mL didapat volume tertinggi destilat pada hari ke-2 sebesar 126,2 mL. Volume tertinggi air destilat tertinggi di hari ke-2 karena temperatur lingkungan , temperatur evaporator, temperatur kondensor dan total temperatur kolektor lebih tinggi dibandingkan hari ke-1 dan hari ke-2, parameter inilah yang mempengaruhi volume air hasil destilat
 6. Air hasil destilat belum memenuhi standar SNI 01-6241 2015 sebagai air minum karena pH yang didapat >7,5 dan kadar ppm >300

5.2 Saran

Terdapat beberapa saran yang diajukan terhadap penyelesaian alat ini, yaitu :

1. Memaksimalkan proses desalinasi yang berkaitan dengan daya serap kolektor pelat datar dan evaporator piramida agar volume destilat yang dihasilkan lebih banyak
2. Memperbaiki kerapatan celah akrilik terhadap dinding dalam agar saat pengujian alat desalinasi piramid portable ini tidak terjadi kebocoran air laut selama proses desalinasi.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] M. Oktora Yassin Lingkan Kawet, F. Halim, and M. I. Jasin, "Pengembangan Sistem Penyediaan Air Bersih Untuk Zona Pelayanan Ipa Pilolodaa Kota Gorontalo," *J. Sipil Statik*, vol. 1, no. 12, pp. 801–806, 2013.
- [2] S. H. Abdulloh, "Desalinasi Air dengan Memanfaatkan Energi Terbarukan Desalinasi Air dengan Memanfaatkan Energi Terbarukan," *Pengolah. Air dengan Menggunakan Energi Terbarukan*, no. December, pp. 1–8, 2015.
- [3] U. Umum, T. Teknologi, and D. Desalinasi, "teknologi desalinasi yang digunakan dewasa ini , pemilihan teknologi desalinasi yang kualitas air bersih yang diinginkan , sumber energi yang akan digunakan untuk produksi Part Per Million (ppm) dapat langsung dikonsumsi manusia , namun air payau dan ai."
- [4] "Pemilihan Teknologi Desalinasi Nuklir Di Provinsi Kalimantan Timur," *J. Pengemb. Energi Nukl.*, vol. 11, no. 1, pp. 0–11, 2009.
- [5] I. W. E. Prapta, "Perkembangan teknologi desalinasi."
- [6] S. Redjeki, "Proses Desalinasi Dengan Membran," *Direktorat Penelit. dan Pengabdi. Kpd. Masy. Direktorat Jendral Pendidik. Tinggi Dep. Pendidik. Nas.*, no. Desalinasi, p. 215, 2011.
- [7] A. N. Hakim and K. Khoiruddin, "Book · March 2014," no. March, 2014.

PROSES PURIFIKASI (*LEACHING*) PADA *CULLET* SERTA PENGARUH PENAMBAHANNYA SEBAGAI *FILLER* TERHADAP SIFAT KETAHANAN AUS BIOKOMPOSIT KAMPAS REM

Mohammad Gani Rafidianto¹⁾, Bayu Handika Prasetyo¹⁾, Dekha Putra Arinshandy¹⁾, Gema Fitriyano¹⁾

¹⁾Program Studi Teknik Kimia, Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Jakarta

ABSTRAK

Bahan komposit pada umumnya terdiri dari dua unsur, yaitu serat (fiber) sebagai bahan pengisi dan bahan pengikat serat - serat tersebut yang disebut matriks. Penggunaan bahan komposit biasanya digunakan sebagai kampas rem. Kampas rem dipasaran umumnya dibuat dari bahan serat asbestos yang tidak ramah lingkungan dan membahayakan kesehatan manusia hal ini karena sebagian besar komposit tersebut akan meninggalkan limbah yang tak terurai. Oleh karena itu perlu dicari sumber silika yang lain sebagai pengganti asbestos. Dalam penelitian ini limbah sekam padi dan cullet digunakan sebagai bahan baku pembuatan biokomposit, dimana sekam padi dan cullet yang ada didelignifikasi dan dipurifikasi terlebih dahulu untuk menghilangkan impuritis yang ada sehingga bisa dicampurkan dengan resin phenolic untuk proses pencetakan. Tujuan penelitian ini adalah mempelajari pengaruh penambahan cullet yang berasal dari pecahan kaca dengan variasi massa resin phenolic (17, 19, 21, 23 dan 25%) dari total massa bahan biokomposit yaitu berupa sekam padi hasil delemnifikasi dan bahan logam lainnya, terhadap sifat mekanik biokomposit sebagai kampas rem. Penggunaan cullet serta sekam padi sebagai bahan pembuatan biokomposit dapat berpengaruh terhadap kuat lentur dan keausan. Hasil pengujian terhadap kuat lentur pada sampel maksimum dengan nilai 25,47 Kg/Cm² dan ketahanan aus pada sampel 3 memiliki nilai maksimum 1,14029E-05 gr/mm².detik.

Kata Kunci : *Biokomposit, Cullet, Filler, Resin Phenolic, Sekam Padi*

PENDAHULUAN

Tanaman padi yang sering dijumpai di kehidupan memiliki limbah yang cukup banyak yaitu dedak padi dan sekam padi. Dari proses penggilingan padi menghasilkan sekam, dedak, dan beras giling. (Purboputro, 2012). Dedak padi mengandung berbagai senyawa yang memiliki manfaat, di antaranya minyak dan atsiri. Selain itu, dedak padi dapat diekstrak minyaknya untuk dapat diolah menjadi berbagai penggunaan, seperti minyak goreng, bahan baku oleokimia seperti metil ester, epoksi minyak dedak padi untuk berbagai keperluan, seperti inhibitor korosi, pelapisan logam (Nugrahani, et al., 2017a, Nugrahani, et al, 2017b, dan Utomo S., et al., 2017).

Sekam padi merupakan limbah penggilingan yang lainnya, yaitu lapisan keras kariopsis yang tersusun dari lemma dan palea yang berikatan. Jika sekam padi diperhalus maka kadar selulosa yang tinggi membuat sekam padi memiliki serat – serat yang kuat sebagai biofiber bagi biokomposit. Selain itu, jika kulit sekam dibakar pada tungku pembakar, akan dihasilkan Rice Husk Ash (RHA). (Prasetyoko, 2001).

Kaca merupakan bahan yang banyak ditemukan di lingkungan sekitar dalam bentuk pecahan dan memiliki nilai yang ekonomis, kaca juga memiliki ketahanan yang baik terhadap abrasi, cuaca atau serangan kimia, karena di dalam kaca terdapat kandungan silika yang cukup tinggi, sehingga kaca dapat digunakan sebagai alternative bahan pengisi (*filler*) pada biokomposit (Pratiwi, S., 2016).

Manfaat komposit salah satunya adalah sebagai kampas rem. Kampas rem yang biasa dijumpai terbuat dari asbestos (Reinforcing Fibres) untuk memberikan kekuatan mekanik pada kampas rem (Purboputro, 2012). Namun asbestos merupakan bahan yang tidak ramah lingkungan dan membahayakan kesehatan manusia, terutama pada pernapasan dan dapat menyebabkan kanker paru-paru (Fitrianto, 2013). Asbes mengandung silika sehingga mampu digunakan sebagai serat penguat (Reinforcing Fibres) pada kampas rem. Oleh karena

itu perlu dicari sumber silika yang lain diantaranya dari sekam padi dan pecahan kaca (*cullet*) yang mengandung silika (Prasetya, H.A., 2016).

Sifat mekanik seperti kuat lentur adalah salah satu uji yang dilakukan terhadap produk komposit untuk mengetahui ketahanan material terhadap deformasi plastis (Damisih, 2008). Adapun tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui proses purifikasi pada *cullet* serta mempelajari pengaruh penambahannya sebagai *filler* terhadap sifat kuat lentur biokomposit dengan fiber sekam padi dan resin phenolic untuk penggunaan sebagai kampas rem.

METODE

Penelitian ini dilakukan di Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Jakarta. Alat yang digunakan dalam penelitian ini adalah Ayakan, Timbangan Digital, Mixer, Spatula, Oven, Baskom, Pisau, Hot Press, Gergaji Besi, Alat Uji Ketahanan Aus, Blender, Bending Strength, Alat Uji Koefisien Gesek. Bahan yang digunakan adalah Sekam padi, *Cullet*, Resin Phenolic, Teflon Sheet, NaOH, Bubuk Grafit, Bubuk Al_2O_3 , Bubuk Fe_2O_3 .

a. Proses Delignifikasi Sekam Padi

Hal pertama untuk proses delignifikasi adalah menyiapkan sekam padi dengan mengecilkan ukuran serat sekam padi dengan cara diblender sampai sekam padi lolos ayakan dengan menggunakan saringan santan. Sekam padi yang telah lolos ayakan diperlakukan proses delignifikasi dengan memasukkan sekam padi ke dalam beaker glass yang berisikan larutan NaOH 10% hingga larutan NaOH tidak dapat merendam sekam padi. Kemudian diamkan sekam padi selama ± 60 menit ditutup dengan plastik wrap.

Setelah itu bilas hasil endapan perendaman hingga bersih menggunakan air bersih dengan disaring menggunakan kain putih agar sekam padi tidak ikut terbuang bersama larutan NaOH. Kemudian keringkan hasil pencucian dalam oven dengan temperatur $105^\circ C$ selama 12-24 jam hingga kering.

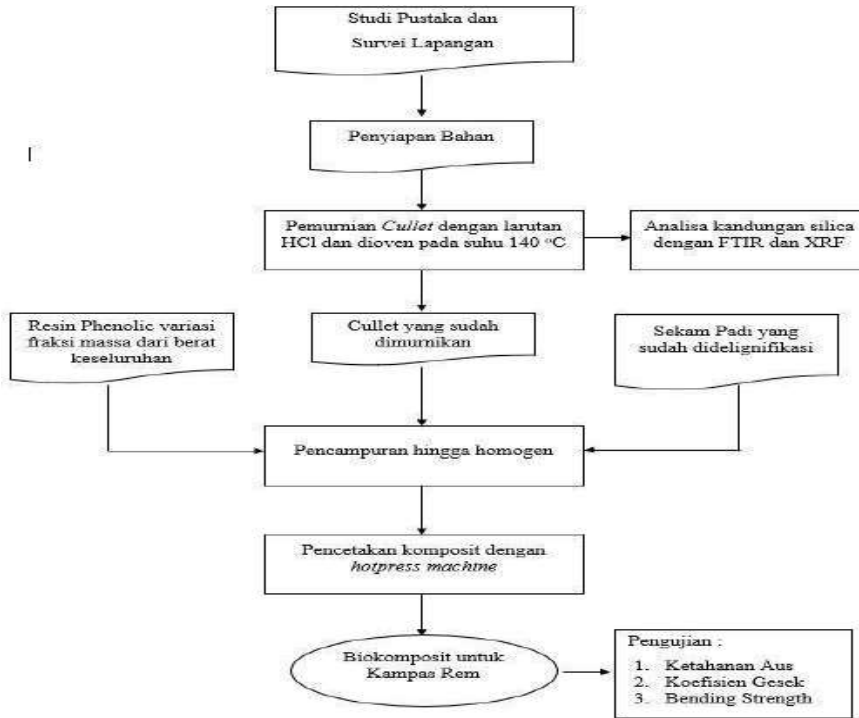
b. Proses Purifikasi Cullet

Hal pertama yang dilakukan untuk proses purifikasi *Cullet* adalah dengan menyiapkan pecahan kaca (*cullet*) dengan menggilingnya sehingga menjadi agregat halus, kemudian *cullet* yang sudah halus dilakukan proses pemurnian dengan memasukkan *cullet* ke dalam *beaker glass* yang berisikan larutan HCl 37% selama 2 jam lalu dibilas menggunakan air bersih hingga pengotor hilang. Setelah itu dikeringkan dibawah sinar matahari dan dihaluskan menggunakan alat penggiling. Kemudian diayak hingga 100 mesh dan dioven pada suhu $140^\circ C$ selama 3 jam.

c. Pencampuran Bahan Dan Pencetakan Biokomposit

Proses pencampuran bahan dilakukan dengan mencampurkan Resin Phenolic dengan variasi massa 17, 19, 21, 23, dan 25% dari total massa keseluruhan dengan sekam padi/*cullet* dengan variasi massa 53, 51, 49, 47, dan 45 % hingga tercampur rata (homogen). Lalu hasil campuran tersebut dimasukkan ke dalam cetakan yang sudah dilapisi dengan teflon sheet dan dilakukan proses pencetakan menggunakan mesin *hot press* dengan suhu tekan, waktu tekan, tekanan, waktu sintering, dan suhu sintering berturut – turut adalah : $200^\circ C$, 12 menit, 7 Mpa, 1 Jam dan $100^\circ C$

d. Diagram Alir Penelitian



Gambar 1. Diagram Alir Penelitian

HASIL DAN PEMBAHASAN

a. Proses Delignifikasi Sekam Padi

Proses delignifikasi sekam padi meliputi tahap persiapan bahan, perendaman, pencucian dan pengeringan dengan tujuan untuk menghilangkan kadar lignin agar ikatan biofiber dengan matriks lebih kuat dan hasil dapat dilihat pada Gambar 1.



Gambar 2. Sekam Padi setelah melalui proses delignifikasi

Lalu diperoleh rendemen sebagai berikut :

Hasil Uji Rendemen Berat kering sekam padi sebelum delignifikasi = 40 gram, Berat kering sekam padi sesudah delignifikasi = 27,04 gram. Rendemen endapan proses delignifikasi.

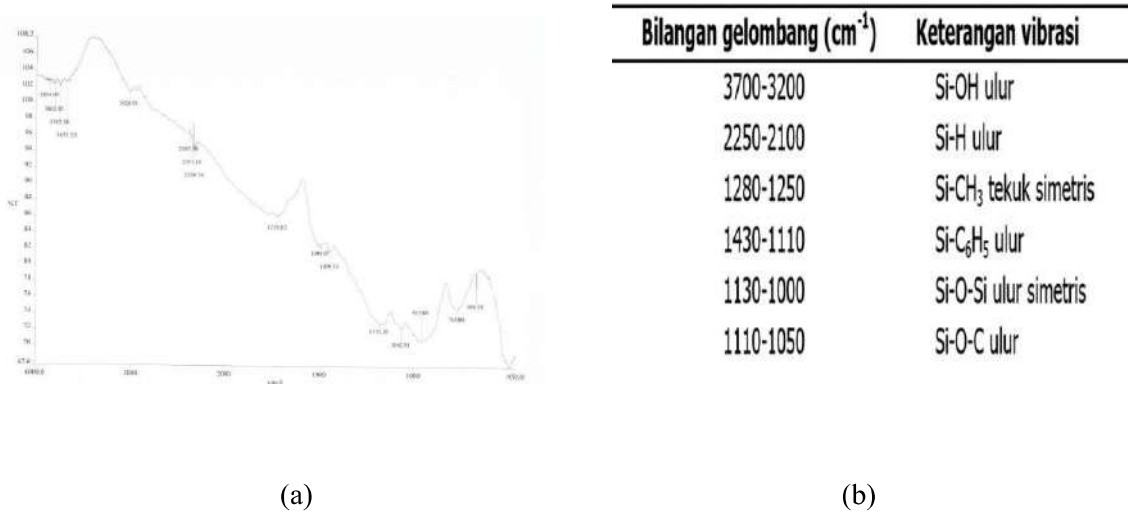
$$\begin{aligned}
 &= \frac{A}{B} \times 100\% \\
 &= \frac{27,04 \text{ gram}}{40 \text{ gram}} \times 100\% \\
 &= 67,6\%
 \end{aligned}$$

Dimana A : Berat kering sekam padi sesudah delignifikasi

B : Berat Kering sekam padi sebelum delignifikasi

b. Proses Purifikasi Pecahan Kaca (Cullet)

Proses purifikasi dilakukan untuk menghilangkan senyawa pengotor yang tidak dibutuhkan sehingga nilai dan komposisi silika pada *cullet* menjadi lebih tinggi dari sebelumnya. Hasil purifikasi selanjutnya dikarakterisasi menggunakan FTIR dan XRF sebagai berikut.



Gambar 3. (a) Hasil Uji FTIR Cullet; (b) Keterangan Vibrasi FTIR.

Gambar 3 menunjukkan hasil uji FTIR bertujuan untuk mengetahui senyawa yang ada pada limbah pecahan kaca. Hasil uji menunjukan puncak gelombang berada pada variasi range tertentu, yakni antara 3700 – 3200 dan 1430 – 1050 yang artinya dalam limbah pecahan kaca ini tersusun atas senyawa Si – OH yaitu Silika dan Hidrogen Oksida dan Si-O-C yaitu silikat dan karbon. Pengaruh dari adanya senyawa silika dan hidrogen pada limbah kaca ini mampu mensubstitusi silika pada asbestos sehingga menambah kekuatan pada sifat keausan serta menahan panas pada saat terjadinya pergesekan antara kampas rem dan cakram.

Untuk mengukur kadar Silika pada limbah pecahan kaca menggunakan uji XRF dengan hasil sebagai berikut

Quantification of sample 2178_2456_Cullet + Hcl

RM S.1:	0,006
Result status:	
Sum before normalization:	54,4 %
Normalised to:	100,0 %
Sample type:	Pressed powder
Initial sample weight (g):	5,011
Weight after pressing (g):	6,033
Correction applied for media:	No
Correction applied for filter:	No
Used Compound list:	Oxides
Results database:	omnian17jan2018
Results database user:	ca\panalytical\super\userdaa

Compound	Conc. (%)	
1	SiO2	31,3083
2	SiO	23,9059
3	FeO	14,8392
4	CaO	7,3581
5	CaO	6,4483
6	FeO	6,2434
7	...	2,5437
8	FeO	1,5739
9	FeO	0,9835
10	Al2O3	0,6717
11	CaO	0,4068
12	SiO2	0,2413
13	Na2O	0,2301
14	...	0,1742
15	...	0,1715
16	TiO2	0,1480
17	FeO	0,1374
18	MgO	0,1075
19	SiO2	0,1014
20	Na2O	0,0872

Gambar 4. Hasil uji XRF limbah pecahan kaca

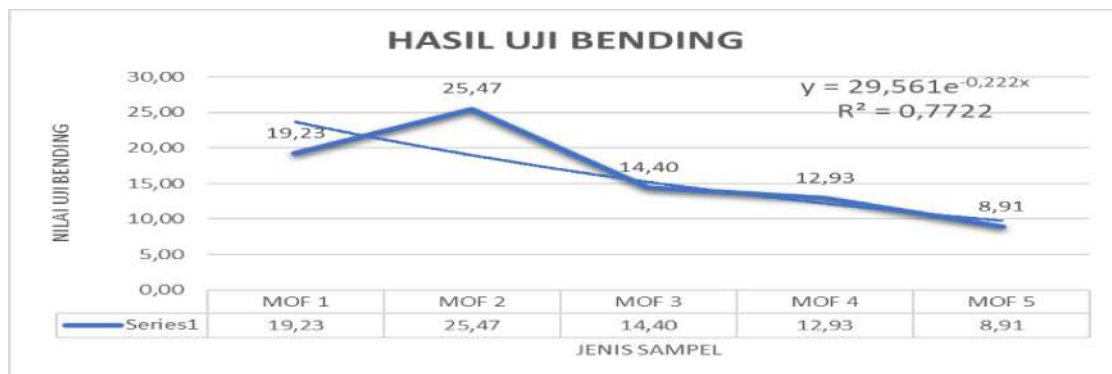
Gambar 4 menunjukkan kandungan silika *cullet* sebanyak 31,092% silika ini yang akan menjadi bahan substitusi *filler* komposit kampas rem. Dimana silika ini (SiO₂) berfungsi menahan panas akibat gesekan gaya yang diterima oleh biokomposit kampas rem. Setelah didapatkan hasil uji FTIR dan XRF dari *cullet* maka proses selanjutnya adalah pencetakan biokomposit yang dilakukan di Biomaterial LIPI, Cibinong.

c. Pengaruh Penambahan Filler Terhadap Kuat Lentur Dan Keausan Komposit

Setelah dilakukan proses pencetakan komposit dengan berbagai komposisi dan sampel maka dilakukan pengujian terhadap kuat lentur dan hasilnya berpengaruh terhadap kuat lentur biokomposit, seperti dilihat pada Tabel 1

Tabel 1. Pengaruh penambahan filler terhadap nilai kuat lentur

Bahan	Tebal (cm)	Lebar (cm)	Panjang antar penumpu (cm)	P (kg)	Koefisien Kuat Lentur (Kg/cm ²)
Sampel 1 (Resin 17% : SPC 55%)	0,9	5	8	7,21	19,23
Sampel 2 (Resin 19% : SPC 51%)	0,9	5	8	9,55	25,47
Sampel 3 (Resin 21% : SPC 49%)	0,9	5	8	5,4	14,40
Sampel 4 (Resin 23% : SPC 47%)	0,9	5	8	4,85	12,93
Sampel 5 (Resin 25% : SPC 45%)	0,9	5	8	3,34	8,91

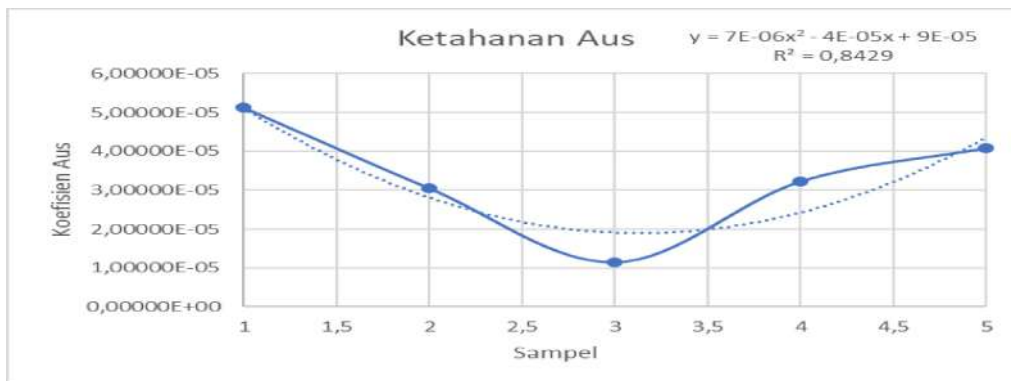


Gambar 5. Grafik hasil Pengujian Bending

Tabel 1 menunjukkan bahwa semakin tinggi komposisi resin phenolic dan semakin kecil fraksi massa filler pecahan kaca (cullet) yang ditambahkan, kandungan resin semakin besar, sehingga nilai koefisien kuat lentur semakin besar sampai dengan sampel 2 dan selanjutnya akan turun, hal ini disebabkan karena penambahan resin yang berlebih dapat mempengaruhi kerja dari sekam padi sebagai serat penguat serta cullet sebagai filler dari komposit sehingga menutupi beberapa bahan tersebut untuk mengisi ruang – ruang kosong yang ada selama proses pencetakan menggunakan hotpress serta proses sintering sehingga menyebabkan melemahnya kekuatan dari biokomposit. Berikut ini Tabel 2 merupakan hasil dari uji kuat lentur yang dihasilkan.

Tabel 2. Pengaruh penambahan filler terhadap nilai ketahanan aus

Sampel	Beban (P) (kg)	Lebar Rata – rata (mm)	Jarak Luncur (mm)	Kecepatan (m/s)	Koef Aus (gr/mm ² .detik)
1	3,16	6,75	100	1,97	5,12578E-05
2	3,16	5,13	100	1,97	3,04111E-05
3	3,16	4,09	100	1,97	1,14029E-05
4	3,16	5,43	100	1,97	3,22727E-05
5	3,16	6,05	100	1,97	4,08275E-05



Gambar 6. Grafik hasil uji ketahanan aus

Tabel 2 menunjukkan bahwa semakin tinggi komposisi resin phenolic dan semakin kecil fraksi massa sekam padi yang ditambahkan, kandungan resin semakin besar, sehingga nilai koefisien ketahanan aus semakin besar sampai dengan sampel 3 dan selanjutnya akan turun, hal ini disebabkan karena penambahan resin yang berlebih dapat mempengaruhi kerja dari *cullet* sebagai *filler* serta bahan isian logam lainnya dari komposit sehingga menutupi beberapa bahan tersebut untuk mengisi ruang – ruang kosong yang ada selama proses pencetakan menggunakan hotpress serta proses sintering sehingga menyebabkan melemahnya kekuatan dari biokomposit dan membuat biokomposit mudah terkikis.

KESIMPULAN

Penggunaan pecahan kaca (*cullet*) sebagai bahan pengisi serta sekam padi sebagai serat penguat pada pembuatan biokomposit dapat berpengaruh terhadap kuat lentur dan keausan dari biokomposit yang dihasilkan serta meningkatkan kualitas dari biokomposit jika dibandingkan tanpa menggunakan bahan pengisi. Pada sampel yang mengandung perbandingan resin 19% : sekam + *cullet* 51% didapatkan hasil yang optimum dalam pengujian kuat lentur sedangkan pada sampel yang mengandung perbandingan resin 21% : sekam + *cullet* 49% didapatkan hasil yang optimum untuk pengujian ketahanan aus. Berdasarkan hasil uji yang dilakukan didapati bahwa setiap penambahan komposisi resin dan sekam padi + *cullet* mempengaruhi hasil uji kekuatan lentur dan keausan pada cetakan biokomposit. Semakin tinggi komposisi resin yang ditambahkan memberikan nilai optimum pada hasil cetak namun jika terlalu banyak juga dapat melemahkan kekuatan.

UCAPAN TERIMA KASIH

Ucapan Terimakasih disampaikan kepada Kemenristek Dikti atas Dana Hibah PKM untuk tahun Pelaksanaan 2019. Kepada Prodi Teknik Kimia UMJ disampaikan pula terimakasih atas Sarana dan Prasarana Laboratorium selama proses penelitian sehingga penelitian ini dapat berjalan dengan baik.

DAFTAR PUSTAKA

Jurnal

1. Nugrahani, R.A., Redjeki, A.S., Mentari, Y and Hasanah, M., 2017a. *The Effect of Temperature on Oxirane Oxygen in the Epoxidation of Rice Bran Oil Methyl Ester by Resin Catalyst*. Advanced Science Letters Vol. 23, 5720–5722.
2. Nugrahani, R.A., Redjeki, A.S., Teresa, Y., Hidayati, N., 2017b. *SYNTHESIS OF COMPOUND-CONTAINING SULPHONIC ACID FROM EPOXIDIZED METHYL OLEIC OF RICE BRAN OIL AND LINEAR ALKYL BENZENE SULPHONIC ACID*. Journal of Chemical Technology and Metallurgy, 52.5.
3. Fabiani, V.A., 2018. *Sintesis Dan Karakterisasi Silika Gel Dari Limbah Kaca Serta Aplikasinya Pada Kromatografi Kolom*. Indonesian Journal of Pure and Applied Chemistry.
4. Fitrianto, F.D., Estriyanto, Y., Harjanto, B.. 2013. *Pemanfaatan Serbuk Tongkol Jagung Sebagai Alternatif Bahan Friksi Kampas Rem Non-Asbestos Sepeda Motor*. Jurnal teknik Mesin FKIP.
5. Pratiwi, Sustika, Prayuda, H., Saleh, F. 2016. *Kuat Tekan Beton Serat Menggunakan Variasi Fibre Optic dan Pecahan Kaca..* JURNAL ILMIAH SEMESTA TEKNIKA. Vol. 19, No. 1, 55-67

Prosiding

1. Prasetya, H.A. *Pengaruh Silika Dari Abu Sekam Padi Sebagai Bahan Substitusi Asbes Untuk Pembuatan Kampas Rem Menggunakan Bahan Karet Alam*. Prosiding Seminar Nasional Kulit, Karet dan Plastik Ke-5. Yogyakarta.(2016).
2. Purboputro, P. I. *Pengembangan Kampas Rem Sepeda Motor dari Komposit Serat Bambu, Fiber Glass, Serbuk Aluminium dengan Pengikat Resin Polyester Terhadap Ketahanan Aus dan Karakteristik Pengeremannya*. Prosiding Seminar Nasional Aplikasi Sains & Teknologi (SNAST) Periode III ISSN: 1979-911X Yogyakarta. (2012).

Skripsi, Tesis, Disertasi

1. Damisih, 2008. *Pengaruh Penambahan Modifier Strontium Terhadap Struktur Mikro dan Sifat Mekanis Paduan Aluminium AC8A Hipereutektik*. Skripsi. Depok. FT UI.
2. Prasetyoko, D.. 2001. *Pengoptimuman Sintesis Zeolit Beta dari pada Silika abu sekam padi Pencirian dan Tindak Balas Pemangkinan Friedel Crafts*. Universiti Teknologi Malaysia (TESIS).

PERANCANGAN INSTALASI *THERMAL OIL* PADA SISTEM *ORGANIC RANKINE CYCLE* (ORC)

Sabda Mochammad¹, Rudi Hermawan¹, I Gede Eka Lesmana¹, Eko Prasetyo¹, D.L Zariatini^{1*}

¹Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK. *Organic Rankine Cycle* atau Siklus Rankine Organik yang biasa disebut ORC merupakan modifikasi siklus rankine dengan fluida kerja dari bahan organik (*refrigerant*). ORC dapat digunakan sebagai pembangkit listrik dari sumber panas seperti pirolisis. Pada perancangannya sumber panas dari pirolisis tidak bisa langsung untuk memanaskan fluida kerja dari sistem ORC, oleh karena itulah pada penelitian ini dirancang suatu sistem untuk melindungi fluida kerja dari penguraian dengan cara menyimpan panas dari gas buang, dengan cara ini sistem ORC dapat dioperasikan secara stabil. Pada penelitian ini dilakukan perancangan instalasi siklus *thermal oil* untuk sistem ORC dengan metodologi yang digunakan yaitu perhitungan teoritis untuk mendapatkan nilai *Head loss*, *Friction loss*, dan *Pressure drop* pada instalasi *thermal oil* pada sistem ORC. Dari hasil perancangan instalasi *thermal oil* didapatkan nilai faktor gesekan yang sebesar 0,043 dan jenis aliran fluida nya berjenis laminar. Kemudian Nilai *Head loss* terbesar yang terjadi pada sistem adalah sebesar 0,906 m dengan panjang pipa sepanjang 2 m. Pada nilai *Pressure drop* terbesar terjadi pada sistem adalah sebesar 7,433 kPa dengan sambungan pipa no 8 dengan panjang pipa sepanjang 2 m. begitu pula dengan nilai *Friction loss*, nilai *friction loss* terbesar terjadi pada sistem adalah sebesar 0,733 m dengan panjang pipa sepanjang 2 m.

Kata kunci— *Organic rankine cycle, Pirolisis, Thermal oil, Pressure Drop*

PENDAHULUAN

Menurut Status Lingkungan Hidup Daerah (SLHD) Kota D.K.I Jakarta (2018), Timbunan sampah kota Jakarta selatan tahun 2018 dengan jumlah penduduk 22.208.172 jiwa yaitu 79,52 Ton/hari. Berdasarkan data tersebut, sampah yang dihasilkan bukan dalam jumlah yang sedikit. Sampah tersebut seharusnya dapat ditangani dengan baik dan benar. Sampah merupakan salah satu penyakit. Secara langsung sampah adalah tempat bersarangnya bakteri, parasit, dan pathogen dan Secara tidak langsung sampah merupakan awal mula penyakit.

Pemusnahan Sampah plastik dengan cara pembakaran (*incineration*), kurang efektif dan sangat beresiko khususnya untuk lingkungan. Pengolahan sampah plastik dengan pembakaran bukan metode yang aman bagi lingkungan. Pengolahan sampah plastik dengan pembakaran bukan metode yang aman bagi lingkungan karena munculnya pulutan dari emisi gas buang (CO_2 , CO, Nox, dan Sox) dan beberapa partikulat pencemar lainnya. Sehingga diperlukan cara lain untuk pengolahan sampah plastik, beberapa penelitian seputar konversi sampah plastik menjadi produk cari berkualitas bahan bakar telah dilakukan dan menunjukkan hasil yang cukup menjanjikan untuk dikembangkan [1].

Salah satu penelitiannya yaitu mengkonversi sampah menjadi minyak, Penelitian dalam mengubah limbah plastik menjadi minyak telah dibuktikan oleh Stephen J. Miller bersama dengan rekan-rekannya (2005) dalam publikasi penelitiannya pada jurnal *American Chemical Society*. Pada penelitian tersebut, Miller memanaskan plastik *polyethylene* menggunakan metode pirolisis. Metode pembakaran sampah sekaligus penyulingan bahan tanpa oksigen dengan suhu tinggi sekitar 800°C-1000°C. metode ini ramah lingkungan karena menghasilkan gas CO_2 dan H_2O . Ketika dipanaskan, gas dan *polyethylene* juga membentuk suatu senyawa hidrokarbon cair mulai dari C_1 hingga C_4 [2].

Pirolisis adalah teknik pembakaran sampah (limbah plastik) tanpa O_2 dan dilakukan pada suhu tinggi yaitu antara 800°C sampai 1000°C. Teknik ini mampu menghasilkan gas pembakaran yang berguna dan aman bagi lingkungan. Teknologi pirolisis ini dapat dikatakan sebagai metode yang ramah lingkungan

sebab produk akhirnya menghasilkan CO_2 dan H_2O , yang merupakan gas non toksik. Proses pirolisis menghasilkan senyawa-senyawa hidro-karbon cair mulai dari C_1 hingga C_4 dan senyawa rantai panjang seperti *parafin* dan *olefin* [2].

Pirolisis merupakan metode dalam mengkonversi limbah plastik. Teknologi pirolisis adalah proses degradasi termal tanpa adanya oksigen. Cara kerjanya adalah dengan memasukkan limbah plastik ke dalam reaktor pada suhu tertentu sehingga terjadi proses reaksi pemecahan senyawa hidrokarbon molekul besar pada temperatur tinggi menjadi molekul-molekul yang lebih kecil, dan produk yang dihasilkan berupa gas dan minyak pirolisis [1].

Produk pirolisis yang berupa gas/uap panas yang dihasilkan oleh pirolisis ini bisa dimanfaatkan kembali dengan inovasi teknologi yang disebut dengan *Organic Rankine Cycle* (ORC). Siklus rankine organik merupakan sebuah siklus termodinamika yang termasuk dalam metode pemanfaatan energi yang dapat diperbaharui, yaitu dengan memanfaatkan sebuah energi panas yang berupa gas/uap menjadi energi kerja. Teknologi siklus rankine organik memiliki cara kerja yang sama dengan sebuah sistem siklus konversi energi uap konvensional. Namun, siklus rankine organik memiliki perbedaan di dalam penggunaan fluida kerjanya yaitu refrigerant hidrokarbon. Singkatnya dengan *Organic rankine cycle* (ORC) yang merupakan modifikasi dari siklus rankine dengan menggunakan refrigerant sebagai fluida kerja untuk menghasilkan energi listrik [3].

Pada penelitian yang dilakukan terkait ORC telah dilakukan oleh Universitas Ibnu Khaldun dan Institut Pertanian Bogor, yang dimana telah merancang sistem pembangkit ORC. Sumber panas yang digunakan dalam penelitian ini menggunakan panas yang berasal dari intensitas radiasi sinar matahari dengan menggunakan kolektor surya (*solar collector*) [4].

Organic Rankine Cycle atau sistem rankine organik adalah sebuah modifikasi dari sistem rankine sederhana. Pada sistem rankine sederhana ini menggunakan air bertekanan dan bertemperatur tinggi sebagai fluida kerjanya. Pada sistem ini titik didihnya lebih rendah sehingga air kurang tepat untuk digunakan sebagai fluida kerjanya. Oleh karena itu fluida kerja yang digunakan seperti *hydrocarbon*, *fluorocarbon*, dan *silicon oil* yang mempunyai titik didih rendah digunakan sebagai fluida kerjanya sebagai pengganti air [5].

Selain perbedaan dalam penggunaan fluida kerja, perbedaan siklus rankine sederhana dengan ORC adalah terletak pada alat penambah panasnya. Pada siklus rankine sederhana menggunakan boiler/ketel uap sebagai tempat penambah panasnya sedangkan pada ORC menggunakan evaporator sebagai tempat penyerapan panas. Sehingga pada siklus rankine organik ini kita tidak menggunakan tempat atau alat untuk proses pembakaran sehingga tidak akan terbentuk emisi gas buang penyebab polusi udara akibat dari proses pembakaran [3].

ORC yang di tenagai oleh thermal oli biasanya digunakan sebagai media perpindahan panas dan memiliki kinerja yang lebih baik dan stabil dibandingkan dengan ORC yang digerakkan langsung oleh sumber panas [6]. *Thermal oil* dapat digunakan dalam pembangkit siklus rankine organik untuk melindungi fluida kerja dari dekomposisi dengan mengumpulkan dan menyimpan panas dari sumber panas dan menjaga suhu dibawah rentang yang dirancang dan dikendalikan, dengan cara ini sistem ORC dapat dioperasikan secara stabil [7].

TINJAUAN PUSTAKA DAN METODE

2.1 Tinjauan Pustaka

2.1.1 Head Loss

Kerugian energi per satuan berat fluida dalam pengaliran cairan dalam sistem perpipaan disebut sebagai kerugian head (*Head loss*). *Head loss* dapat terjadi karena adanya gesekan antara aliran fluida yang mengalir dengan suatu dinding pipa. Pada umumnya kerugian ini dipengaruhi oleh panjang pipa. Untuk dapat menghitung *head loss*, perlu diketahui lebih awal jenis aliran fluida yang

mengalir. Jenis aliran tersebut dapat diketahui melalui *Reynolds number*. *Head loss* dapat dihitung dengan menggunakan salah satu dari dua persamaan Darcy Weisbach berikut:

$$H_l = f \frac{l_p \cdot v^2}{D \cdot 2g} \quad (1)$$

Dimana :

H_l = head loss mayor (m)

f = faktor gesekan (diperoleh dari diagram Moody)

D = diameter pipa (m)

l_p = panjang pipa (m)

v = kecepatan aliran fluida dalam pipa (m/s)

g = Percepatan gravitasi (m/s^2)

2.1.2 Friction loss

Friction loss pada pipa disebabkan oleh gesekan antar fluida di dalam permukaan pipa dan *fitting*. Sehingga menimbulkan gaya gesek. Gaya inilah yang menyebabkan hambatan pada tekanan pompa. Besarnya *friction loss* bergantung dari jenis material pipa yang digunakan, diameter pipa dan panjang pipa [8]. Dengan menggunakan pendekatan metode Hazen William maka persamaan untuk menentukan besarnya *friction loss* adalah sebagai berikut:

$$H_F = \left(\frac{3.35 \times 10^6 \cdot Q}{D^{2.63 \cdot C}} \right)^{1.852} \times l_p \quad (2)$$

Dimana:

H_F = Friction loss m/100 m

D = Diameter pipa (mm)

C = Konstanta Hazen William

Q = Debit aliran (m^3/s)

2.1.3 Pressure Drop

Bila fluida mengalir melalui suatu pipa dan tekanan fluida diukur pada dua tempat sepanjang pipa, akan dijumpai kenyataan bahwa tekanan berkurang dalam arah aliran. Penurunan tekanan ini disebabkan karena gesekan fluida pada dinding pipa [9]. Penurunan tekanan sepanjang pipa dapat dinyatakan sebagai:

$$\Delta p = \frac{v^2 \cdot f \cdot l_p \cdot \rho}{2D} \quad (3)$$

Dimana:

Δp = Penurunan tekanan ($kg/s^2.m$)

v = kecepatan aliran fluida dalam pipa (m/s)

f = faktor gesekan

l_p = panjang pipa (m)

D = diameter pipa (m)

2.1.4 Kapasitas Panas

Kapasitas Panas dipengaruhi oleh laju aliran massa, panas spesifik fluida dan perbedaan temperatur [10]. Pada Komponen *thermal oil* parameter temperatur, panas spesifik fluida dan laju aliran massa sudah diketahui sehingga besarnya kapasitas panas dapat didapatkan. Dengan mengasumsikan tidak ada perubahan laju aliran dalam sistem maka didapatkan nilai dari kapasitas panas dengan persamaan sebagai berikut:

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T_h \quad (4)$$

Dimana :

\dot{m} = Laju aliran massa (kg/s)

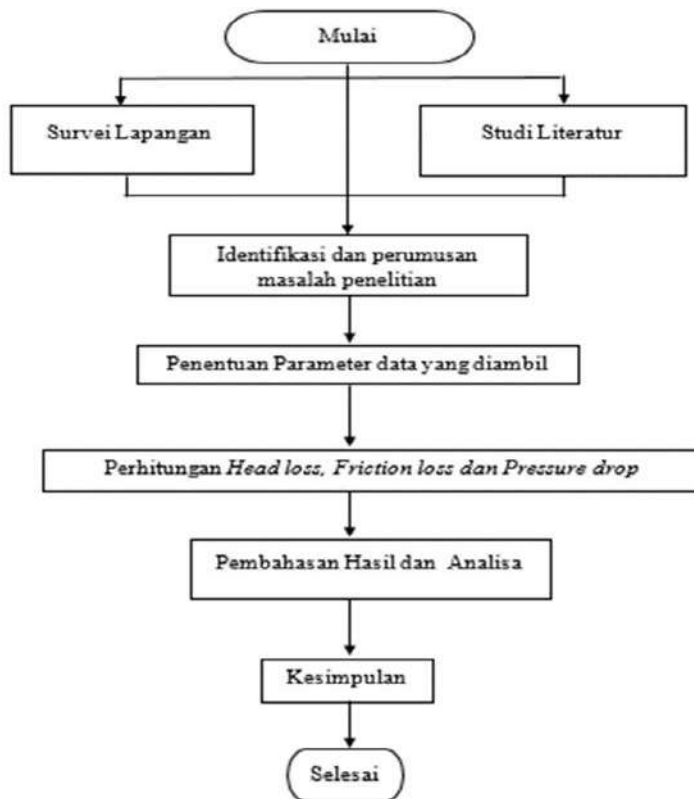
C_p = Panas spesifik ($kJ/kg.K$)

Q = Kapasitas panas (kJ/s)

ΔT_h = Perbedaan suhu antara fluida panas dan dingin (K)

1.2 Metode

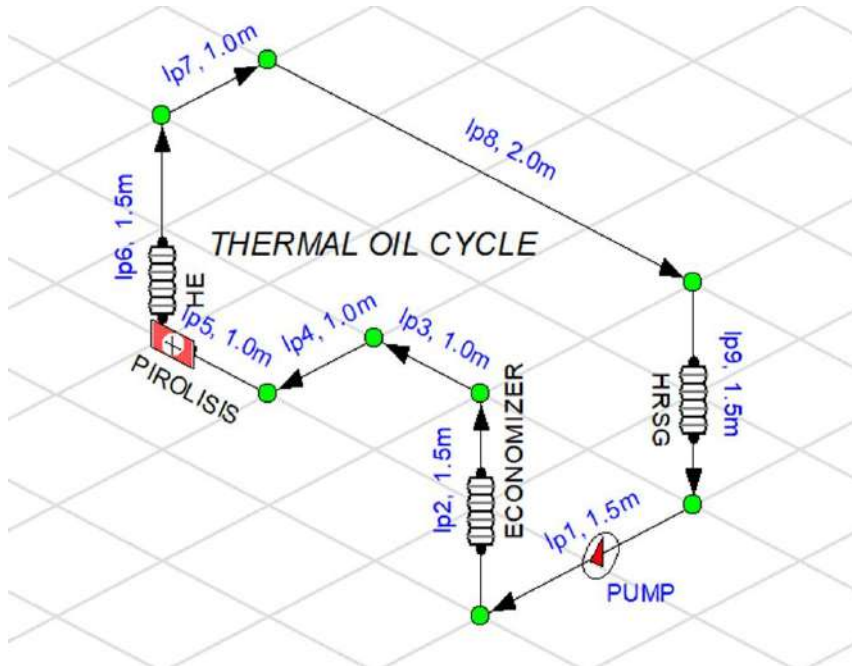
a. Diagram alir penelitian



Gambar 1 Diagram alir penelitian

b. Proses Penelitian

Pada penelitian ini proses penelitian dimulai dengan studi literatur dan survei lapangan, studi literatur yang dilakukan adalah membuat identifikasi dari beberapa literatur yang berhubungan dengan penelitian, sedangkan survei lapangan adalah pengamatan secara langsung dilapangan. Yaitu melihat secara langsung alat *Organic Rankine Cycle* di beberapa kampus yang sudah melakukan penelitian atau perancangan terhadap alat ORC. Setelah itu dilanjut dengan penentuan parameter untuk selanjutnya dilakukan perhitungan dan pembahasan hasil analisa. Tahap terakhir diambil kesimpulan dari proses penelitian ini.



Gambar 2 Skema instalasi *Thermal oil*

HASIL

3.1 Data Perhitungan

Pembuatan pembangkit listrik berdasarkan Organic Rankine Cycle yang dirancang untuk menghasilkan listrik sebesar 1500 Watt. Dalam pembuatannya dibutuhkan perancangan instalasi untuk sistem ORC ini yang menggunakan sumber panas dari hasil pembakaran uap panas dari tungku pirolisis, dengan menggunakan fluida *Thermal oil* dan fluida kerja R-134a.

Tabel 1. Parameter yang ditetapkan

Komponen	Parameter	
	T_i (°C)	T_o (°C)
Economizer	90	100
Pirolisis-HE	100	120
HRSG	120	90
$D_{\text{pipa pompa}}$	15 mm	
$Q_{\text{tungku pirolisis}}$	11,3 kW	

3.2 Kapasitas Panas pada komponen *thermal oil cycle*

Kapasitas panas dipengaruhi oleh laju aliran massa, panas spesifik fluida dan perbedaan temperatur. Pada Komponen *thermal oil* parameter temperatur, panas spesifik fluida dan laju aliran massa sudah diketahui sehingga besarnya kapasitas panas dapat didapatkan.

Tabel 2. Data perhitungan *Head loss*, *Friction loss* dan *Pressure drop*

Nama Komponen	c_p	\dot{m}	Q
Economizer	$2,19 \text{ kJ/kg.K}$	$0,25 \text{ kg/s}$	$5,475 \text{ kW}$
Heat Exchanger	$2,26 \text{ kJ/kg.K}$	$0,25 \text{ kg/s}$	$11,31 \text{ kW}$
HRSR	$2,24 \text{ kJ/kg.K}$	$0,25 \text{ kg/s}$	$16,8 \text{ kW}$

3.3 Perhitungan Teoritis

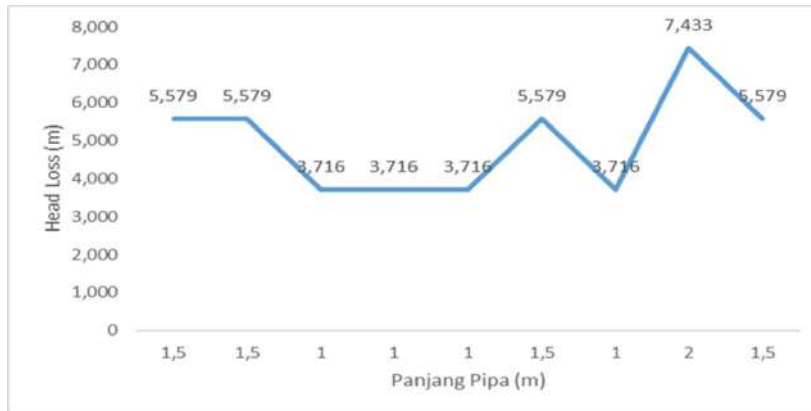
Pada perancangan instalasi *Thermal oil* ini, dilakukan perhitungan secara teoritis untuk mendapatkan nilai *Head loss*, *Pressure drop*, dan *Friction loss* pada sistem. Dengan parameter yang telah ditetapkan sesuai dengan tabel 1. maka didapatkan hasil sebagai berikut:

Tabel 3. Data perhitungan *Head loss*, *Friction loss* dan *Pressure drop*

Nama pipa dan notasi	Panjang pipa (m)	<i>Head loss</i> (m)	<i>Friction loss</i> (m)	<i>Pressure Drop</i> (kPa)
l_{p1}	1,5	0,679	0,549	5,576
l_{p2}	1,5	0,679	0,549	5,576
l_{p3}	1	0,453	0,365	3,716
l_{p4}	1	0,453	0,365	3,716
l_{p5}	1	0,453	0,365	3,716
l_{p6}	1,5	0,679	0,549	5,576
l_{p7}	1	0,453	0,365	3,716
l_{p8}	2	0,906	0,733	7,433
l_{p9}	1,5	0,679	0,549	5,579

3.1 Analisa Hasil pembahasan

- a. Perbandingan panjang pipa dengan *Head loss*

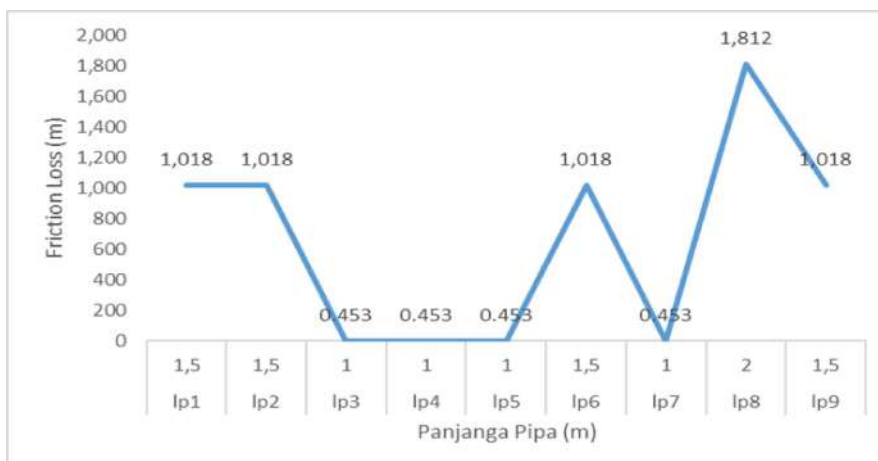


Gambar 3 Grafik perbandingan panjang pipa dengan *head loss*

Daftar Pustaka Grafik diatas merupakan grafik hubungan panjang pipa dengan kerugian head (*Head loss*). Dapat dilihat bahwa tren dari diagram cenderung naik turun dipengaruhi oleh panjang pipa. Nilai dari *Head loss* meningkat seiring bertambah panjangnya pipa. Nilai head loss tertinggi rata-rata berada pada panjang pipa sepanjang 2 m dengan nilai *Head loss* sebesar 0,906 m dan nilai head loss terendah rata-rata berada pada panjang pipa sepanjang 1 m dengan nilai *head loss* sebesar 0,453 m. Berdasarkan pembahasan grafik sebelumnya kita bisa menyimpulkan bahwa penyebab dari naiknya *Head loss* disebabkan oleh panjang pipa, kecepatan aliran fluida dan faktor gesekan yang dapat dicari dengan diagram moody.

Pada gambar 3 terlihat bahwa besarnya *head loss* tidak berubah pada panjang pipa yang sama. Pada pipa l_{p3}, l_{p4}, l_{p5} , dan l_{p7} dengan panjang pipa sepanjang 1 m besarnya head loss adalah 0,453 m. Pada pipa l_{p1}, l_{p2}, l_{p6} dan l_{p9} dengan panjang pipa 1,5 m besarnya head loss adalah sebesar 0,679 m. Dan pada pipa l_{p8} dengan panjang pipa sepanjang 2 m besarnya head loss adalah sebesar 0,906 m. Pada gambar grafik diatas terlihat bahwa semakin panjang pipa, *head loss* nya semakin besar. Hal ini telah sesuai dengan teori dimana besarnya head loss sebanding dengan panjang pipa.

- b. Perbandingan Panjang pipa dengan *Friction loss*



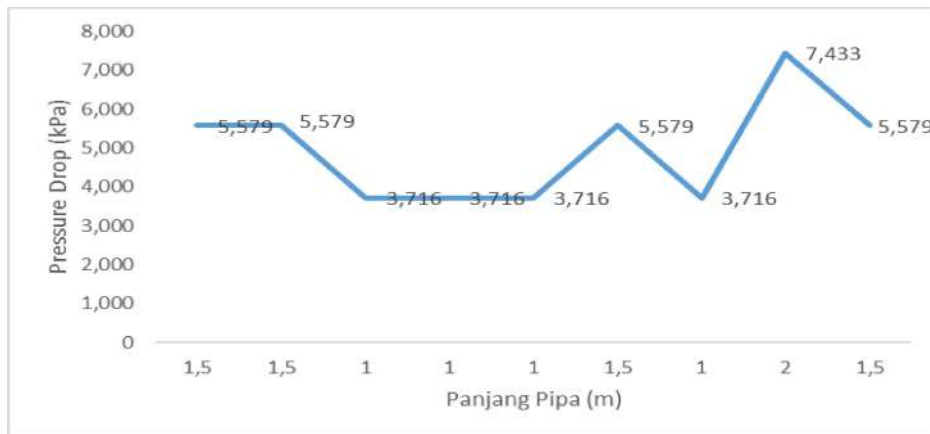
Gambar 4 Grafik perbandingan panjang pipa dengan *Friction loss*

Pada Grafik diatas merupakan grafik hubungan panjang pipa dengan *Friction loss*. Dapat dilihat bahwa diagram mempunyai tren cenderung naik turun dipengaruhi oleh panjang pipa, debit aliran dan jenis material pipa yang digunakan akan berpengaruh kepada nilai konstanta Hazen William.

Pada gambar grafik diatas nilai dari *friction loss* meningkat seiring bertambah panjangnya pipa. Nilai *Friction loss* tertinggi rata-rata berada pada panjang pipa sepanjang 2 m dengan nilai *Friction loss* sebesar 0,733 m dan nilai terendah rata-rata berada ketika panjang pipa sepanjang 1 m dengan nilai *friction loss* sebesar 0,365 m.

Pada gambar 4 terlihat bahwa besarnya nilai *friction loss* tidak berubah pada panjang pipa yang memiliki panjang yang sama. Pada pipa $l_{p3}, l_{p4}, l_{p5},$ dan l_{p7} dengan panjang pipa sepanjang 1 m besarnya *friction loss* sebesar 0,365 m. Pada pipa l_{p1}, l_{p2}, l_{p6} dan l_{p9} dengan panjang pipa 1,5 m besarnya nilai *friction loss* adalah 0,549 m. Dan pada pada pipa l_{p8} dengan panjang pipa sepanjang 2 m besarnya adalah 0,733 m. Hal ini telah sesuai dengan teori dimana besarnya head loss sebanding dengan panjang pipa.

c. Perbandingan Panjang pipa dengan *Pressure drop*



Gambar 4 Grafik perbandingan panjang pipa dengan *Pressur drop*

Pada grafik diatas merupakan gambar grafik hubungan panjang pipa dengan *pressure drop*. Dapat dilihat pada grafik cenderung naik dan turun. Pada grafik terlihat dengan semakin panjang pipa maka semakin meningkat pula *pressure drop* nya. Penurunan tekanan ini pula dipengaruhi oleh kecepatan aliran fluida, faktor gesekan dan kerapatas atau densitas. Terlihat pada gambar grafik diatas penurunan tekanan paling tinggi rata-rata berada pada saat panjang pipa sepanjang 2 m dengan penurunan tekanan sebesar 7,433 kPa dan penurunan tekanan terendah terjadi pada saat panjang pipa sepanjang 1 m.

Pada grafik gambar 4.4 terlihat terlihat bahwa besarnya nilai *pressure drop* tidak berubah pada panjang pipa yang memiliki panjang yang sama. Pada pipa $l_{p3}, l_{p4}, l_{p5},$ dan l_{p7} dengan panjang pipa sepanjang 1 m nilai *pressure drop* yaitu 3,716 kPa. Pada pipa l_{p1}, l_{p2}, l_{p6} dan l_{p9} dengan panjang pipa 1,5 m besarnya nilai *pressure drop* sebesar 5,579 m. Dan untuk Dan pada pada pipa l_{p8} dengan panjang pipa sepanjang 2 m besarnya adalah 7,433 kPa. Hal ini telah sesuai dengan teori dimana besarnya *pressure drop* sebanding dengan panjang pipa.

KESIMPULAN

Setelah melakukan analisa perhitungan perancangan instalasi *thermal oil* pada sistem ORC dapat di ambil beberapa kesimpulan diantaranya:

1. Nilai *Head loss* terendah yang terjadi pada sistem adalah sebesar 0,453 m dengan panjang pipa sepanjang 1 m. Pada nilai *Pressure drop* terendah terjadi pada sistem adalah sebesar 3,716 kPa dengan panjang pipa sepanjang 1 m. begitu pula dengan nilai *Friction loss*, nilai *friction loss* terendah terjadi pada sistem adalah sebesar 0,365 m dengan panjang pipa sepanjang 1 m.
2. Nilai *Head loss* terbesar yang terjadi pada sistem adalah sebesar 0,906 m dengan panjang pipa sepanjang 2 m. Pada nilai *Pressure drop* terbesar terjadi pada sistem adalah sebesar 7,433 kPa dengan

panjang pipa sepanjang 2 m. begitu pula dengan nilai *Friction loss*, nilai *friction loss* terbesar terjadi pada sistem adalah sebesar 0,733 m dengan panjang pipa sepanjang 2 m.

3. Berdasarkan perhitungan teoritis yang sudah dilakukan maka dapat disimpulkan bahwa, semakin panjang pipa yang digunakan maka cenderung semakin tinggi pula nilai *Head loss*, *Friction loss* dan *Pressure drop*. Hal ini terjadi karena beberapa faktor yang mempengaruhi seperti, diameter pipa, kecepatan laju aliran fluida dan faktor gesekan.
4. Kapasitas Panas yang dirancang pada komponene economizer, Heat Exchanger dan HRSG adalah sebesar 5,475 kW, 11,31 kW dan 16,8 kW

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih yang sebanyak-banyaknya kepada Bapak Ir.Rudi Hermawan MM.,MT selaku pembimbing penulis. Tidak lupa pula dukungan dari kedua orang tua penulis secara moril,materil dan doa yang diberikan, serta dukungan dari teman-teman seperjuangan penulis di jurusan teknik mesin universitas pancasila

DAFTAR PUSTAKA

- [1] A. R. P. and M. Ali, "Pengolahan sampah plastik menjadi minyak menggunakan proses pirolisis," *J. Ilm. Tek. Lingkungan.*, vol. 4, no. 1, pp. 44–53, 2012.
- [2] R. Ermawati, "konversi limbah plastik sebagai sumber energi alternatif," *Konversi limbah Plast. sebagai sumber energi Altern.*, vol. 5, 2011.
- [3] D. F. K. R-, "Studi Variasi Flowrate Refrigerant Pada Sistem Organic Rankine Cycle Dengan Fluida Kerja R-123," vol. 1, no. 1, pp. 1–5, 2013.
- [4] Y. S. Gaos, M. Juarsa, E. Marzuki, and M. Yulianto, "Pemilihan Fluida Kerja pada Pengembangan Organic Rankine Cycle Selection Working Fluids in the Organic Rankine Cycle Development," *Proceeding Thermofluid*, pp. 7–11, 2013.
- [5] C. Anggradiar, "Studi Eksperimen Pengaruh Pembebanan Generator Pada Performa Sistem Organic Rankine Cycle," vol. 1, no. 1, pp. 1–4, 2012.
- [6] G. Shu *et al.*, "Experimental investigation on thermal OS/ORC (Oil Storage/Organic Rankine Cycle) system for waste heat recovery from diesel engine," *Energy*, vol. 107, no. 51676113, pp. 693–706, 2016.
- [7] L. Luo, Y. Wang, H. Chen, X. Zhang, and T. Roskilly, "ORC units driven by engine waste heat - A simulation study," *Energy Procedia*, vol. 142, pp. 1022–1027, 2017.
- [8] P. Dan, P. Pompa, P. Instalasi, P. Air, and G. Kapasitas, "Perhitungan dan pemilihan pompa," no. November, 2013.
- [9] L. Nurcholis, "Aliran fluida pada jaringan pipa," *1693 - 3451 Vol. 7 Juni 2008*, vol. 7, no. 1, 2008.
- [10] J. P. Holman, "Heat Transfer (10th Edition)," *McGraw-Hill Co.*, 2010.

PENGARUH KONSENTRASI H_2SO_4 DAN WAKTU KONTAK TERHADAP AKTIVASI ADSORBEN LIMBAH KULIT PISANG

Ukhti Lestari^{1*}, Naazilatul Luthfiyah A², Mitha Robiatul A³, Gema Fitriyano⁴

^{1,2,3,4}Teknik Kimia, Universitas Muhammadiyah Jakarta,

Jalan Cempaka Putih Tengah 27A Jakarta Pusat, 14

*Email : ukhtilestari4@gmail.com

ABSTRAK

Kadar logam berat yang terkandung dalam air dapat diturunkan dengan cara penyaringan ataupun dengan proses adsorpsi oleh karbon aktif. Nilai fungsi kulit pisang hanya dimanfaatkan sebagai makanan ternak seperti kambing, sapi, dan kerbau. Nilai fungsi kulit pisang dan jumlah kulit pisang akan berbanding lurus dengan nilai jual dari kulit pisang itu sendiri. Salah satu yang dapat dimanfaatkan dari kulit pisang yaitu dengan mengubahnya dalam bentuk karbon aktif yang memiliki nilai karbonisasi mencapai 96,56%. Dalam penelitian ini, bahan baku yang digunakan adalah limbah kulit pisang sebagai adsorben. Tujuan penelitian ini adalah mempelajari pengaruh konsentrasi H_2SO_4 terhadap aktivasi adsorben limbah kulit pisang dengan variasi konsentrasi H_2SO_4 (0,2M, 0,4M, 0,6M, 0,8M dan 1M) dan dengan menganalisis pengaruh berat adsorben dengan waktu kontak terhadap adsorpsi larutan Pb^{2+} dengan variasi waktu kontak (50, 80, 120, 150, dan 180 menit). Hasil analisa penentuan daya serap karbon aktif limbah kulit pisang karbon aktif didapatkan secara berurutan sebesar 397,72; 372,20; 378,51; 397,72; 423,33 mg/g. Sedangkan pengujian waktu kontak adsorben dengan logam Pb(II) didapatkan persentase logam Pb(II) yang teradsorpsi secara berurutan sebesar 98,84; 99,46; 99,66; 99,48; 99,42%.

Kata kunci: kulit pisang, H_2SO_4 , adsorpsi, Pb^{2+} , adsorben

ABSTRACT

The levels of heavy metals contained in the water can be lowered by means of filtering or with adsorption process by activated carbon. The value function of banana peels only utilized as food for livestock such as goats, cows, and Buffalo. The value function of banana peels and a number of banana peels will be directly proportional to the sale value of banana peels itself. One that can be utilized from banana peels is by turning it in the form of activated carbon which has carbonization value that reached 96.56%. In this study, the raw material used is leather waste bananas as adsorbent. The purpose of this research was to study the influence of the concentration of H_2SO_4 against activation adsorbent of waste banana peels with variation concentration of H_2SO_4 (0, 2 M, 4 M, 0, 0, 6 M, 0, 8 M and 1 M) and by analyzing the influence of weight of adsorbent with contact time against adsorption of Pb^{2+} solution with the variations of contact time (50, 80, 120, 150, and 180 minutes). The results of the analysis of determination of activated carbon absorption of waste banana peels activated carbon obtained in a sequence of 397,72; 372,20; 378,51; 397,72; 423,33 mg/g. On the other hand, the determination contact time between adsorbent and metal Pb^{2+} obtained the percentage of the absorbed Pb^{2+} sequentially by 98,84; 99,46; 99,66; 99,48; 99,42%.

Keywords: banana peels, H_2SO_4 , adsorption, Pb^{2+} , adsorbent

PENDAHULUAN

Latar Belakang

Logam berat merupakan zat yang beracun dan umumnya bersifat karsinogenik. Menurut Kurniasari, logam berat sebagai zat pencemar perairan yang sangat berbahaya bagi makhluk hidup. Logam berat ditemukan pada rantai makanan dengan konsentrasi yang sangat kecil sehingga menimbulkan bahaya kesehatan. Salah satu logam berat yang sering digunakan dalam kehidupan sehari-hari adalah logam Timbal. Logam timbal banyak digunakan pada industri baterai, kabel, cat (sebagai zat pewarna), penyepuhan, pestisida dan yang paling banyak digunakan sebagai zat antiletop pada bensin.

Timbal juga digunakan sebagai formulasi penyambung pipa yang mengakibatkan air untuk rumah tangga mempunyai banyak kemungkinan kontak dengan timbal. Hal ini disebabkan terjadinya korosi, yakni reaksi antara air dengan kandungan timbal yang terdapat pada pipa-pipa air. Selain melalui air, kontaminasi timbal bisa juga melalui tanah, udara dan debu. (Soetrisno, 2008).

Indonesia merupakan penghasil pisang terbesar di Asia. Pisang (*Musa paradisiaca*) merupakan tanaman buah-buahan yang tumbuh dan tersebar di seluruh Indonesia. Produksinya semakin meningkat dari tahun ke tahun (Suhartini, 2012). Selama ini pemanfaatan pohon pisang masih terbatas buahnya saja yang dikonsumsi dan dimanfaatkan, padahal masih banyak lagi bagian dari pisang yang sangat berguna. Potensi ketersediaan Pisang yang cukup melimpah inilah yang turut menghasilkan limbah kulit pisang.

Menurut Direktorat Jenderal Hortikultura, limbah kulit pisang pada tahun 1999 di Indonesia mencapai 8,27 kg/kapita/tahun, sedangkan pada tahun 2002 meningkat menjadi 4.384.384.000 kg/kapita/tahun. Dalam penelitian yang dilakukan oleh Suhartini tahun 2012 telah membuktikan bahwa kulit pisang dapat dijadikan sebagai adsorben dan penelitian yang dilakukan oleh Castro *et al.*, tahun 2011 membuktikan bahwa kulit pisang memiliki gugus fungsi yang berperan dalam pengikatan ion logam berat. Gugus fungsional tersebut yaitu gugus hidroksi, asam karboksilat dan gugus amina.

Tujuan

1. Untuk mengetahui daya serap arang aktif terhadap Iodin.
2. Untuk mengetahui karakteristik arang kulit pisang teraktivasi H_2SO_4 yang baik untuk digunakan sebagai adsorben ion Pb^{2+} .
3. Untuk mengetahui waktu kontak yang dibutuhkan terhadap adsorpsi ion Pb^{2+} oleh arang kulit pisang raja teraktivasi H_2SO_4 .

METODE

Alat

Alat yang diperlukan diantaranya ayakan, timbangan digital, blender, spatula, oven, desikator, pisau, buret, klem beserta statif, gelas kimia, Erlenmeyer, labu ukur, pipet volumetric, furnace, botol sampel.

Bahan

Bahan yang digunakan adalah kulit pisang raja, larutan H_2SO_4 , $Pb(NO_3)_2$, Larutan Iodine, Amilum, aquadest, larutan Natrium Tiosulfat, HNO_3 .

Prosedur Penelitian

3) Preparasi Kulit Pisang Raja

Kulit pisang dipotong dengan ukuran 1-2 cm, lalu dikeringkan dengan oven pada suhu $110^\circ C$ selama 6 jam, dan diblender hingga halus kemudian diayak menggunakan ukuran 100 mesh, kemudian serbuk tersebut di simpan kedalam desikator

4) Aktivasi Kulit Pisang Raja dengan variasi H_2SO_4

Ambil serbuk arang sebanyak 20 g yang telah jadi dicampurkan dengan larutan H_2SO_4 dengan variasi konsentrasi 0,2M, 0,4M, 0,6M, 0,8M dan 1M dalam beaker glass diaduk selama 2 jam. Selanjutnya

pencampuran arang kulit pisang dan H_2SO_4 disaring dengan kertas saring. Kemudian arang kulit pisang dikeringkan dalam oven $105^\circ C$ selama 3 jam. Lalu didinginkan didalam desikator, kemudian dilakukan pencucian arang aktif dan dikeringkan kembali didalam oven (Hoong, 2013 yang dimodifikasi). Arang aktif yang dihasilkan kemudian diuji permukaannya dengan metode X-Ray Diffraction (XRD).

5) Penentuan Daya Serap arang aktif terhadap iodin

Sebanyak 0,5 g arang teraktivasi dicampurkan kedalam larutan iodin 0,1N diaduk selama 15 menit. Kemudian filtrat di pipet sebanyak 5ml kedalam erlenmeyer lalu dititrasi dengan larutan natrium tiosulfat 0,1N (Alfiandy,dkk., 2013). Kemudian nilai daya serap dapat dihitung sesuai dengan persamaan (1).

$$DSI = \frac{mL \text{ sampel} \cdot \frac{T \times C_1}{C_2}}{\text{gram sampel}} \times W_1 \times F_p \quad (1)$$

Keterangan:

DSI = Daya Serap Iodin (mg/g)

mL sampel = Filtrate yang dititrasi (10 mL)

T = Volume Titrasi $Na_2S_2O_3$ (mL)

C1 = Konsentrasi $Na_2S_2O_3$ (N)

C2 = Konsentrasi Iodin (N)

W1= Berat Iodin ($12.693 \text{ mg mL}^{-1}$)

Fp = Factor Pengenceran (2.5)

6) Pembuatan Larutan Baku Pb^{2+}

Pembuatan larutan baku Pb^{2+} 1000 ppm dilakukan dengan menimbang 1,5984 gram $Pb(NO_3)_2$ kemudian dilarutkan dengan penambahan sedikit demi sedikit HNO_3 pekat hingga 10 mL dan diencerkan dengan aquadest hingga tanda batas dalam labu ukur 1000 mL.(Deviyanti,dkk.,2014)

7) Pembuatan Larutan Standar Pb^{2+}

Sebanyak 50 mL larutan baku Pb^{2+} 1000 ppm diencerkan sampai tanda batas dalam labu ukur 100 mL untuk membuat larutan 500 ppm, 50 mL larutan baku Pb^{2+} 500 ppm dipipet dan diencerkan hingga 250 mL untuk membuat larutan 100 ppm, 125 mL larutan baku Pb^{2+} 100 ppm dipipet dan diencerkan sampai tanda batas dalam labu ukur 500 mL untuk membuat larutan 25 ppm. (Deviyanti,dkk.,2014).

8) Penentuan Waktu Kontak terhadap Larutan Baku Pb^{2+}

Ambil arang aktif sebanyak 0,5 g dimasukkan ke dalam larutan baku Pb^{2+} sebanyak 72,5 mL. Campuran diaduk dengan variasi waktu kontak 50, 80, 120, 150, dan 180 menit dengan kecepatan putar 200 rpm. Kemudian campuran disaring dan filtrat yang diperoleh diukur absorbansinya menggunakan Inductively Coupled Plasma (ICP) (Philomina & Enoch,2012 yang dimodifikasi).

Metode Analisa

1. Metode Brunauer, Emmet, and Teller

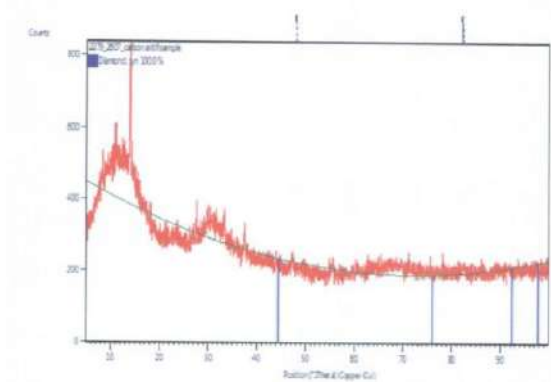
Menganalisis pengaruh konsentrasi aktivator (H_2SO_4) terhadap karakteristik pori karbon aktif dari kulit pisang. Hal ini dilakukan karena karakteristik pori merupakan bagian penting untuk menentukan kualitas suatu karbon aktif.

2. Mengalisis pengaruh berat adsorben dengan waktu kontak terhadap adsorpsi Pb^{2+} menggunakan ICP. Untuk menentukan waktu optimum karbon aktif dari kulit pisang terhadap daya serap Pb^{2+} .

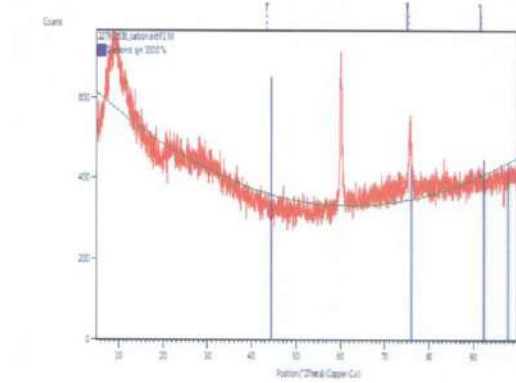
HASIL DAN PEMBAHASAN

Karakteristik Permukaan Karbon Aktif Kulit Pisang dengan Metode XRD

Penentuan karakteristik permukaan karbon aktif kulit pisang dilakukan secara kualitatif.



Gambar 1. Hasil Uji XRD Karbon Aktif Komersial

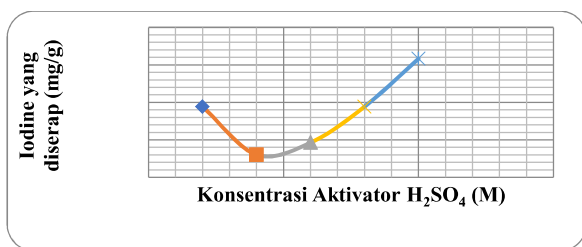


Gambar 2. Hasil Uji XRD Karbon Aktif Kulit Pisang 1M

Berdasarkan Gambar 1 dan Gambar 2 hasil uji XRD karbon aktif komersial dengan karbon aktif kulit pisang 1M, maka dapat dinyatakan bahwa karbon aktif kulit pisang memiliki luas permukaan aktivasi lebih tinggi jika dibandingkan dengan luas permukaan aktivasi karbon aktif komersial.

Daya Serap Iodine

Berdasarkan pengujian daya serap terhadap iodine dapat dilihat pada grafik 1.



Grafik 1. Hasil Uji Daya Serap Iodine

Pada konsentrasi aktivator 1,0 M didapatkan penyerapan iodine tertinggi yaitu sebesar 423,33 mg/g. Hal ini membuktikan semakin tinggi konsentrasi aktivator yang digunakan maka semakin tinggi pula iodine yang diserap. Kualitas karbon aktif mengacu pada SNI 06 – 3730 – 1995 pada Tabel 1.

Tabel 1. Standar Kualitas Karbon Aktif

Uraian	Prasyarat kualitas	
	Butiran	Serbuk
Kadar air %	Maks. 4,5	Maks. 15
Kadar abu %	Maks. 2,5	Maks. 10
Daya serap terhadap iodine mg/g	Min. 750	Min. 750

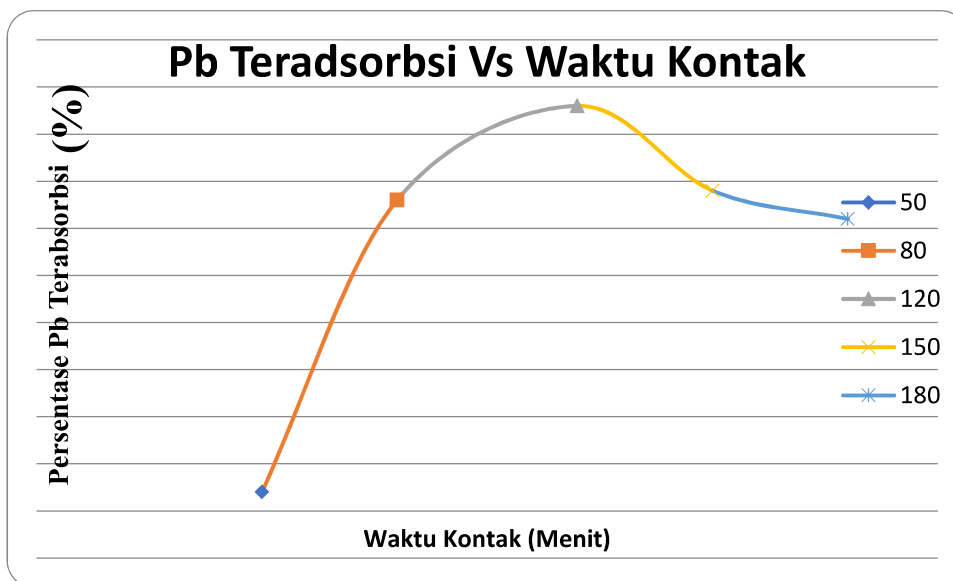
Daya serap biru metyilen mg/g	Min. 60	Min. 120
-------------------------------	---------	----------

Serapan Timbal (II) Terhadap Adsorben

Pengujian serapan Timbal terhadap Adsorben dilakukan untuk mengetahui tingkat waktu kontak yang optimum adsorben dengan logam timbal. Adsorben akan menyerap kandungan logam timbal dalam sampel selama kurun waktu tertentu sehingga perlu diketahui kandungan logam timbal yang masih tersisa dalam sampel tersebut. Pengujian ini dilakukan dengan metode ICP. Hasil yang didapatkan tertera seperti pada tabel 2.

Tabel 2. Data Waktu Kontak Adsorben dengan Logam Timbal

No	Sampel	Kandungan Pb		Rata-Rata	Standar Pb	Unit	Pb Terabsorpsi (%)
		Simplo	Duplo				
1	50 menit	0,28	0,30	0,29	25	mg/L	98,84
2	80 menit	0,16	0,11	0,135			99,46
3	120 menit	0,08	0,09	0,085			99,66
4	150 menit	0,13	0,13	0,13			99,48
5	180 menit	0,15	0,14	0,145			99,42



Grafik 2. Hasil Uji Waktu Kontak Adsorben dengan Logam Timbal(II)

Berdasarkan data adsorben diatas, didapatkan nilai optimum logam timbal yang terabsorpsi sebesar 99,66% pada waktu kontak 120 menit.

KESIMPULAN

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, diperoleh konsentrasi asam sulfat 1M (sebagai activator) mampu membuktikan penyerapan tertinggi terhadap iodine sebesar 423,33 mg/g, dan diperlukan penelitian lebih lanjut untuk mendapatkan nilai optimum. Parameter waktu kontak karbon aktif terhadap logam Timbal

(II) memberikan hasil optimum yaitu sebesar 99,66% logam timbal yang diserap oleh karbon aktif dalam waktu 120 menit.

UCAPAN TERIMA KASIH

Sehubungan dengan penelitian ini, penyusun mengucapkan terima kasih kepada Tuhan Yang Maha Esa. Selanjutnya, terima kasih kepada KEMENRISTEK DIKTI yang telah mendukung Program Kreativitas Mahasiswa, serta kepada segenap Dosen Pembimbing dan rekan-rekan yang telah memberikan berbagai saran dari mulai proses berlangsungnya penelitian hingga saat ini.

DAFTAR PUSTAKA

- Apriani, Ririn, dkk. 2013. *Pengaruh Konsentrasi Aktivator Kalium Hidroksida (KOH) terhadap Kualitas Karbon Aktif Kulit Durian sebagai Adsorben Logam Fe pada Air Gambut*. Jurusan Fisika FMIPA: Universitas Tanjungpura.
- Eka Purnama, Putu, dkk. 2015. *KAPASITAS ADSORPSI BEBERAPA JENIS KULIT PISANG TERAKTIVASI NaOH SEBAGAI ADSORBEN LOGAM TIMBAL (Pb)*. Jurusan Kimia FMIPA Universitas Udayana: Bukit Jimbaran, Bali.
- Lestari, Sri. 2010. *PENGARUH BERAT DAN WAKTU KONTAK UNTUK ADSORPSI TIMBAL(II) OLEH ADSORBEN DARI KULIT BATANG JAMBU BIJI (Psidium guajava L.)*. Program Studi Pendidikan Kimia Jurusan PMIPA FKIP: Universitas Mulawarman .
- Pusat Data dan Sistem Informasi Pertanian. 2016. *Outlook komoditas pertanian sub sektor hortikultura*. Jakarta: Kementerian Pertanian.
- Sherly, Antintia, dkk. 2014. *AKTIVASI KULIT PISANG KEPOK (Musa acuminata L.) DENGAN H₂SO₄ DAN APLIKASINYA SEBAGAI ADSORBEN ION LOGAM Cr(VI)*. Jurusan Kimia FMIPA, Fakultas Matematika dan Ilmu Pengetahuan Alam: Universitas Negeri Surabaya.
- Sylviana Dewi, Metta. 2015. *PEMANFAATAN ARANG KULIT PISANG RAJA TERAKTIVASI H₂SO₄ UNTUK MENURUNKAN KADAR ION Pb²⁺ DALAM LARUTAN* . Jurusan Kimia Fakultas Matematika dan Ilmu Pengetahuan Alam: Universitas Negeri Semarang.
- Tuhuloula, Abubakar, dkk., 2013. *KARAKTERISASI PEKTIN DENGAN MEMANFAATKAN LIMBAH KULIT PISANG MENGGUNAKAN METODE EKSTRAKSI*. Program Studi Teknik Kimia, Fakultas Teknik: Universitas Lambung Mangkurat.
- Wardani, Sari, dkk. 2017. *Pemanfaatan limbah kulit pisang kepok (musa acuminata L) sebagai karbon aktif yang teraktivasi H₂SO₄*. Program Studi Peternakan, Fakultas Pertanian: Universitas Abulyatama, Program Studi Teknik Lingkungan, Fakultas Teknik: Universitas Serambi Mekk

PERANCANGAN ECONOMIZER THERMAL OIL PADA SIKLUS ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC) 1,5 KW YANG MEMANFAATKAN PANAS HASIL PIROLISIS

Noor Zahran Kamarullah¹, Rudi Hermawan¹, Rovida Camalia H¹, I Gede Eka Lesmana¹, Eko Prasetyo¹, D.L Zariatini^{1,*}

¹Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Pancasila

ABSTRAK. ORC merupakan siklus pembangkit listrik yang memiliki prinsip kerja mirip dengan siklus daya uap Rankine. Pada siklus ORC menggunakan fluida kerja organik, sedangkan pada siklus Rankine menggunakan fluida kerja air. Pada ORC memungkinkan menggunakan sumber panas bersuhu rendah tidak seperti siklus Rankine yang membutuhkan temperatur yang lebih tinggi dikarenakan titik didih fluida organik lebih rendah dari pada fluida air. Pada penelitian ini pembangkit listrik ORC menggunakan sumber panas yang berasal dari hasil pembakaran pirolisis. Panas yang dihasilkan dari proses pirolisis dimanfaatkan untuk memanaskan fluida siklus thermal oil ORC. Penggunaan heat exchanger pada siklus thermal oil untuk Organic Rankine Cycle (ORC) bertujuan untuk memanaskan oli yang akan digunakan sebagai pemanas fluida kerja refrigerant pada siklus ORC. Dalam perancangan dipilih heat exchanger jenis shell and tube tipe AES dengan konstruksi 1 pass aliran untuk digunakan pada siklus thermal oil sebagai sumber panas untuk memanaskan fluida kerja ORC dari temperatur 90°C menjadi 100°C. Metodologi perancangan yang digunakan yaitu dengan perhitungan teoritis serta menggunakan prinsip-prinsip perpindahan panas dan pendekatan LMTD. Setelah itu melakukan simulasi desain menggunakan software HTRI agar hasil yang didapatkan optimal sesuai kebutuhan.

Dari hasil perancangan didapatkan nilai kalor ($q_h = q_c$) sebesar 5490 W dengan temperatur gas sebesar 300° C pada tekanan 1 atm, koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) sebesar 18,92 W/m² K, luas perpindahan panas (A) sebesar 1,86 m² dengan tube berjumlah 31 dan Efektifitas APK (e) sebesar 0,41 atau 41 %.

Kata kunci — Pirolisis, *Heat Exchanger*, HTRI *Xchanger Suite*, *Organic Rankine Cycle*

PENDAHULUAN

Sampah plastik menjadi salah satu persoalan yang dihadapi masyarakat Indonesia.. Sulit terurainya sampah plastik dikarenakan plastik tersusun atas polimer hidrokarbon dengan ikatan rantai yang sulit terurai oleh alam baik secara kimia, fisika, dan biologi. Semakin menggunungnya sampah plastik membuat pencemaran lingkungan yang serius. Oleh karena itu perlu adanya pemanfaatan sampah plastik agar tidak mencemari lingkungan. Salah satu pemanfaatan sampah plastik adalah menggunakan proses pirolisis. Gas hasil pembakaran pirolisis cukup tinggi dapat dimanfaatkan panasnya agar tidak mencemari lingkungan [1].

Panas hasil pirolisis tersebut dimanfaatkan untuk memanaskan fluida kerja Refrigerant (R-134 a) pada siklus ORC (Organic Rankine Cycle). ORC merupakan siklus pembangkit listrik yang mempunyai prinsip kerja mirip dengan siklus daya uap Rankine. Pada siklus ORC memungkinkan memanfaatkan sumber energi dengan temperatur rendah sekitar (100 – 500° C). Perbedaan dari siklus ORC dengan Rankine adalah fluida kerja serta kondisi operasinya. Pada siklus ORC menggunakan fluida kerja organik, sedangkan pada siklus Rankine menggunakan fluida kerja air. Pada ORC memungkinkan menggunakan sumber panas bersuhu rendah tidak seperti siklus Rankine yang membutuhkan temperature yang lebih tinggi dikarenakan titik didih fluida organik lebih rendah dari pada fluida air [2].

Pemanfaatan panas hasil pembakaran dari pirolisis untuk memanaskan fluida kerja ORC tidak dapat langsung, melainkan dengan memanfaatkannya sebagai pemanas oli pada suatu sistem thermal oil sebelum digunakan untuk memanaskan fluida kerja ORC agar panas yang didapatkan lebih stabil [2].

Thermal oil atau thermal fluid digunakan untuk membawa energi pada aplikasi pemanasan, industri processing dan juga pendinginan mesin-mesin industri. Thermal oil paling sesuai digunakan pada aplikasi bersuhu tinggi di mana kondisi operasi paling optimal berada di antara 150°C sampai 350°C. Pada suhu ini,

pemanasan dengan menggunakan thermal oil akan memiliki efisiensi paling tinggi jika dibandingkan dengan metode pemanasan lain seperti menggunakan steam (uap), atau elektrik [10].

Panas yang dilepaskan dari pembakaran pirolisis digunakan untuk memanaskan oli melalui alat penukar kalor. Oli yang sudah dipanaskan tersebut digunakan sebagai sumber pemanas fluida kerja ORC. Fluida ORC bekerja dengan cara dipompa melewati evaporator dimana fluida ORC dipanaskan oleh oli dari siklus thermal oil untuk menghasilkan uap fluida yang digunakan untuk menggerakkan turbin kemudian menggerakkan generator sehingga menghasilkan energi listrik [2].

Salah satu alat yang digunakan untuk memanaskan oli pada siklus thermal oil untuk memanaskan fluida kerja ORC adalah economizer. APK ini memiliki peranan penting pada siklus ORC. Karena kegagalan dalam operasi APK dapat menyebabkan berhentinya operasi siklus ORC. Maka dari itu APK diharapkan memiliki kinerja yang baik agar dapat diperoleh hasil yang maksimal serta dapat menunjang penuh terhadap operasi suatu sistem tersebut. Dalam merancang sebuah APK diperlukan metode yang efektif serta efisien untuk memecahkan masalah ini yaitu dengan suatu program komputasi perancangan APK HTRI (Heat Transfer Research Inc). Pada penelitian ini akan dilakukan perhitungan manual sebuah perancangan APK dan dibantu dengan menggunakan software HTRI.

Eko kiswoyo & Anwar Ilmar melakukan penelitian untuk merancang APK jenis shell and tube dan validasi desain menggunakan computational fluid dynamics (CFD) [3]. Jajat sudrajat melakukan analisis kinerja heat exchanger shell and tube pada sistem booster di integrated steel mill Krakatau [4]. Bizzy & Setiadi melakukan penelitian untuk merancang dimensi shell and tube dengan menggunakan metode analisis komputerisasi Heat Transfer Research Inc. (HTRI) dan metode analisis perhitungan manual [5].

A. Pirolisis

Pirolisis merupakan dekomposisi kimia melalui proses pemanasan tanpa adanya oksigen. Proses pirolisis terjadi di dalam sebuah reaktor hampa udara pada temperatur hingga 800° C. Sampah plastik melalui proses pirolisis dapat diubah menjadi *feedstock* petrokimia seperti nafta, *liquid* dan *wax* seperti hidrokarbon dan gas serta minyak dasar untuk pelumas. Biomassa terdiri dari rantai polimer panjang *selulosa*, *lignin*, *hemiselulosa*, *pektin* dan lainnya. Molekul bahan yang lebih besar mulai terurai untuk menghasilkan molekul yang lebih kecil dilepaskan dari aliran proses sebagai gas, uap yang dapat di kondensasikan (tar dan minyak) dan arang padat selama proses pirolisis. Proporsi setiap produk akhir tergantung pada suhu, waktu, laju pemanasan, tekanan dan desain serta konfigurasi reaktor. Kadar air biomassa sangat berpengaruh dalam proses pirolisis. Kadar air dari bahan baku harus sekitar 10% selama proses pirolisis berlangsung [6].

B. Organik Rankine Cycle

ORC merupakan siklus pembangkit listrik yang memiliki prinsip kerja mirip dengan siklus daya uap Rankine. Pada siklus ORC memungkinkan memanfaatkan sumber energi dengan temperatur rendah sekitar (100 – 500° C). Perbedaan dari siklus ORC dengan Rankine adalah fluida kerja serta kondisi operasinya. Pada siklus ORC menggunakan fluida kerja organik, sedangkan pada siklus Rankine menggunakan fluida kerja air [2].

Pada ORC memungkinkan menggunakan sumber panas bersuhu rendah tidak seperti siklus Rankine yang membutuhkan temperature yang lebih tinggi dikarenakan titik didih fluida organik lebih rendah dari pada fluida air. Fluida kerja organik dalam ORC dapat menggunakan hidrokarbon, namun bahan anorganik seperti *silicon* dan *refrigerant* juga dapat digunakan [2].

C. Perpindahan Panas

Perpindahan kalor adalah ilmu yang mempelajari untuk memprediksi laju perpindahan energi yang berpindah antar benda atau material karena adanya perbedaan temperatur. Pada prinsipnya perpindahan kalor terjadi akibat adanya ketidakseimbangan (adanya perbedaan temperatur) termal. Dapat diidentifikasi perbedaan antara perpindahan kalor dan termodinamika yaitu : perpindahan kalor membahas bagaimana proses perpindahan kalor terjadi, besarnya laju perpindahan kalor yang terjadi, distribusi temperatur, waktu yang dibutuhkan dalam proses perpindahan kalor (pada kasus perpindahan kalor tidak stasioner) dan faktor yang berpengaruh pada proses perpindahan kalor. Mekanisme perpindahan kalor dapat dibedakan atas tiga jenis yaitu : konduksi, konveksi, dan radiasi [7].

D. Alat Penukar Kalor (APK)

Alat penukar kalor (APK) adalah alat yang berfungsi untuk memindahkan energi termal di antara dua fluida atau lebih yang mempunyai temperatur berbeda. APK pada umumnya digunakan untuk sistem pemanas atau pendingin, baik disertai perubahan fase fluida maupun tanpa disertai perubahan fase fluida yaitu pengembunan dan penguapan aliran fluida. Pada sebagian besar alat penukar kalor (APK) cairan dipisahkan oleh permukaan perpindahan panas dan idealnya antara dua cairan tersebut tidak bercampur. APK banyak digunakan dalam proses pembangkit listrik, pengolahan minyak bumi, alat transportasi, pendingin ruangan dan industri lainnya.[8].

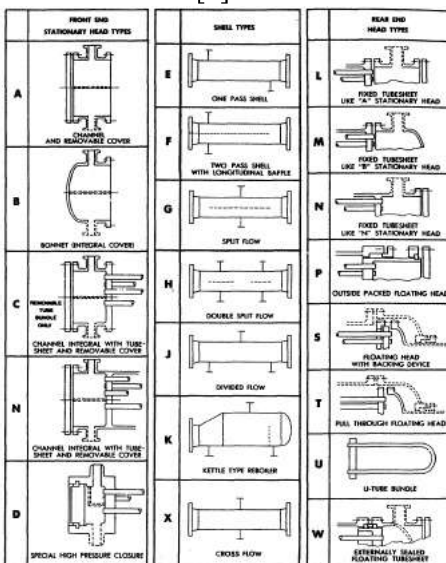
E. Shell and tube

APK ini terdiri dari selongsong dan pipa, dimana pipa – pipa yang tersusun melingkar berada di dalam selongsong. APK ini umumnya terdiri atas sekumpulan pipa-pipa bulat yang dimasukkan ke dalam selongsong bulat dengan sumbu pipa paralel terhadap sumbu selongsong. fluida satu mengalir didalam pipa, dan fluida lainnya mengalir di sekeliling pipa di dalam selongsong [9].

F. Standarisasi TEMA

Standar *Tubular Exchanger Manufactures Asociation* (TEMA) diikuti sebagian besar negara di dunia untuk mendesain *heat exchanger* jenis *tubular*. Standar ini digunakan untuk membantu para insinyur dan designer dalam menentukan, merancang dan mengaplikasikan *heat exchanger* jenis *shell and tube* dengan sistem penomoran.

Penomoran tersebut diberikan untuk jenis *front* dan *rear head* serta *shell* yang sudah di standarisasi. Di dalam standar TEMA, masing- masing bagian tersebut (kecuali *tube*) diberikan kode dengan menggunakan huruf. Huruf pertama adalah kode untuk *stationery head*, huruf kedua kode untuk *shell* dan huruf ketiga kode untuk *rear head* [8].



Gambar 1. Bagian APK *shell and tube* menurut standar TEMA [9].

G. Perhitungan shell and tube

Beberapa perhitungan yang digunakan dalam merancang APK shell and tube adalah sebagai berikut:

1. Perhitungan laju perpindahan panas

Dengan menggunakan prinsip keseimbangan energi maka panas yang diterima fluida dingin dan yang dilepas fluida panas tersebut dapat dihitung dengan persamaan:

$$q = \dot{m} \times c_p \times \Delta T \quad (1)$$

Dimana :

q = Laju perpindahan panas (W) (J/s)

\dot{m} = Laju aliran massa fluida panas (kg/s)

c_p = Panas spesifik fluida panas (kJ/kg.K)

ΔT = Perbedaan temperatur fluida (K)

Untuk menghitung laju perpindahan panas aktual menggunakan persamaan:

$$q = U \times A \times \Delta T_m \quad (2)$$

Dimana :

U = Koefisien perpindahan panas keseluruhan (W/m² K)

A = Luas perpindahan panas (m²)

ΔT_m = Perbedaan temperatur rata – rata logaritma / LMTD (K)

2. Perhitungan koefisien perpindahan panas menyeluruh

Perhitungan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan pada APK dengan menggunakan persamaan :

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}\right)} \quad (3)$$

Dimana :

U = Koefisien perpindahan panas keseluruhan (W/m² K)

$h_i = h_t$ = Koefisien perpindahan panas sisi *tube* (W/m² K)

$h_o = h_s$ = Koefisien perpindahan panas sisi *shell* (W/m² K)

3. Perhitungan Beda Temperatur Rata – rata Logaritma (LMTD)

Besarnya nilai LMTD dapat dihitung dengan rumus umum APK aliran sejajar/paralel, baik aliran searah (*co-current*) ataupun aliran berlawanan (*counter current*) sebagai berikut:

$$LMTD = \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (4)$$

Untuk aliran paralel :

$$\Delta T_1 = (t_{h,i} - t_{c,i}) = T_1 - t_1$$

$$\Delta T_2 = (t_{h,o} - t_{c,o}) = T_2 - t_2$$

Sehingga $\Delta T_m = F \times \text{LMTD}$

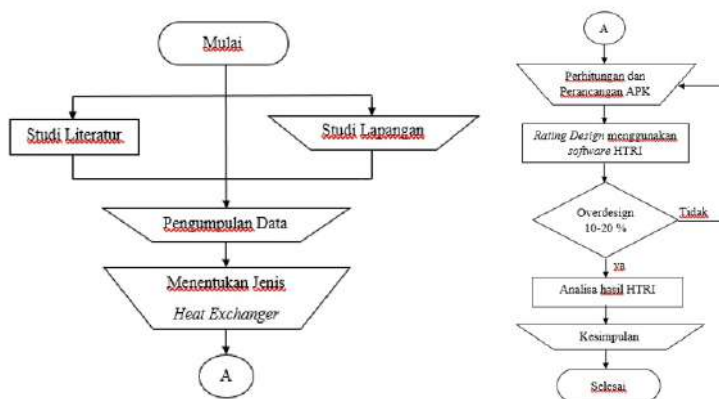
4. Menghitung *Effectiveness* APK (ϵ)

Effectiveness menunjukkan nilai keefektifan alat penukar kalor, dimana dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (5)$$

METODE PENELITIAN

Tahapan – tahapan proses penelitian mengikuti alur penelitian seperti diagram alir pada gambar 2 dibawah ini:



Gambar 2. Diagram alir penelitian

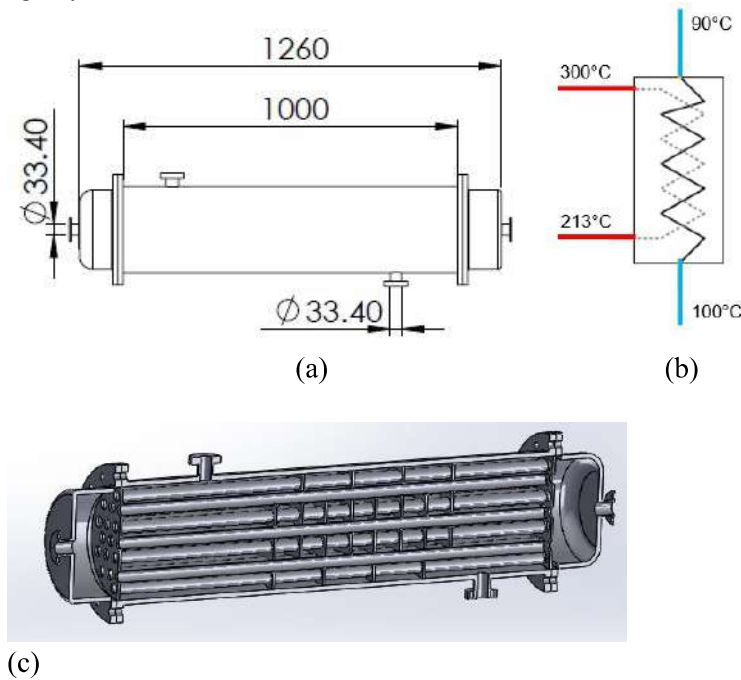
Dalam perancangan *heat exchanger* ini dilakukan dengan 4 tahap. Tahapan awal adalah melakukan studi literatur mengenai perancangan desain *heat exchanger* yang berasal dari buku, jurnal maupun penelitian terdahulu.

Tahap kedua adalah pengumpulan data dengan menentukan parameter data dalam perancangan. Data tersebut didapatkan dari tungku pirolisis dan sistem ORC yang akan dirancang. Fluida yang akan digunakan pada *heat exchanger* ini adalah fluida panas (udara), dan fluida dingin (oli). Diketahui data awal adalah temperatur oli masuk dan keluar sebesar 90°C dan 100°C dengan laju aliran massa fluida (sebesar 0,25 kg/s. Data yang kedua adalah temperatur udara masuk sebesar 300°C dengan laju aliran massa fluida (sebesar 0,06 kg/s.

Tahap ketiga adalah menentukan jenis *heat exchanger* yang akan digunakan serta perhitungan teoritis dan *rating* desain menggunakan *software* HTRI. Setelah menghitung parameter – parameter yang dibutuhkan dalam perancangan, selanjutnya menganalisa hasil rancangan desain APK menggunakan *software* HTRI dengan memasukkan parameter yang ada.

Tahap keempat adalah analisa perbandingan hasil perhitungan teoritis dan output summary dari *software* HTRI. Setelah melakukan input pada HTRI kemudian data akan di-run. *Software* HTRI akan menganalisa data-data yang dimasukkan, kemudian akan mengeluarkan *output* berupa *summary report*. Pada *report* tersebut kita dapat mengetahui suatu desain baik atau tidak dari performa alat

penukar kalor, kecepatan fluida yang masuk dan keluar alat penukar kalor, *pressure drop*, *overdesign* dan sebagainya.



Gambar 3. Gambar desain *economizer*: (a) sketsa *drawing economizer*; (b) *skema economizer*; (c) Gambar 3D *economizer*

HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Data perancangan *economizer*

Pada perancangan *economizer* parameter data didapatkan dari *siklus thermal oil* yang meliputi temperatur fluida panas maupun fluida dingin (uap dan oli) *economizer*, laju aliran massa. Fluida oil ini dipanaskan bertujuan agar dapat memanaskan fluida *Refrigerant R-134* pada siklus ORC. Adapun data parameter alat penukar kalor yang telah ditetapkan adalah sebagai berikut :

Tabel 1. Parameter fluida pada APK

Parameter		<i>Shell</i>	<i>Tube</i>
Temperatur masuk	(K)	363	573
Temperatur Keluar	(K)	373	486
\dot{m} (mass flow rate)	(kg/s)	0,25	0,06
D (diameter)	(m)	0,0254	0,257

Analisa perbandingan perhitungan teoritis dengan hasil HTRI

Tabel 2. Perbandingan perhitungan manual dan HTRI

Parameter	Perhitungan Manual	Perhitungan HTRI
Laju perpindahan panas (q)	5490 W	5300 W
LMTD	156,95 C	157,5 C

Koefisien perpindahan kalor (U)	18,92 W/m ² K	19,43 W/m ² K
Koefisien perpindahan panas pada shell (h_s)	134,07 W/m ² K	122,36 W/m ² .K
Koefisien perpindahan panas pada tube (h_t)	22,03 W/m ² .K	25,92 W/m ² .K
Area luas perpindahan panas (A)	1,86 m ²	2,04 m ²

HTRI		Output Summary		Page 1	
Released to the following HTRI Member Company: admin admin					
Xist E Ver. 6.00 26-Jul-19 13:21 SN: Vals100+				SI Units	
Design - Horizontal Cocurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles					
No Data Check Messages.					
See Runtime Message Report for Warning Messages.					
Process Conditions		Cold Shellside	Hot Tubeside		
Fluid name		oil	CO2		
Flow rate (kg/s)		0.2500	0.0600		
Inlet/Outlet Y (Wt. frac vap.)	0.000	0.000	1.000	1.000	
Inlet/Outlet T (Deg C)	90.00	100.00	300.00	213.98	
Inlet P/Avg (kPa)	100.001	99.719	100.001	95.466	
dP/Allow (kPa)	0.564	0.000	0.070	0.000	
Fouling (m ² -K/W)		0.000200	0.000300		
Exchanger Performance					
Shell h (W/m ² -K)	122.36	Actual U (W/m ² -K)	19.43		
Tube h (W/m ² -K)	25.92	Required U (W/m ² -K)	16.46		
Hot regime (-)	Sens. Gas	Duty (MegaWatts)	0.0053		
Cold regime (-)	Sens. Liquid	Area (m ²)	2.042		
EMTD (Deg C)	167.5	Overdesign (%)	17.98		
Shell Geometry		Baffle Geometry			
TEMA type (-)	AES	Baffle type (-)	Single-Seg.		
Shell ID (mm)	257.455	Baffle cut (Pct Dia.)	25.32		
Series (-)	1	Baffle orientation (-)	Perpend.		
Parallel (-)	1	Central spacing (mm)	57.140		
Orientation (deg)	0.00	Crosspasses (-)	8		
Tube Geometry		Nozzles			
Tube type (-)	Plain	Shell inlet (mm)	26.645		
Tube OD (mm)	25.400	Shell outlet (mm)	26.645		
Length (m)	1.000	Inlet height (mm)	25.355		
Pitch ratio (-)	1.3740	Outlet height (mm)	25.355		
Layout (deg)	30	Tube inlet (mm)	26.645		
Tube count (-)	27	Tube outlet (mm)	26.645		
Tube Pass (-)	1				
Thermal Resistance, %		Velocities, m/s		Flow Fractions	
Shell	15.88	Shellside	5.555e-2	A	0.010
Tube	83.08	Tubeside	6.75	B	0.477
Fouling	1.03	Crossflow	5.556e-2	C	0.246
Metal	0.01	Window	3.252e-2	E	0.268
				F	0.000

Gambar 4. Hasil rating software HTRI



Gambar 5. Diagram perbandingan nilai U perhitungan teoritis dan software HTRI

Koefisien perpindahan panas keseluruhan merupakan parameter dalam menilai kinerja APK. Nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) hasil perhitungan manual sebesar $18,92 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ dan hasil HTRI sebesar $19,43 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Terdapat perbedaan sebesar $0,51 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Perbedaan ini kecil sekali mungkin bisa terjadi karena faktor nilai angka desimal setiap data parameter yang dimasukkan ke *software* HTRI adalah pembulatan. Peningkatan faktor pengotoran mengakibatkan menurunnya koefisien perpindahan panasnya.



Gambar 6. Diagram perbandingan nilai q perhitungan teoritis dan *software* HTRI

Perbedaan laju perpindahan panas (q) hasil perhitungan manual yaitu 5490 W dan hasil HTRI yaitu 5300 W , perbedaan ini bisa terjadi karena masukan data perhitungan manual ke *software* HTRI menggunakan nilai karakteristik fluida rata – rata , sedangkan *software* HTRI menggunakan nilai karakteristik fluida setiap kenaikan atau penurunan temperatur di fluida dingin ataupun panas.

KESIMPULAN

Hasil perhitungan manual (secara teoritis) diperoleh nilai laju perpindahan kalor (q) sebesar 5490 W , nilai koefisien kalor menyeluruh (U) sebesar $18,92 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, dan luas area perpindahan panas sebesar $1,86 \text{ m}^2$. Hasil dari perhitungan HTRI tidak jauh berbeda dengan perhitungan manual, hasil dari perhitungan teoritis didapatkan nilai $U = 18,92 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, Luas area perpindahan panas (A) = $1,86 \text{ m}^2$, dan laju perpindahan panas (q) 5490 W . Sedangkan dari *software* HTRI didapatkan nilai $U = 19,19 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, luas area perpindahan panas (A) = $2,02 \text{ m}^2$ dan laju perpindahan panas (q) = 5300 W . Perbedaan ini dapat terjadi karena masukan data perhitungan manual ke *software* HTRI menggunakan nilai karakteristik fluida rata – rata , sedangkan *software* HTRI menggunakan nilai karakteristik fluida setiap kenaikan atau penurunan temperatur di fluida dingin ataupun panas.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis ucapkan terima kasih kepada Bapak Ir. Rudi Hermawan, M.M., M.T. dan Ibu Rovida Camalia H, S.T., M.T. selaku dosen pembimbing penulis yang dengan penuh kesabaran dan perhatian meluangkan waktunya untuk memberikan arahan dan nasehat kepada penulis. Serta dukungan dari kedua orang tua penulis yang selalu memberikan doa serta dukungan yang tiada henti. Dan juga tidak lupa dukungan dari Rekan-rekan Program Studi Teknik Mesin Universitas Pancasila: Rendy Redifan, Sabda Mochammad, Fauzi Maulana, Yulianto, Abimanyu, Husen Subagya dan Nabhan Hero Pradana.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Q. Rachmawati and W. Herumurti, "Pengolahan Sampah secara Pirolisis dengan Variasi Rasio Komposisi Sampah dan Jenis Plastik," *J. Tek. ITS*, vol. 4, no. 1, pp. 27–29, 2015.
- [2] E. Ghasemian and M. A. Ehyaei, "Evaluation and optimization of organic Rankine cycle (ORC) with algorithms NSGA-II, MOPSO, and MOEA for eight coolant fluids," *Int. J. Energy Environ. Eng.*, vol. 9, no. 1, pp. 39–57, 2018.
- [3] E. dan A. I. R. Kiswoyo, "Perancangan Dan Validasi Desain Alat Penukar Kalor Tipe Shell and Tube

- Menggunakan Computational Fluid Dynamics,” *Din. J. Ilm. Tek. Mesin Vol. 8, No. 2, Mei 2017*, vol. 8, no. 2, pp. 39–46, 2017.
- [4] J. Sudrajat, “Analisis Kinerja Heat Exchanger Shell & Tube Pada Sistem Cog Booster Di Integrated Steel Mill Krakatau,” *J. Tek. Mesin*, vol. 6, no. 3, p. 174, 2017.
- [5] R. S. I. Bizzy, “Studi Perhitungan Alat Penukar Kalor Tipe Shell and Tube Dengan Program Heat Transfer Research Inc. (HTRI),” *J. Rekayasa Mesin Univ. Sriwij.*, vol. 13, no. 1, pp. 67–76, 2013.
- [6] C. Z. Zaman *et al.*, “Pyrolysis: A Sustainable Way to Generate Energy from Waste,” *Pyrolysis*, no. July, 2017.
- [7] W. Paryatmo, *Perpindahan Kalor Dan Massa Teori Dasar Dan Aplikasi*. Jakarta: Engineering Clinics FTUP, 2011.
- [8] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook Second Edition*, Second Edi. Taylor & Francis Group, 2013.
- [9] N. Putra, *Alat Penukar Kalor*. Jakarta: Departemen Teknik Mesin Universitas Indonesia, 2011.
- [10] CV. Alpha Omega, 2016. Thermal Oil Guide. [Online] Available at : <http://www.cv-ao.com/id/articles.html> [Diakses 10 Agustus 2019]

PEMANFAATAN ENERGI ANGIN SEBAGAI SUMBER ENERGI PENERANGAN JALAN

Hendri Sukma¹, Muhamad Aditya Setiawan Aziz²

¹ Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

² Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin D3, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK

Turbin angin merupakan pembangkit listrik sederhana yang bisa digunakan sebagai pengganti cahaya matahari maupun air yang mudah didapat.” Turbin angin vertikal memanfaatkan angin kendaraan yang melintas” sangat jarang digunakan padahal sumber tenaga angin yang mudah didapat ditambah kendaraan di Indonesia sendiri sangat ramai melintas di jalan raya. Kendaraan melintas di malam hari sangat membutuhkan pencahayaan untuk meminimalisir kecelakaan yang diakibatkan oleh pandangan yang tidak terlalu terlihat karena malam hari. Oleh karena itu pengendara membutuhkan lampu penerangan di jalan sebagai bantuan yang harus ada selama diperjalanan. Listrik yang dihasilkan dari “turbin angin vertikal memanfaatkan kendaraan angin yang melintas” akan digunakan sebagai bahan baku listrik sebagai aliran listrik pada lampu penerangan jalan dimana sangat dibutuhkan oleh pengguna jalan ketika malam hari oleh sebab itu alat ini dirancang agar dapat berguna sebagai sumber listrik untuk penerangan tersebut. Tujuan dari alat ini sebagai salah satu alternatif energi selain energi cahaya matahari atau solar sel sebagai sumber Listrik yang dapat digunakan sebagai sumber Penerangan Lampu Jalan. Banyaknya kendaraan yang melintas di malam hari sangat membutuhkan cahaya penerangan jalan, Alat ini mampu menjadi sumber cadangan energi sebagai sumber energi listrik untuk penerangan jalan. Kata kunci : Energi Angin, Energi listrik, Turbin Angin Vertikal

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Angin sebagai sumber energi yang mudah didapatkan merupakan sumber energi yang terbarukan. Indonesia berada di daerah iklim tropis yang dilewati angin muson pada tiap musim. Indonesia salah satu negara yang potensi energi angin besar yaitu sekitar 9,3 GW dan total kapasitas yang baru terpasang saat ini sekitar 0,5 MW [1]

Salah satu pemanfaatan energi angin adalah dengan menggunakan turbin angin sebagai komponen utama. Turbin angin berfungsi mengubah energi kinetik angin menjadi energi listrik dengan bantuan Motor DC ataupun generator. turbin angin sumbu horizontal, Angin dari segala arah dapat dimanfaatkan dengan menggunakan Turbin angin sumbu vertikal tanpa harus mengarahkan ke arah angin yang paling cepat, tetapi turbin angin ini dapat menerima angin dari segala arah.[2]

Kincir angin pertama kali digunakan untuk menjadi salah satu penghasil listrik yang dibangun oleh P. La Cour dari Denmark di akhir abad ke-19. Setelah perang dunia I, Percobaan pembuatan kincir angin sudut kembar dilakukan di Amerika Serikat tahun 1940, dengan ukuran besar yang disebut mesin Smith-Putman,

karena dirancang oleh Palmer Putman, Memiliki kapasitasnya 1,25 MW yang pembuatannya dikepalai oleh Morgen Smith Company dari York Pennsylvania. Diameter propelernya memiliki ukuran 175ft (55m) dengan beratnya hingga 16 ton dan menaranya setinggi 100 ft (34m). [2]

Bertujuan dengan memanfaatkan energi angin yang ada didataran rendah bahkan energi angin di jalan raya alat ini dapat memanfaatkan energi tersebut dengan maksimal sehingga pada malam hari energi listrik yang digunakan berupa energi yang tersimpan dari hasil turbin angin bekerja seharian bahkan pada saat malam hari alat ini tetap dapat bekerja dengan angin malam hari dan juga angin kendaraan yang masih melintas.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan Latar belakang yang telah dijelaskan maka menghasilkan suatu rumusan masalah yaitu :

1. Menentukan Konstruksi yang tepat sesuai dengan mekanisme yang diinginkan?
2. Melakukan *Design* dari tahap konstruksi Turbin Angin Vertikal Dengan Memanfaatkan Angin dari Kendaraan yang Melintas?
3. Kecepatan angin untuk dapat memutar Baling-baling?
4. Bagaimana cara kerja Turbin Angin Vertikal Dengan Memanfaatkan Angin dari Kendaraan yang Melintas?
5. Bagaimana analisa yang dilakukan pada Turbin Angin Vertikal Dengan Memanfaatkan Angin dari Kendaraan yang Melintas?

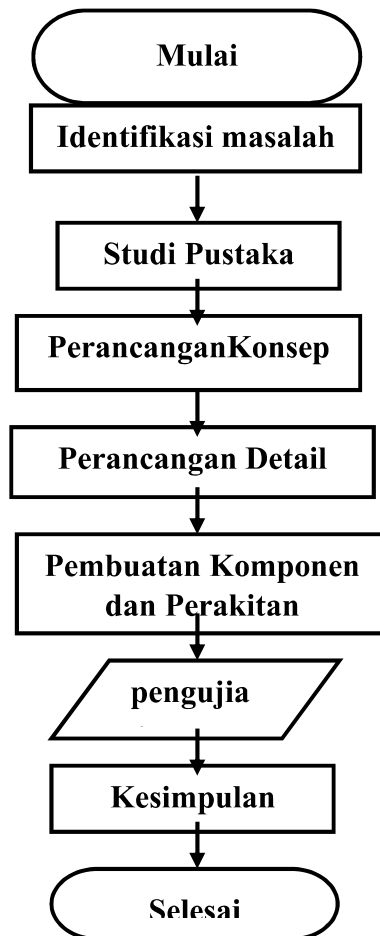
1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian Turbin Angin Vertikal Dengan Memanfaatkan Angin dari Kendaraan yang Melintas ialah :

1. Konstruksi yang sesuai dengan apa yang diinginkan dan sesuai dengan alat yang akan dibuat
2. Perancangan Alat menggunakan software solidworks
3. mengetahui kecepatan angin di jalan raya bogor dan kecepatan angin yang dapat memutar baling-baling
4. sistematika Turbin Angin Vertikal Dengan Memanfaatkan Angin dari Kendaraan yang Melintas dari mulai kincir bergerak hingga menghasilkan listrik
5. Analisa turbin angin dari mulai ukuran baling-baling, kecepatan angin, putaran poros

1.4 Cakupan Penelitian

1. Konstruksi menggunakan rangka yang tahan terhadap dorongan angin
2. Software solidworks yang digunakan untuk proses Penggambaran
3. Kecepatan angin untuk memutar baling – baling
4. transmisi yang paling ringan

METODE PENELITIAN

Tahap Penelitian :

1. Pengecekan Lokasi

- Untuk angin di Jalan raya bogor kecepatan anginnya 3 – 8 m/s, di Jalan Djuanda 4 – 6 m/s, dan Under Pass Pasar Minggu 4 – 8 m/s
- Untuk Sparator Jalan di jalan raya bogor selebar 60cm, di Jalan Djuanda 100cm, dan Under Pass Pasar Minggu 100cm

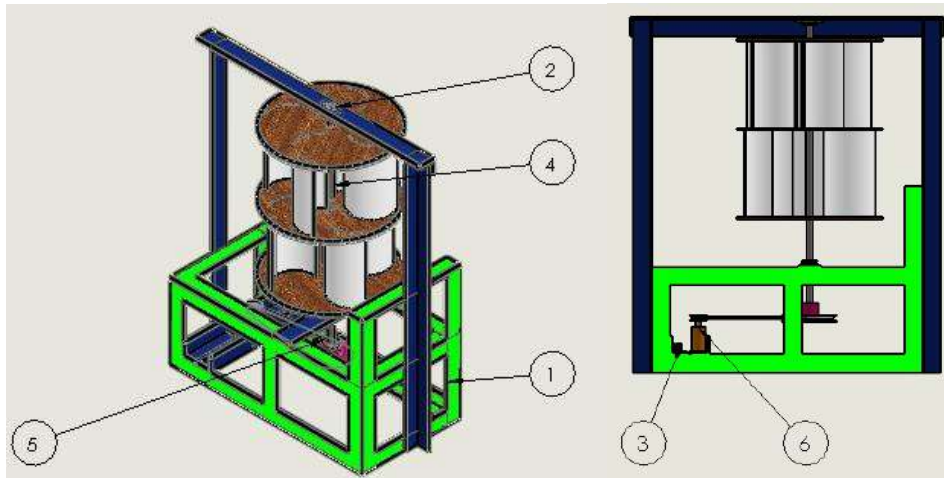
2. Pembuatan Quesioner.

Quesioner dibuat untuk mengetahui saran dari para mahasiswa dan warga disekitar pengguna jalan yang memerlukan penerangan jalan, quesioner disebarakan kepada 30 orang responden dan mendapatkan hasil rata – rata varian yang dipilih tersebut ialah varian 3

3. Spesifikasi

- Poros menggunakan bahan alloy steel dengan diameter 12mm
- Untuk penyangga digunakan bahan Triplek agar penyangga ringan dan tidak menghambat laju angin untuk memutar baling – baling
- Sudu baling – baling menggunakan bahan pvc

- Rangka menggunakan besi siku dengan berukuran 40×40×4mm dengan menggunakan bahan ASTM A36 Steel



Gambar 1
terpilih Turbin angin vertikal

Varian

Keterangan :

1. Rangka
2. Motor DC
3. Baling – baling tipe Savonius
4. Transmisi Puli dan Belt
5. Modul XI6009
6. Rumah bearing + bearing

4. Perhitungan

- Energi Kinetik Angin $E = \frac{1}{2} \times m \times v^2$

- Daya yang dihasilkan $p = k.A.v^3$

- Luasan Pada Turbin $A = \frac{2p}{\rho v^3}$

- Dimensi Turbin $A = 4 \frac{1}{2} \pi D \times L$

- Diameter Poros $d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} K_t \times C_b \times T \right]^{1/3}$

- Panjang Sabuk $C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(Dp - dp)^2}}{8}$

- Waktu pengisian batere $MAh = MA \times h$

- Waktu penggunaan batere $h = \frac{Wh}{W}$

3. Hasil Penelitian

Data Perencanaan

Berdasarkan hasil dari penelitian dilapangan bahwa

- Lebar sparator jalan : 50cm
- Kecepatan Angin : 3 – 8 m/s

3.1 Energi angin

- Energi Kinetik angin :

$$E = \frac{1}{2} \times m \times v^2$$

$$E = 15 \text{ joule}$$

Dengan :

E : Energi (joule)

M : Masa udara (kg)

v : Kecepatan angin (m/s)

- Kecepatan angin

$$v = 5 \text{ m/s}$$

$$v = 5 \times 3,6 \text{ km/h} = 18 \text{ km/h}$$

- Daya yang dihasilkan

Ket : $A = \text{Luas (m}^2\text{)}$

v = kecepatan angin (m/s)

P = Daya (kW)

k = Konstanta rumus ($1,37 \times 10^{-5}$)

$$p = k \cdot A \cdot v^3$$

$$p = 0,000137 \times 0,31m \times 5832 = 0,023kW$$

- Luasan pada turbin

Diketahui :

$$p = \text{Daya} = 23 \text{ watt}$$

$$\rho = \text{masa jenis} = 1,12 \text{ kg/m}^3$$

v = Kecepatan angin = 5 m/s

A = area

$$A = \frac{2p}{\rho v^3}$$

$$A = 0,31 \text{ m}^2$$

$$L = \frac{0,31}{4} = 0,0775m$$

- Dimensi Turbin

Diketahui tinggi sudu = 0,17m

$$D = \frac{2 \times 0,31}{4 \times 3,14 \times 0,17}$$

$$D = 0,29m$$

3.2 Poros

-

- Daya Rencana (Pd)

$$Pd = fc \times P$$

Ket : $fc = 2,0$ dipilih karena daya rata-rata diperlukan

$$P = 23 \text{ Watt}$$

$$n = 100 \text{ rpm}$$

$$= 2,0 \times 0,023 \text{ kW}$$

$$= 0,046 \text{ kW}$$

- Torsi (T)

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{Pd}{n1}$$

$$= 448,08 \text{ kg/mm}$$

- Tegangan Geser yang diizinkan

$$\tau_a = \frac{\sigma}{(sf1 \times sf2)} = \frac{48}{(5,6 \times 2,0)} = 4,3 \text{ kg/mm}^2$$

Ket : $sf1 = 5,6$ karena bahan SF

$sf2 = 2,0$ dikarenakan poros memiliki alur pasak

- Diameter poros

$$ds = \left[\frac{5,1}{\tau_a} Kt \times Cb \times T \right]^{1/3}$$

$$= 12,58 \text{ mm}$$

$$= 13 \text{ mm}$$

Ket : $Kt = 2,0$ karena diperkirakan terjadi tumbukan

$Cb = 1,5$ karena diperkirakan terjadi pemakaian dengan beban lentur

3.3 Pulley

$$P = 23 \text{ Watt}$$

$$n \text{ penggerak} = 40 \text{ rpm}$$

$$n \text{ generator} = 100 \text{ rpm}$$

$$i = 0,4$$

$$Pd = Fc \times p$$

$$Pd = 0,046 \text{ kW}$$

Berdasarkan rpm dan daya rencana, maka terpilihlah penampang sabuk – V tipe A

$$Dp = 95 \text{ mm}$$

$$dp = 95 \times 0,4$$

$$dp = 38 \text{ mm}$$

$$dk = dp + (2 \times k)$$

$$dk = 47 \text{ mm}$$

$$Dk = Dp + (2 \times k)$$

$$Dk = 114 \text{ mm}$$

- Kecepatan

$$v = \frac{\pi \times dp \times n1}{60 \times 1.000}$$

$$v = 0,199 \text{ m/s}$$

$$0,199 \text{ m/s} < 30 \text{ m/s} = \text{baik}$$

$$L = 2c + \frac{\pi}{2} (dp + Dp) + \frac{1}{4c} (Dp - dp)^2$$

$$L = 514 \text{ mm}$$

Didapatkan nomer nominal sabuk V= 20 inch dengan L=508mm

- Jarak Sumbu poros

$$b = 2 \cdot L - \pi(Dp + dp)$$

$$b = 598,4 \text{ mm}$$

$$c = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(Dp - dp)^2}}{8}$$

$$c = 146,8$$

3.4 Kelistrikan

Waktu pengisian batere

Keterangan :

Kapasitas Batere (MAh) = 5000 MAh (5Ah)

Kapasitas Charger (MA) = output charger (0,85MA)

Waktu pengisian (h)

$$MAh = MA \times h$$

$$h = \frac{5000}{0,85}$$

$$5000 MAh = 5Ah$$

$$h = \frac{5}{0,85}$$

$h = 5,9 \text{ jam}$ waktu pengisian yang dibutuhkan

- Lama Pemakaian Batere

Kapasitas Batere = 5000MAh

Sumber daya Batere = $5Ah \times 5V = 25 \text{ Watt-hours}$

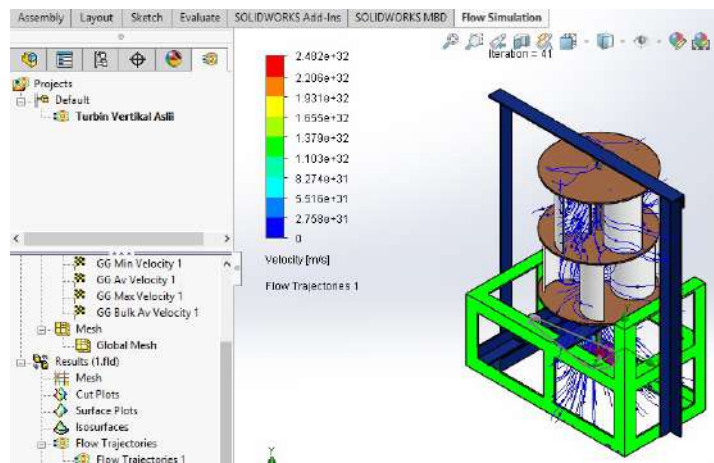
Pengeluaran 5 Watt

$$h = \frac{Wh}{W}$$

$h = 5 \text{ jam}$ batere dapat bertahan

3.5 Analisa Kecepatan angin

Selanjutnya menganalisa kecepatan angin menggunakan software solidworks dengan menggunakan kecepatan angin 5m/s dan kecepatan poros yang diinginkan 100 rad/s



Gambar 2

Analisa Konsep Varian

Keterangan Gambar diatas garis biru tersebut merupakan arah angin yang terjadi pada Turbin Angin Vertikal

Hasil dari analisa tersebut didapatkan angka 2,75 – 5,51m/s

Dapat diakumulasikan dalam kecepatan rpm sebagai berikut

$$Speed \text{ rpm} = \frac{60.000 \times speed \text{ rpm}}{\pi \times diameter}$$

$$\text{Speed rpm} = \frac{60.000 \times 4^m/s}{3,14 \times 290mm}$$

$$\text{Speed rpm} = \frac{60.000 \times 4^m/s}{3,14 \times 290mm}$$

$$\text{Speed rpm} = 249,7rpm$$

Apabila pada saat pengujian terjadi pada kecepatan angin 5m/s dan kecepatan poros ialah 100rad/s maka akan menghasilkan Rpm sebesar 249,7rpm.

KESIMPULAN

Kesimpulan yang dapat di ambil dari “Turbin Angin Vertikal Memanfaatkan angin Kendaraan yang Melintas” ini adalah sebagai berikut:

1. Turbin Angin Vertikal Memanfaatkan angin Kendaraan yang Melintas merupakan salah satu pemanfaatan sumber energi yang ada dialam berupa angin untuk digunakan sebagai penghasil listrik
2. Ketinggian turbin disesuaikan dengan ketinggian kendaraan yaitu sekitar 50 cm – 100 cm dengan lebar 35 cm tidak melebihi sparator jalan, Penggunaan bahan sangat perlu diperhatikan untuk mendapatkan hasil yang maksimal sehingga sudu dapat berputar dan rangka tidak terbawa angin
3. Kecepatan angin yang didapat memiliki rata – rata kecepatan 3 – 8 m/s
4. Dengan mekanisme Sudu berputar menggerakkan transmisi yang digunakan untuk menggerakkan Generator untuk menghasilkan listrik dinaikan daya menggunakan modul XL yang selanjutnya kan disimpan didalam batere dan Listrik dapat digunakan untuk menyalakan lampu
5. Untuk menghasilkan listrik yang diperlukan untuk menyalakan lampu diperlukan putaran angin yang cukup sekitar 200rpm lebih dengan komponen kincir ringan.

DAFTAR PUSTAKA

1. M. Najib Habibie, D. (2011). Kajian Potensi Energi Angin Di Wilayah Sulawesi Dan Maluku. *Jakarta, Puslitbang BMKG, 12(2)*, 181–187.
2. Nuarsa, M., Teknik, J., Fakultas, M., & Universitas, T. (2013). *Terhadap Unjuk Kerja Turbin Angin Poros Horizontl. 3(1)*, 50–59.
3. Saputra, M. (2016). Kajian Literatur Sudu Turbin Angin Untuk Skala Kecepatan Angin Rendah. *Dosen Teknik Mesin - Universitas Teuku Umar - Meulaboh, 2(1)*, 74–83.
4. K. Sularso dan suga, *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta: Pradnya Paramita, 2013.
5. Kusbiantoro, A., Soenoko, R., & Sutikno, D. (2013). Pengaruh panjang lengkung sudu terhadap unjuk kerja turbin angin poros vertikal savonius. universitas brawijaya

ANALISIS DAN SIMULASI PENYALURAN GAS PADA JARINGAN PIPA GAS TRANSMISI *SOUTH SUMATERA WEST JAVA* (SSWJ) UNTUK MEMENUHI KEBUTUHAN PEMBANGKIT LISTRIK PQR TAHUN 2020

Muhammad Rizky Pradana^{1†}, La Ode Mohammad Firman²

¹Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

²Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK. Analisis dan simulasi penyaluran gas pada jaringan pipa gas transmisi SSWJ ini bertujuan untuk mengetahui kemampuan jaringan pipa gas transmisi SSWJ terhadap penambahan kebutuhan gas dari pembangkit listrik PQR. Penambahan kebutuhan gas ini diidentifikasi dari dokumen RUPTL yang diterbitkan oleh Kementerian ESDM setiap tahunnya. Pada RUPTL dicantumkan bahwa pembangkit listrik PQR akan meningkatkan kapasitas produksi listrik sehingga dibutuhkan penambahan gas sebesar 55 MMSCFD pada tahun 2020. Perhitungan pertama kali dilakukan untuk menentukan persamaan yang paling sesuai dengan jaringan pipa transmisi gas SSWJ dari empat persamaan yaitu Panhandle A, Pandhandle B, Weymouth, dan Spitzglass. Lalu dilakukan pembuatan model dan analisis menggunakan software Pipeline Studio untuk mendukung perhitungan manual yang dilakukan untuk empat persamaan tersebut. Selanjutnya dilakukan simulasi kapasitas maksimum dengan menggunakan software Pipeline Studio untuk mengetahui kemampuan jaringan pipa transmisi gas SSWJ terhadap penambahan 55 MMSCFD, dan terakhir dilakukan simulasi menggunakan software Pipeline Studio untuk menentukan titik pasokan paling optimal. Berdasarkan analisis yang dilakukan, persamaan yang paling sesuai adalah persamaan Weymouth dengan deviasi terhadap kondisi aktual sebesar 2%. Sedangkan untuk penambahan kapasitas aliran gas sebesar 55 MMSCFD di titik MBK memanfaatkan 92,70% dari kemampuan maksimum jaringan pipa, sehingga penambahan ini masih mampu dipenuhi oleh jaringan pipa transmisi gas SSWJ. Dengan adanya penambahan pasokan gas 55 MMSCFD menyebabkan kehilangan tekanan yang terjadi sepanjang jaringan pipa lebih besar dan untuk titik pasokan paling optimal yaitu dari titik FSRU dengan tekanan yang diterima pada titik MBK sebesar 489,11 psia.

Kata kunci— *Jaringan Pipa; Gas Alam; Pipeline Studio*

PENDAHULUAN

Salah satu sarana transportasi yang digunakan dalam mengalirkan Gas Bumi di Indonesia adalah melalui jaringan pipa gas. PT. X merupakan perusahaan yang bergerak di bidang transmisi dan transportasi Gas Bumi. Gas Bumi disalurkan melalui jaringan pipa transmisi dan distribusi dari lapangan produksi yang berada di Sumatera bagian selatan menuju konsumen di wilayah Jawa bagian barat. Gas yang diperoleh dari pemasok disalurkan melalui jaringan pipa yang kemudian di terima oleh stasiun penerima sekaligus pembagi. Untuk kemudian didistribusikan kepada seluruh pelanggan Gas Bumi meliputi segmen komersial, industri, rumah tangga, dan pembangkitan listrik oleh IPP maupun PT PLN (Persero)[1].

Mengacu pada Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik PT Perusahaan Listrik Negara (Persero) Tahun 2019 sampai dengan Tahun 2028 yang diterbitkan melalui KEPMEN ESDM Nomor 39 K/20/MEM/2019 dan sering disebut RUPTL, PT PLN (Persero) merencanakan penambahan produksi listrik di Pembangkit PQR sebesar 150 MW pada tahun 2019 dan 500 MW pada tahun 2020. Sehingga dengan adanya penambahan produksi listrik ini dibutuhkan tambahan pasokan gas sebesar 55 MMSCFD atau 64.744,48 m³/jam diluar pasokan eksisting saat ini.

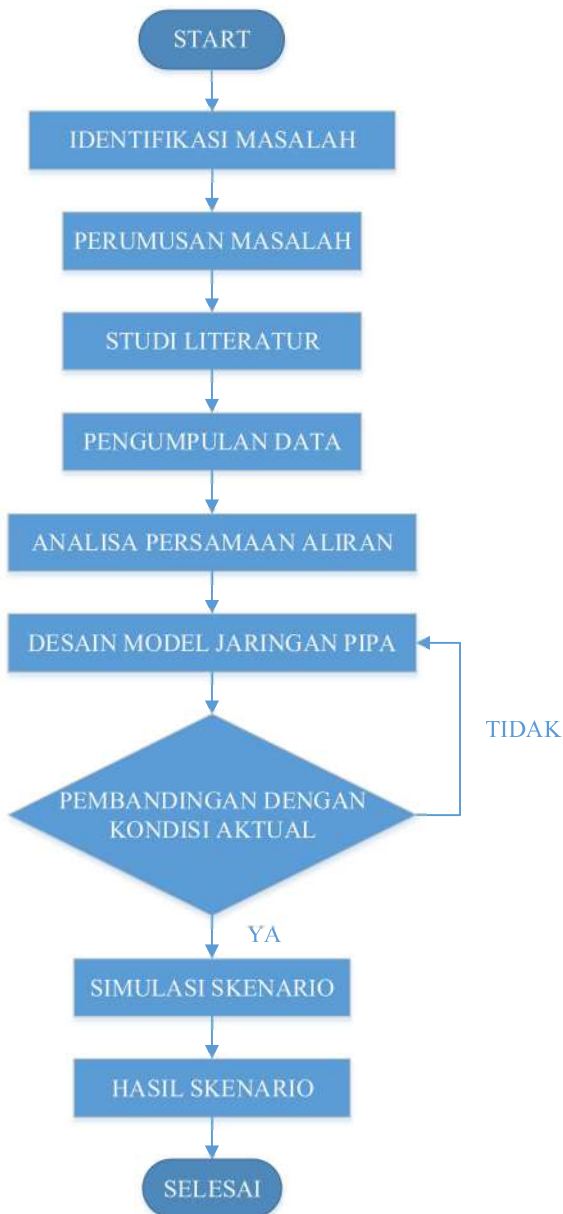
[†] Corresponding author: muhammadpradana1995@gmail.org

Berdasarkan hal diatas, maka dilakukan penelitian mengenai analisa perhitungan untuk menentukan pola operasi optimal pada jaringan SSWJ dengan hasil simulasi menggunakan software Pipeline Studio. Sehingga dari optimalisasi ini dapat ditentukan langkah yang tepat untuk memenuhi kebutuhan tambahan pasokan gas dari konsumen. Tujuan dilaksanakannya penelitian ini adalah melakukan analisis dan simulasi untuk mengetahui kemampuan kapasitas jaringan pipa gas transmisi SSWJ, pengaruh, dan titik pemasok untuk tambahan gas 55 MMSCFD.

Penelitian ini mencakup perhitungan secara manual menggunakan persamaan Panhandle A, Panhandle B, Weymouth, dan Spitzglass. Selain itu, penelitian ini juga mencakup simulasi untuk menentukan persamaan yang paling sesuai dan untuk menentukan titik pemasok yang paling optimal. Penggunaan persamaan ini melanjutkan penelitian sebelumnya yang hanya menggunakan satu persamaan pada jaringan pipa gas transmisi SSWJ. Persamaan yang digunakan pada penelitian sebelumnya hanya menggunakan persamaan Panhandle A[2].

METODE

Metode penelitian yang diterapkan pada penelitian Optimalisasi dan Simulasi Penyaluran Gas Pada Jaringan Pipa Gas Transmisi SSWJ untuk Memenuhi Kebutuhan Pembangkit Listrik PQR Tahun 2020 ini adalah metode empirik.



Tahap pertama yang dilakukan untuk penelitian ini yaitu identifikasi masalah. Pada tahap ini masalah diidentifikasi dengan cara melakukan riset kebutuhan akan tenaga listrik di masa mendatang. Kebutuhan listrik di masa mendatang secara rinci dapat diketahui melalui RUPTL yang diterbitkan oleh PT PLN (Persero). Selanjutnya dilakukan perumusan masalah yang didapat berdasarkan informasi yang dimiliki.

Setelah dilakukan perumusan masalah, langkah selanjutnya adalah mencari sumber pustaka yang digunakan sebagai rujukan penyelesaian masalah. Sumber pustaka diperoleh dari buku pustaka, jurnal ilmiah, artikel ilmiah dan lain sebagainya. Pada tahap ini dilakukan pencarian referensi di internet dan membaca buku ilmiah yang menjadi rujukan.

Data dikumpulkan dari berbagai macam sumber untuk mendukung proses penelitian. Data teknis pipa diantaranya jumlah segmen pipa, diameter pipa, panjang pipa, dan sifat fisik pipa. Selain data teknis pipa dikumpulkan juga data parameter operasi dari masing-masing titik pemasok gas, seperti data suplai dan permintaan gas, dan juga sifat fisik gas. pada tahap ini dipelajari bagaimana kondisi lapangan sebenarnya seperti wilayah-wilayah yang dilewati jaringan pipa transmisi, siapa saja yang menjadi pemasok gas, siapa saja yang menjadi konsumen gas, dan diaman letak para pemasok dan konsumen gas[3].

Analisa yang dilakukan adalah analisa persamaan aliran gas untuk mendapatkan persamaan yang cocok digunakan pada objek yang diteliti dengan cara menghitung kehilangan tekanan pada pipa dan membandingkannya dengan data aktual. Lalu dilakukan eksperimen pemodelan dengan tujuan untuk membuat model jaringan pipa yang memiliki desain menyerupai kondisi aktual atau lapangan. Desain model ini dilakukan dengan menggunakan bantuan *software Pipeline Studio* untuk mempermudah dalam melakukan desain jaringan.

Setelah diperoleh model jaringan pipa yang cukup merepresentasikan kondisi aktual maka dilakukan simulasi aliran untuk uji skenario. Simulasi ini dilakukan dengan merubah beberapa parameter sesuai dengan skenario yang diinginkan sesuai dengan kebutuhan permintaan dan disesuaikan dengan kondisi pasokan.

Dalam pembuatan model dan simulasi yang dilakukan digunakan perangkat lunak *Pipeline Studio*. *Pipeline Studio* merupakan *software* simulator *multiphase* yang bisa melakukan simulasi jaringan pipa gas pada kondisi transien maupun pada kondisi *steady-state*. Sebelum dilakukan simulasi, pada aplikasi ini juga bisa dilakukan desain secara skematik jaringan pipa gas alam. *Pipeline Studio* juga bisa digunakan untuk melakukan analisis hidrolis pipa dan analisis skenario alternatif.

Software Pipeline Studio dapat digunakan pada tahapan desain maupun pada jaringan eksisting yang sudah beroperasi. Untuk jaringan eksisting yang sudah beroperasi, *Pipeline Studio* mampu digunakan untuk menghitung ketahanan jaringan pipa gas terutama ketika menghadapi gangguan pasokan, melacak komposisi gas yang mengalir dalam jaringan pipa gas, melakukan optimalisasi dan efisiensi bahan bakar, melakukan identifikasi dan meminimalisir efek *bottlenecks* yang ada pada jaringan pipa, memenuhi kebutuhan tekanan yang disyaratkan pada titik penyerahan sesuai kontrak. Sedangkan pada tahapan desain, *Pipeline Studio* memiliki kemampuan untuk menentukan hasil akhir yang paling optimal, dan mengetahui kebutuhan kompresor beserta lokasi yang paling optimal untuk berbagai konfigurasi, menentukan ukuran pipa yang paling sesuai untuk desain jaringan pipa gas. Selain itu, kegunaan lain *Pipeline Studio* adalah untuk melakukan *forecasting*, analisis *scenario what if* seperti untuk skenario yang berhubungan dengan akuisisi gas dan berhenti operasinya alat, dan menentukan *feasibility* dari kebutuhan kontrak yang baru[4].

HASIL

Analisis kemampuan jaringan pipa transmisi gas alam SSWJ yang menghubungkan lapangan produksi gas di Sumatera Selatan ke pembangkit listrik dan *Off Take Station* di Jawa Barat agar bisa mengalirkan pasokan gas tambahan diperlukan pembuatan model jaringan pipa, kemudian dilakukan simulasi terhadap pasokan gas baru untuk mengetahui apakah dengan adanya penambahan pasokan gas baru untuk memenuhi kebutuhan gas yang bertambah tidak mengganggu kondisi operasional eksisting saat ini. Adapun yang menjadi batasan dalam penelitian ini adalah perancangan model dilakukan dengan tidak mempertimbangkan penggunaan semua komponen sistem perpipaan secara detail. Simulasi jaringan dilakukan dalam keadaan *steady-state*. Dalam perancangan model dan perhitungan jaringan pipa dianggap horizontal tanpa ada perbedaan ketinggian (elevasi). Ambient temperatur sepanjang jaringan pipa transmisi dianggap konstan sebesar 77°F.

Langkah awal penelitian ini adalah pengumpulan data-data lapangan yang menjadi parameter pada perhitungan kehilangan tekanan alir gas dalam pipa (*pressure drop*). Data tersebut diantaranya adalah: data *supply* gas dan *demand* gas pada titik-titik inlet dan outlet pada jaringan pipa transmisi, selanjutnya data-data pipeline yaitu: Material pipa, panjang pipa, ukuran diameter pipa, tebal dinding pipa, selain itu juga data dari

fluida yang mengalir yaitu: komposisi gas, *API gravity*, temperatur fluida. Perhitungan kehilangan tekanan pada tiap segmen pipa pada jaringan transmisi SSWJ ini dilakukan dengan menggunakan beberapa persamaan dan cara perhitungan diantaranya adalah persamaan Panhandle A, persamaan Panhandle B (Modified Panhandle), persamaan Weymouth dan persamaan Spitzglass. Selanjutnya hasil atau nilai yang didapat dari perhitungan yang dilakukan dibandingkan dengan hasil yang diperoleh dari simulasi *Pipeline Studio*. Kemudian hasil yang didapat dari *Pipeline Studio* akan dibandingkan dengan data aktual, hal ini dilakukan untuk mendapatkan model yang dapat merepresentasikan keadaan nyata sebagai dasar untuk melakukan simulasi dengan data yang berbeda. Barulah dilakukan simulasi skenario untuk mengetahui hubungan atau pengaruh antara kehilangan tekanan (*Pressure Drop*) dengan kapasitas alir gas dalam pipa. Maka dilakukan skenario dengan adanya penambahan demand gas oleh pembangkit listrik PQR untuk mengoperasikan turbin dengan bahan bakar gas.

Saat ini Kapasitas terpasang pembangkit listrik PQR Bekasi sebesar ± 1.700 MW (Blok 1,2 dan serta PLTU 4-5) dan rencana Blok 3 sebesar 500 MW yang diperkirakan beroperasi pada tahun 2020, sehingga total kapasitas terpasang di pembangkit listrik PQR nantinya akan mencapai 2.200 MW. Oleh karena itu untuk memenuhi target listrik yang mencapai 2.200 MW diperlukan tambahan pasokan gas sebesar 55 MMSCFD. Dari skenario ini akan dilakukan simulasi untuk menguji apakah jaringan pipa SSWJ mampu mengalirkan pasokan gas yang diminta pembangkit listrik Muara Tawar dan bagaimana pengaruh dari penambahan pasokan gas sebesar 55 MMSCFD terhadap kondisi operasi jaringan pipa transmisi SSWJ.

Perhitungan Kehilangan Tekanan Tiap Segmen Pipa

Pada subbab ini dilakukan perhitungan kehilangan tekanan dengan menggunakan persamaan Panhandle A, Panhandle B, Weymouth, dan Spitzglass. Tujuan dilakukan perhitungan ini adalah untuk menentukan persamaan yang paling sesuai untuk digunakan menghitung kehilangan tekanan pada jaringan pipa SSWJ. Hasil perhitungan masing-masing persamaan akan dibandingkan dengan kondisi aktual. Terdapat Ada 6 segmen pipa dalam jaringan transmisi SSWJ yang akan di lakukan analisis. Sebelum dilakukan perhitungan kehilangan tekanan dilakukan perhitungan nilai Z faktor (faktor kompresibilitas) untuk melengkapi parameter yg dibutuhkan dalam perhitungan. Nilai Z faktor didapat dengan korelasi *Kartz and Standing*, hasil yang didapat sebagai berikut[5]:

Tabel 3.1 Faktor kompresibilitas

Gas COPI			Gas COPI+PEP	
Ppc	679,38	psia	681,28	psia
Tpc	362,29	^o R	364,37	^o R
Ppr	1,45	psia	1,29	psia
Tpr	1,52	^o R	1,51	^o R
Z	0,86		0,87	

Setelah semua parameter yang dibutuhkan untuk melakukan perhitungan terlengkapi, maka dimulai perhitungan tekanan masing-masing segmen. Rumus yang digunakan adalah sebagai berikut[3]:

9) Panhandle A

$$Q = 435,87E \left(\frac{T_b}{P_b} \right)^{1,0788} \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{SG^{0,8539} T_f LZ} \right)^{0,5394} D^{2,6182} \quad (1)$$

10) Panhandle B

$$Q = 737E \left(\frac{T_b}{P_b} \right)^{1,02} \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{SG^{0,961} T_f LZ} \right)^{0,51} D^{2,53} \quad (2)$$

11) *Weymouth*

$$Q = 433,5E \left(\frac{T_b}{P_b} \right) \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{SG T_f LZ} \right)^{0,5} D^{2,667} \quad (3)$$

12) *Spitzglass*

$$Q = 729,6087E \left(\frac{T_b}{P_b} \right) \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{SG T_f LZ \left(1 + \frac{3,6}{D} + 0,03D \right)} \right)^{0,5} D^{2,5} \quad (4)$$

Keterangan:

Q = laju alir gas alam, SCFD

E = efisiensi pipa, nilai desimal kurang dari 1,0

Pb = tekanan standar, psia

Tb = suhu standar, °R

L = panjang pipa, mil

D = diameter dalam pipa, in

P1 = tekanan masuk, psia

P2 = tekanan keluar, psia

Tf = temperatur gas alam, °R

SG = specific gravity gas alam

Z = faktor kompresibilitas gas alam

Setelah dilakukan perhitungan kehilangan tekanan pada setiap segmen pipa pada jaringan SSWJ maka data yang diperoleh dibandingkan dengan kondisi aktual. Sehingga data dapat ditabulasikan menjadi sebagai berikut:

Tabel 3.2 Hasil Perhitungan Penurunan Tekanan

Segmen	P downstream (P ₂), psia				
	Panhandle A	Panhandle B	Weymouth	Spitzglass	Aktual
Pipa 1	950,51	958,63	940,98	959,49	941,40
Pipa 2	894,81	916,54	868,86	918,04	877,60
Pipa 3	783,86	834,88	714,48	827,06	740,40
Pipa 4	783,41	834,56	713,84	826,70	740,40

Pipa 5	577,18	617,12	518,30	653,00	557,30
Pipa 6	506,15	506,15	497,88	517,33	483,70

Perhitungan Kehilangan Tekanan Tiap Segmen Pipa dengan Software Pipeline Studio

Perhitungan kehilangan tekanan pada subbab ini akan dilakukan dengan *software Pipeline Studio* untuk setiap segmen pipa. Hasil perhitungan kehilangan tekanan yang dihasilkan dari *software Pipeline Studio* untuk setiap mode persamaan alir akan dibandingkan dengan kehilangan tekanan aktual.

Data yang akan digunakan sebagai dasar dalam membuat model jaringan pipa transmisi gas SSWJ, meliputi data fisik pipa, komposisi gas, tekanan gas, temperatur gas, dan laju alir gas. Data fisik pipa jaringan transmisi SSWJ meliputi panjang pipa, diameter luar pipa (OD), diameter dalam pipa (ID), serta sifat dari material pipa yaitu berat jenis pipa, kekasaran pipa, konduktivitas panas, serta kalor jenis pipa dalam hal ini adalah *Carbon Steel* sebagaimana dapat dilihat dalam tabel 3.3 berikut ini.

Tabel 3.3 Data Umum Pipa

Segmen	Length	OD pipa	ID pipa
	km	in	in
Pipe1	76	36	34,75
Pipe2	120	36	34,75
Pipe3	267	32	30,876
Pipe4	268	32	30,876
Pipe5	163	32	30,75
Pipe6	101	32	30,5

Sedangkan untuk data sifat fisik pipa berbahan *Carbon Steel* yang meliputi *density*, *thermal conductivity*, *specific heat*, *roughness*, dan *efficiency* dapat ditabulasikan dalam tabel 3.4 sebagai berikut:

Tabel 3.4 Sifat Fisik Pipa Carbon Steel

Parameter	Value	Unit
Density	490,059	lb/cf
Thermal Conductivity	28,9	Btu/ft-hr- ⁰ F
Specific Heat	0,1194	Btu/lb- ⁰ F
Roughness	0,0018	in
Efficiency	0,9	

Data laju alir pada setiap titik *upstream* dan *downstream*, data temperatur, dan data tekanan pada *upstream* di pemasok COPIGRSK dapat ditabulasikan seperti pada tabel 3.5. Titik *upstream* untuk data laju alir meliputi titik pemasok COPIGRSK, PEPPGD, dan FSRU.

Tabel 3.5 Karakteristik Gas

Parameter	Value	Unit
COPIGRSK pressure	985,0	psia
Laju alir COPIGRSK	456,6	MMscfd
Laju alir TD	5,705	MMscfd
Laju alir PEPPGD	146,5	MMscfd
Laju alir LBM	23,09	MMscfd
Laju alir FSRU	0	MMscfd
Laju alir MBK	397,41	MMscfd
Laju alir BJN	176,6	MMscfd
Tekanan lingkungan	14,7	psia
Temperatur lingkungan	77	^o F

Pada table 3.6 disajikan hasil tabulasi dari data karakteristik gas yang dialirkan pada pipa transmisi SSWJ sebagai berikut:

Tabel 3.6 Data Operasi Jaringan Pipa Transmisi Gas SSWJ

Parameter	Value	Unit
Fluid Temperatur COPIGRSK	95,9	^o F
Fluid Temperatur PEPPGD	81,1	^o F
Fluid Temperatur FSRU	80,0	^o F
Spesific Gravity gas COPIGRSK	0,628	
Spesific Gravity gas PEPPGD	0,637	
Specific Gravity gas FSRU	0,598	
Z COPIGRSK	0,864	
Z PEPPGD	0,869	
Z FSRU	0,88	

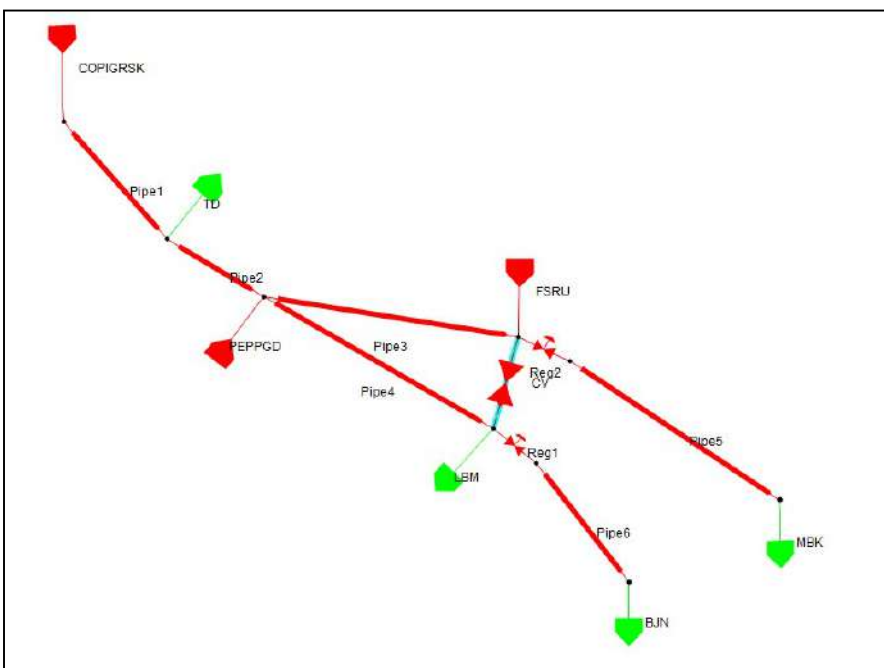
Data komposisi gas yang meliputi kandungan hidrokarbon dan zat lain dapat dilihat pada table 3.7 berikut ini.

Tabel 3.7 Komposisi Gas

Gas Compositition
Fluid Type
Dry Gas

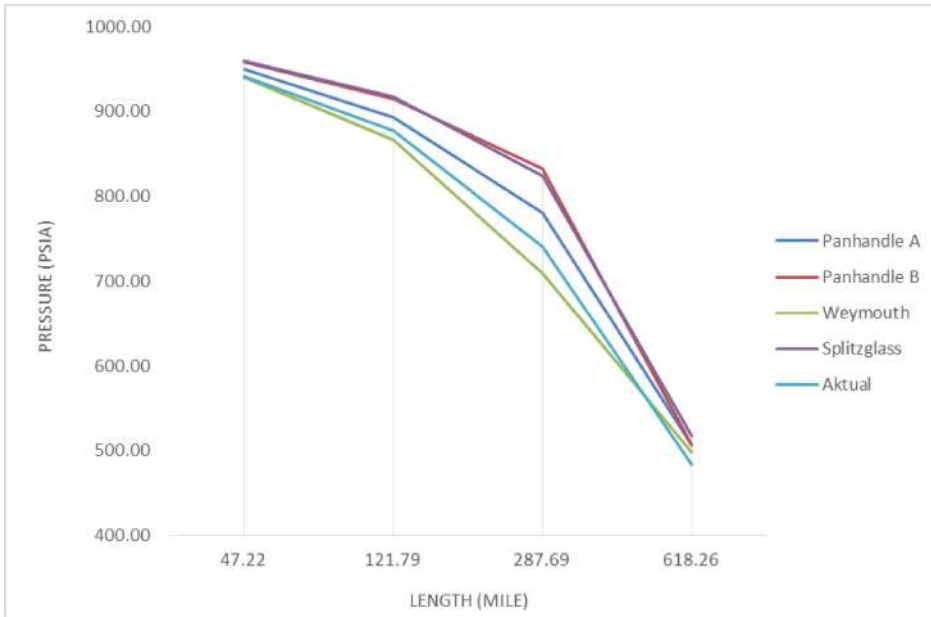
Component	COPIGRSK	PEPPGD	FSRU
	Mole %	Mole %	Mole %
C ₁	91.0888	89.5268	92.5638
C ₂	2.7807	3.5472	3.7486
C ₃	0.8177	0.9958	2.2986
IC ₄	0.2171	0.2197	0.6019
NC ₄	0.2160	0.2392	0.7568
IC ₅	0.1041	0.1114	0.0218
NC ₅	0.0659	0.0667	0.0000
C ₆	0.0969	0.1164	0.0000
CO ₂	4.3762	4.6653	0.0000
N ₂	0.2269	0.5115	0.0082
H ₂ O	0.0097	0.0000	0.0003
H ₂ S	0.0002	0.0000	0.0000

Dari data yang telah dipersiapkan maka model jaringan pipa transmisi gas SSWJ akan dibangun menggunakan *Pipeline Studio*. Untuk mendapatkan hasil analisa yang maksimal maka dibuatlah desain model jaringan pipa yang sesuai atau mirip dengan desain yang ada pada lapangan dengan memposisikan titik-titik inlet dan outlet sesuai dengan tatanan yang ada pada kondisi aktual. Titik inlet merupakan titik dimana gas masuk kedalam jaringan pipa transmisi, gas tersebut berasal dari sumber gas atau stasiun pengumpul. Pada jaringan pipa transmisi SSWJ terdapat tiga titik inlet dan empat titik outlet. Dengan menyusun pipa hingga memiliki bentuk yang sesuai maka terbentuklah desain model seperti gambar 3.2 berikut:



Gambar 3.1 Desain model jaringan pipa

Berdasarkan data yang diperoleh dari data perhitungan manual dan analisis menggunakan *software Pipeline Studio*, data penurunan tekanan pada seluruh segmen pipa SSWJ menggunakan persamaan Panhandle A, Panhandle B, Weymouth, dan Spitzglass jika dibandingkan dengan kondisi aktual diperoleh bahwa hasil perhitungan yang paling mendekati dengan kondisi aktual adalah perhitungan dan analisis dengan menggunakan persamaan Weymouth yang dapat dilihat pada grafik yang ditunjukkan pada gambar 3.2.



Gambar 3.2 Grafik Hasil Analisis Penurunan Tekanan Pipa SSWJ

Dari gambar 3.2 dapat dilihat perbandingan antara hasil perhitungan dan analisis kehilangan tekanan dengan persamaan-persamaan alir yang ditentukan, dengan membandingkan hasil perhitungan terhadap nilai aktual maka dapat disimpulkan bahwa hasil perhitungan dengan persamaan Weymouth memiliki hasil distribusi tekanan yang mendekati aktual. Sebelum dilakukan simulasi perlu dilakukan penyesuaian atau *matching* untuk memperkecil deviasi yang terjadi antara hasil simulasi dengan kondisi aktual. Proses *matching* dilakukan dengan merubah efisiensi pada segmen pipa 2 sebesar 0,93, segmen pipa 3 dan segmen pipa 4 sebesar 0,932, segmen pipa 5 sebesar 0,955, dan segmen pipa 6 sebesar 0,77. Sehingga dihasilkan data tekanan *downstream* dengan deviasi yang lebih kecil seperti yang ditunjukkan pada tabel 3.8.

Tabel 3.8 Tekanan Downstream Setelah Dilakukan Proses Matching

Segmen	P down	P aktual	Error
	psia	psia	%
Pipa 1	942,70	941,40	0,14%
Pipa 2	877,54	877,60	-0,01%
Pipa 3	741,25	740,40	0,11%
Pipa 4	741,25	740,40	0,11%
Pipa 5	557,96	557,30	0,12%
Pipa 6	484,15	483,70	0,09%
Average	724,14	723,47	0,10%

Karena hasil perhitungan dengan simulator dan data aktual tidak akan menemukan hasil yang sama, maka hasil yang diperoleh dapat dianggap selaras (*match*) bila tren nilai yang diperoleh relatif sama dan deviasi yang terjadi relatif kecil. Dalam hal ini hasil *matching* tersebut terlihat persentase deviasi rata-rata untuk perhitungan

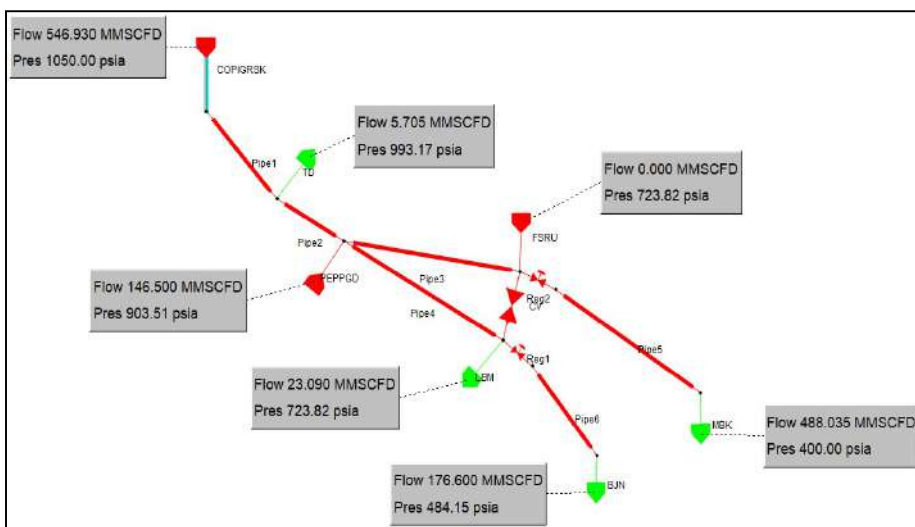
penurunan tekanan jaringan pipa SSWJ adalah 0,10 % . Dengan ini maka desain model yang dibuat dengan *software* Pipeline Studio cukup dapat mengilustrasikan kondisi aktual.

Simulasi Penyaluran Gas Sesuai dengan Skenario

Langkah selanjutnya setelah dilakukan *matching* pada model jaringan pipa SSWJ adalah melakukan simulasi untuk skenario penambahan 55 MMSCFD sesuai dengan rencana penambahan produksi listrik pada pembangkit listrik PQR atau pada model terletak ada titik MBK. Sehingga gas yang harus dialirkan menuju MBK adalah sebesar 452,41 MMSCFD dengan tekanan tidak kurang dari 400 psia.

Simulasi Kapasitas Maksimum

Kapasitas maksimum dihitung untuk mengetahui seberapa besar gas yang bisa dialirkan melalui jaringan pipa transmisi SSWJ, jika dengan tambahan pasokan gas sebesar 55 MMSCFD total penyaluran kapasitas gas masih dibawah kapasitas maksimumnya maka permintaan tambahan pasokan gas tersebut masih dapat dipenuhi.



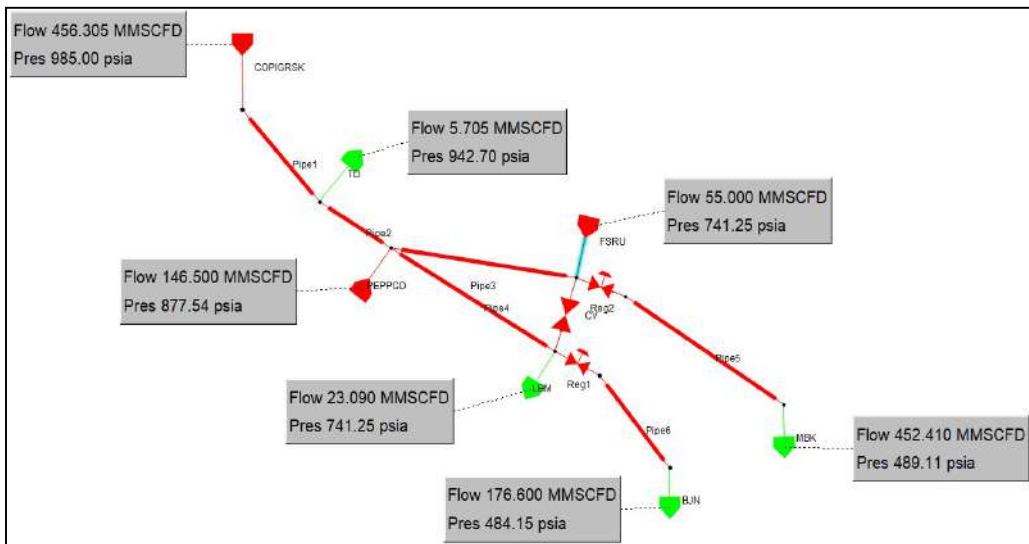
Gambar 3.3 Kondisi Kapasitas Maksimum Jaringan Pipa Transmisi Gas SSWJ

Untuk menentukan kapasitas maksimum maka pada titik pasokan COPIGRSK perlu dimasukkan nilai tekanan aliran gas maksimum yang diperbolehkan atau sesuai nilai MAOP (*Maximum Allowable Operating Pressure*) sebesar 1050 psia. Sedangkan pada sisi *demand* di titik MBK perlu disesuaikan dengan tekanan minimum yang dipersyaratkan yaitu 400 psia. Untuk parameter lain pada jaringan pipa transmisi gas SSWJ disesuaikan dengan kondisi eksisting. Setelah dilakukan perubahan parameter ini maka simulasi dapat dijalankan, sehingga didapat data seperti pada gambar 3.3(b).

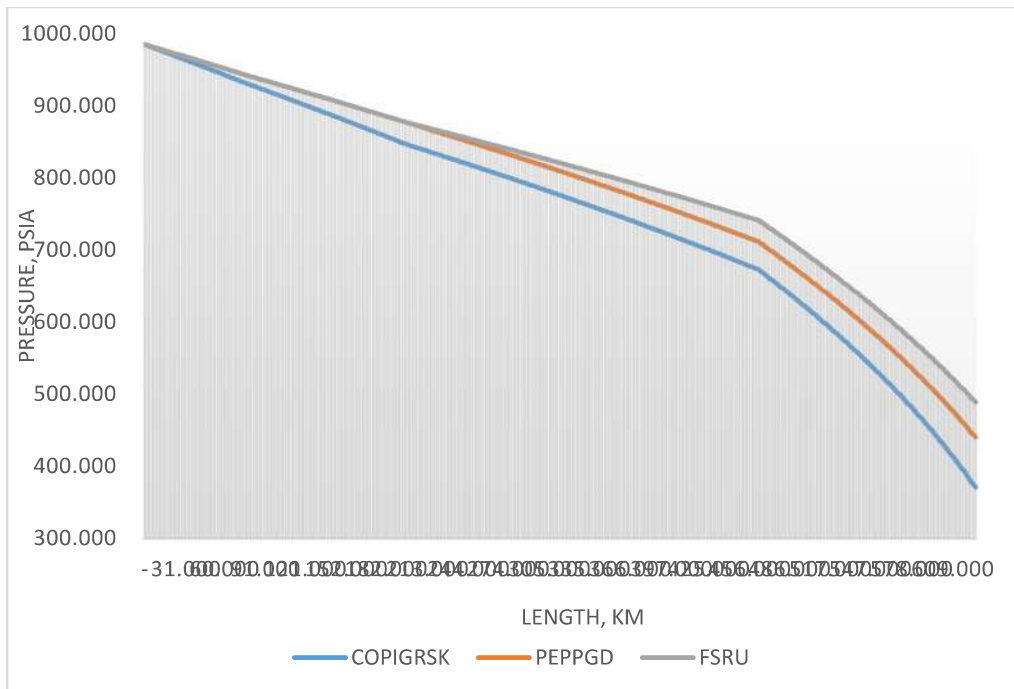
Kapasitas maksimum pada jaringan pipa transmisi gas SSWJ adalah sebesar 488,04 MMSCFD. Sehingga dengan penambahan 55 MMSCFD pada kondisi aktual menjadi 452,41 MMSCFD dibandingkan dengan kapasitas maksimumnya maka penambahan kapasitas 92,70% terhadap kapasitas maksimum. Ini menunjukkan bahwa penambahan kapasitas sebesar 55 MMSCFD pada pembangkit listrik PQR masih dapat dipenuhi.

1) Penentuan Titik Pemasok Paling Optimal

Simulasi selanjutnya dilakukan untuk menentukan titik pemasok yang paling optimal. Simulasi akan dilakukan untuk penambahan pasokan pada tiap titik pemasok mulai dari COPIGRSK, PEPPGD, dan FSRU. Setelah dilakukan penambahan pada titik *demand* menjadi 452,41 MMSCFD maka untuk simulasi pertama pasokan akan ditambahkan pada titik COPIGRSK sebesar 55 MMSCFD sehingga parameter kapasitas aliran gas pada titik ini adalah sebesar 511,6 MMSCFD. Hasil dari simulasi didapat tekanan yang sampai di MBK adalah sebesar 371,13 psia.



Gambar 3.4 Hasil Simulasi Penambahan Pasokan di Titik FSRU



Gambar 3.5 Grafik Penurunan Tekanan Sepanjang Jaringan Pipa

Pada simulasi kedua, tambahan pasokan gas sebesar 55 MMSCFD dipasok melalui PEPPGS. Sama seperti simulasi sebelumnya, hanya saja titik pemasok gas berada di PEPPGD dengan parameter yang sama. Setelah dilakukan simulasi didapat tekanan yang sampai di MBK adalah sebesar 440,59 psia. Pada simulasi ketiga dilakukan penambahan 55 MMSCFD pada titik FSRU, sehingga pada titik ini yang awalnya 0 MMSCFD menjadi 55 MMSCFD. Simulasi dilakukan seperti kedua simulasi sebelumnya dan menghasilkan data tekanan yang sampai pada titik MBK sebesar 489,11 psia. Hasil simulasi ditunjukkan pada gambar 3.4. Berdasarkan hasil dari ketiga simulasi yang dilakukan dengan penambahan masing-masing pada titik pasokan mulai dari titik COPIGRSK, titik PEPPGD, dan titik FSRU maka didapatkan data penurunan tekanan pada sepanjang jaringan pipa transmisi gas SSWJ. Terlihat pada gambar 3.5 bahwa penurunan tekanan paling kecil adalah ketika pasokan disalurkan melalui titik FSRU.

KESIMPULAN

Berdasarkan analisis dan simulasi yang dilakukan terhadap jaringan pipa transmisi gas SSWJ dengan adanya penambahan kapasitas gas yang dialirkan, maka dapat ditarik simpulan sebagai berikut:

1. Penambahan kapasitas aliran gas sebesar 55 MMSCFD di titik MBK memanfaatkan 92,70% dari kemampuan maksimum jaringan pipa, sehingga penambahan ini masih mampu dipenuhi oleh jaringan pipa transmisi gas SSWJ.
2. Berdasarkan hasil perhitungan manual dan analisis menggunakan *Pipeline Studio* untuk persamaan Panhandle A, Panhandle B, Weymouth, dan Spitzglass, maka persamaan Weymouth merupakan persamaan yang paling menggambarkan kondisi jaringan pipa SSWJ dengan deviasi rata-rata sebesar 2%.
3. Adanya penambahan pasokan gas 55 MMSCFD menyebabkan kehilangan tekanan yang terjadi sepanjang jaringan pipa lebih besar.
4. Titik pasokan paling optimal yaitu dari FSRU dengan tekanan yang diterima pada titik MBK sebesar 489,11 psia.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] KESDM, "Neraca Gas Bumi Indonesia," 2018.
- [2] A. Y. Pangesti, "Optimasi Kapasitas Jaringan Pipa Gas South Sumatera West Java (SSWJ) PT Perusahaan Gas Negara (Persero) Tbk.," 2017.
- [3] S. E. Menon, *Gas Pipeline Hydraulics*. Boca Raton: Taylor & Francis, 2005.
- [4] H. D. Saputra, "Simulasi Proses Untuk Jaringan Pipa Distribusi Gas Bumi," 2009.
- [5] N. de Nevers, *Fluid Mechanics For Chemical Engineers*. McGraw-Hill International Editions, 1991.

DESAIN MIKRO TURBIN PADA MRS PELANGGAN PT.X UNTUK TENAGA LAMPU PENERANGAN JALAN UMUM

Arsa Setya Dewanta^{1‡}, Laode M. Firman²

¹Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

²Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK.

PT.X merupakan perusahaan yang bergerak di industri penyaluran gas alam, dalam distribusi gas dilakukan proses penurunan tekanan pada masing-masing rezim tekanan. Aliran gas dalam pipa yang bertekanan memiliki energi kinetik yang besar, potensi energi kinetik tersebut dapat dimanfaatkan menjadi energi mekanik dengan menggunakan mikro turbin. Perancangan desain mikro turbin dilakukan untuk memperoleh desain turbin yang sesuai dengan kondisi operasi pada MRS pelanggan PT.X untuk pembangkit listrik. Metode penelitian yang digunakan dalam proses desain ini adalah studi literatur terkait dengan desain mikro turbin. Perhitungan ukuran dan desain komponen mikro turbin seperti roda turbin, nosel, poros, dan difuser. Perhitungan daya listrik yang dapat dibangkitkan oleh mikro turbin serta pembuatan gambar model desain mikro turbin. Berdasarkan perhitungan desain diketahui dimensi turbin ekspander sebagai berikut: Luas inlet difuser 6,47 m², luas keluaran difuser 14,41 m², diameter leher nosel 0,22 m, diameter poros 12,4 mm, dan panjang poros 56,42 mm. Dari dimensi turbin ekspander tersebut dihasilkan daya turbin sebesar 2,13kW dengan kecepatan rotasi sebesar 1050,42 rpm

Kata kunci : Turbin; Gas; Konversi Energi

PENDAHULUAN

Latar Belakang

PT.X merupakan perusahaan yang bergerak di bidang transmisi dan distribusi gas bumi di Indonesia, dalam menyalurkan gas PT.X menerapkan aturan rezim tekanan dimana penggolongan jaringan gas didasarkan pada tekanan gas yang mengalir. Pada setiap rezim tekanan dilakukan proses penurunan tekanan gas menggunakan Stasiun Gas sesuai dengan segmentasi kebutuhan tekanan maupun pelanggan. Pada titik terima dengan pelanggan PT.X didukung rangkaian peralatan pada jaringan pipa gas bumi yang terdiri dari sistem regulating dan metering yang berfungsi untuk mengatur tekanan dan sekaligus mengukur volume gas yang melewatinya untuk dialirkan menuju pelanggan yang disebut juga dengan MRS. Aliran gas dalam pipa yang bertekanan memiliki energi kinetik yang besar, energi tersebut dapat dimanfaatkan pada turbin axial sebagai pembangkit listrik.

Mikroturbin merupakan turbin dengan ukuran kecil yang memiliki rentang kapasitas sebesar 25-300kW. Turbin ini memiliki beberapa keunggulan dibandingkan dengan teknologi lainnya seperti ukuran yang kompak, jumlah komponen bergerak yang kecil, rendah emisi, dan dapat memanfaatkan bahan bakar sisa maupun buangan.[3], Putaran rotor mikro turbin menghasilkan gerakan mekanik yang kemudian dihubungkan dengan generator, dari proses tersebut sejumlah energi yang terbuang dapat dimanfaatkan sebagai sumber energi alternatif. Energi listrik yang dibangkitkan oleh generator dapat digunakan sebagai sumber tenaga penerangan jalan umum (PJU) di kawasan sekitar pelanggan gas PT.X

Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah dalam penelitian ini adalah:

1. Bagaimana analisa energi listrik yang dibangkitkan dari hasil gerakan mekanik turbin?
2. Bagaimana bentuk modifikasi pada konfigurasi peralatan pada MRS (*Metering Regulating Station*) pelanggan?

[‡] Corresponding author: arsasetya96@gmail.com

a. Tujuan dan Manfaat Penelitian

Manfaat penulisan skripsi ini adalah untuk menambah referensi terkait pemanfaatan energi kinetik aliran gas sebagai energi penggerak pada pembangkit listrik. Selain itu penelitian ini bertujuan untuk:

1. Melakukan analisis energi yang dibangkitkan dari hasil pemanfaatan energi kinetik aliran gas.
2. Mendesain mikro turbin yang sesuai dengan rangkaian peralatan pada eksisting.

b. Batasan Masalah

Untuk memudahkan dalam melakukan penelitian dan pengumpulan data, maka batasan masalah yang akan dijadikan acuan yaitu sebagai berikut:

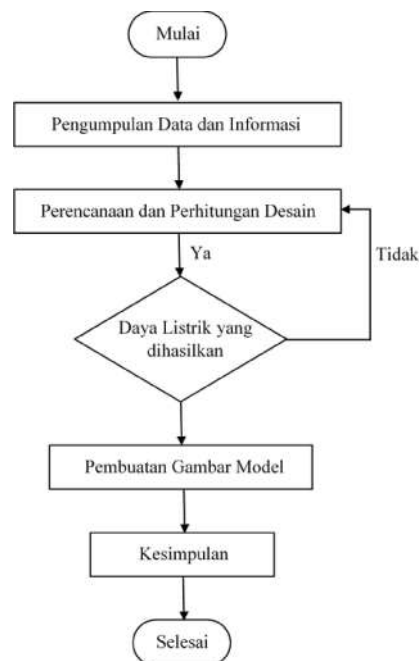
1. Konsep desain mikro turbin disesuaikan dengan kondisi operasi MRS pelanggan gas PT.X
2. MRS yang digunakan sebagai fasilitas pembangkitan hanya terbatas pada Pelanggan Industri/ Komersial.
3. Penelitian tidak melakukan pengujian, analisis aliran, analisis keekonomian, serta analisis material/bahan.
4. Turbin yang digunakan sebagai pembangkit listrik berjenis turbin aksial dengan tetap mempertimbangkan kondisi operasi maupun kondisi fasilitas yang tersedia.

METODE

Metode Analisis

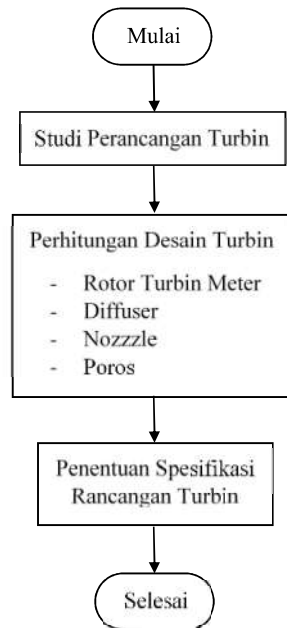
Analisis ini bertujuan untuk mengetahui besaran energi listrik yang dibangkitkan dari penggunaan modifikasi meter turbin sebagai alternatif pembangkitan listrik di *Metering Regulating Station* (MRS). Dalam mencapai tujuan tersebut, perlu diketahui potensi energi listrik yang dibangkitkan untuk itu data yang diperlukan antara lain: Tekanan masuk dan keluaran, laju alir gas, dan temperatur masuk yang diperbolehkan.

Data tersebut, digunakan sebagai perhitungan desain berdasarkan parameter asumsi yang terdapat pada landasan teori, untuk kemudian dilakukan perhitungan perubahan entalpi sebagai acuan perhitungan daya listrik yang dapat dihasilkan dari modifikasi meter turbin tersebut. Diagram alir yang menggambarkan proses dapat dilihat pada gambar berikut:



Gambar 2. 1 Diagram Alir Penelitian

Perhitungan desain dilakukan untuk mendapatkan desain modifikasi turbin meter yang optimum. Diagram alir peroses perancangan desain maupun perhitungan desain dapat dilihat pada gambar dibawah ini:



Gambar 2. 2 Diagram Alir Perancangan Desain Sumber Data

Data yang diperlukan merupakan data penyaluran gas pada MRS berupa tekanan masuk dan keluaran, laju alir gas, dan temperatur masuk yang didapatkan dari laporan tim operasi dan pemeliharaan kepada tim energi manajemen, Data yang diambil adalah data realisasi penyaluran gas harian pada tahun 2018 pada pelanggan industri.

a. Rencana Desain

Rencana desain mikro turbin mengacu pada rancang bangun meter turbin yang sudah digunakan pada fasilitas jaringan stasiun pengukuran dan pengatur pada PT.X. Berikut merupakan detail desain masing-masing part yang menyusun mikro turbin. Pembuatan desain menggunakan aplikasi berbasis Computer Aided Design (CAD) dengan software Creo Parametric 5.0.0.0 penggunaan aplikasi berbasis CAD memiliki beberapa kelebihan, diantaranya gambar yang dihasilkan lebih presisi di bandingkan dengan menggambar secara manual.

b. Roda Turbin

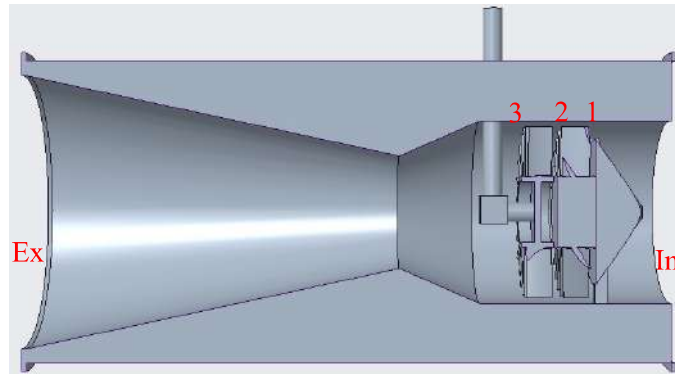
Dari hasil perhitungan derajat reaksi atau r maka didapatkan nilai sebesar 0,996 dengan membandingkan nilai entalpi keluaran dibandingkan dengan entalpi masuk mikro turbin, sesuai dengan rekomendasi Friez, Dietzel [12] bahwa roda turbin dengan jenis tekanan lebih (reaksi) memiliki nilai r di rentang 0,1 sampai dengan 0,8, atau bisa dikatakan bahwa 10% hingga 80% tingkat tinggi jatuh (entalpi) berada di sudu roda jalan. Jenis saluran sudu jalan yang digunakan adalah sudu dengan bentuk profil yang penampang bagian keluaran semakin berkurang atau biasa disebut dengan turbin reaksi. Selanjutnya, desain roda turbin dapat dihitung lebih lanjut dengan menggunakan dua parameter tanpa dimensi sebagai berikut:

- Kecepatan Spesifik digunakan sebagai tanda batasan untuk membedakan tipe roda turbin dan dipakai sebagai besaran yang menentukan besaran-besaran lainnya dalam merencanakan roda turbin seperti jumlah sudu roda turbin, perbandingan b/D , kondisi kerja dan lain-lain dengan rumus sebagai berikut:

$$n_s = \frac{\omega \times \sqrt{Q_3}}{(\Delta h_{in-3s})^{\frac{3}{4}}}$$

Diameter Spesifik

$$d_s = \frac{D_2 \times (\Delta h_{in-3s})^{\frac{3}{4}}}{\sqrt{Q_3}}$$



Gambar 2.3 Letak Titik Acuan Pada Rancang Desain Mikro Turbin

Keterangan:

Inlet	=	Inlet Nosel	3	=	Keluaran Turbin
1	=	Keluaran Nosel	Ex	=	Keluaran Difuser
2	=	Masuk Turbin			

Dalam definisi n_s dan d_s , laju aliran volumetrik Q_3 adalah pada saat keluar dari roda turbin. Nilai sebenarnya dari Q_3 dan h_{3s} , yang mendefinisikan n_s dan d_s tidak diketahui secara jelas. Menurut Kun dan Sentz, mereka menyarankan dua faktor empiris k_1 dan k_2 untuk mengevaluasi parameter ini

$$Q_3 = k_1 Q_{ex}; \rho_3 = \rho_{ex} / k_1$$

$$\Delta h_{in-3s} = k_2 (h_{0in} - h_{outs})$$

Dengan menggunakan *Add-in Excel (CoolProp)* dapat diketahui nilai $h_{in} = 437,89$ kJ/kg hasil dari memasukkan beberapa parameter yang dibutuhkan ke dalam *add-in* tersebut. Begitu juga dengan data entalpi keluaran turbin dapat diperoleh dari *CoolProp* yaitu dengan nilai $h_{out} = 426,76$ kJ/kg.

Pada kondisi di sisi keluar turbin parameter tersebut dapat diketahui tapi kondisi keluar roda turbin belum diketahui. Oleh karena itu, nilai k_1 dan k_2 diperoleh dari rekomendasi Kun dan Sentz [11], dengan nilai $k_2 = 1,03$ dengan faktor k_1 merupakan hasil dari rasio Q_3/Q_{ex} , yang sama juga dengan rasio ρ_{ex}/ρ_3 . Faktor k_1 menggunakan asumsi awal dengan nilai 1,00 untuk mendapatkan nilai akhir sebesar 1,01.

Substitusi nilai k_1 dan k_2 , sehingga diketahui penurunan entalpi isentropis dari mikro turbin sebagai berikut:

$$\Delta h_{in-3s} = k_2 (h_{0in} - h_{exs})$$

Keluaran roda turbin yang kemudian dapat disebut dengan kondisi 3 memiliki nilai awal hasil perhitungan diatas sebagai berikut:

$$Q_{ex} = 0,222 \text{ m}^3/\text{s}, \text{ dan } A_{ex} = 0,0572 \text{ m}^2$$

Sehingga diperoleh nilai kecepatan keluar mikro turbin sebesar:

$$C_{ex} = \frac{Q_{ex}}{A_{ex}}$$

$$C_{ex} = 3,877 \text{ m/s}$$

Entalpi stagnasi pada sisi keluar roda turbin:

$$h_{0ex} = 434,274 \text{ kJ/kg}$$

Tekanan stagnasi pada sisi keluar roda turbin:

$$p_{0ex} = p + \frac{1}{2} \rho_{ex} C_{ex}^2 \approx p; \text{ karena nilai kecepatan keluar sangat kecil } (C_{ex})$$

Sehingga, dapat diperoleh nilai entalpi keluaran roda turbin dengan mengabaikan rugi-rugi di sisi difuser sebagai berikut:

$$h_{03} = h_{0ex} = 434,274 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dari nilai entalpi stagnasi (h_{03}) dan nilai tekanan stagnasi (P_{0ex}), dapat diperoleh nilai S_3 dengan menggunakan fluidprop adalah sebagai berikut :

$$S_3 = 2,187 \frac{kJ}{kg} \cdot K$$

Kecepatan keliling pada tip dan kecepatan relatif dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$U_{tip} = 8,91 \frac{m}{s} ; W_{3tip} = 23,20 m/s$$

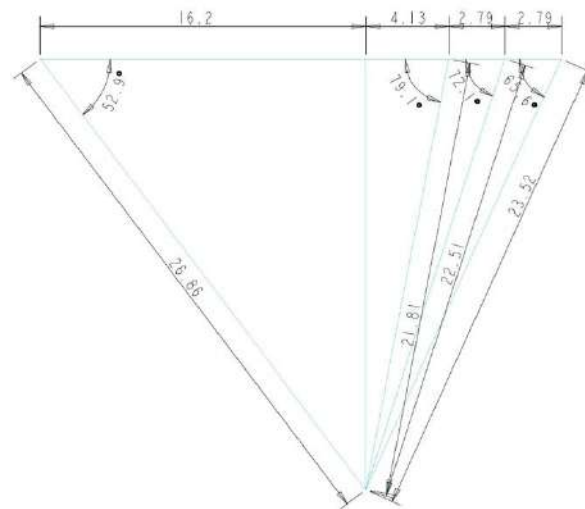
Sehingga dapat diperoleh sudut dari β_{3tip} dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\beta_{3tip} = 67,42^\circ$$

Sehingga dapat diperoleh nilai -nilai dari parameter eye hub dengan menggunakan persamaan yang sama seperti diatas. Nilai parameter eye hub adalah sebagai berikut:

$$U_{3hub} = 3,78 \frac{m}{s} ; W_{3hub} = 21,76 m/s ; \text{ dan } \beta_{3hub} = 79,97^\circ$$

Dari hasil perhitungan kondisi termodinamik pada sisi keluar turbin dapat digunakan untuk menggambar diagram segitiga kecepatan seperti gambar di bawah ini:



Gambar 2.4 Segitiga Kecepatan Roda Mikro Turbin

Dengan menggunakan segitiga kecepatan diatas maka dapat dirancang bentuk roda turbin seperti gambar berikut:



Gambar 2.5 Rancangan Roda Turbin

Untuk menghitung sifat termodinamika pada sisi masuk roda turbin maka efisiensi proses ekspansi sampai keadaan 2 harus diasumsikan. Menurut Sixsmith[11] Efisiensi nosel η_s harus antara 0,9 dan 0,95. Dari rentang tersebut diambil nilai efisiensi nosel sebesar $\eta_s = 0,9$. Selain itu parameter penting yang harus diketahui yaitu rasio masuk dan keluar dari kecepatan meridian C_{m2}/C_{m3} . Balje merekomendasikan nilai rasio antara 1 sampai dengan 1,25 untuk parameter tersebut[11], sehingga diambil nilai rasio 1 sebagai acuan. Sehingga dapat diperoleh nilai C_{m2} dan C_{m3} sebagai berikut.

$$C_{m2} = C_{m3} = C_3 = 21,42 m/s$$

Kemudian selain parameter diatas, masih terdapat parameter penting yang perlu diketahui yaitu sudut masuk gas menuju roda turbin, dalam sejumlah rekomendasi sudah ditentukan sudut masuk sebesar 10 sampai dengan 20 derajat. Namun, dalam desain ini sudut sudah dihitung dan disesuaikan dengan kondisi operasi sebagaimana persamaan dibawah ini:

$$W_2 = C_{m2} = 21,42 m/s$$

Sehingga dapat diperoleh kecepatan pada sisi masuk roda turbin:

$$C_2 = \sqrt{U_2^2 + W_2^2} = \sqrt{16,2^2 + 21,42^2} = 26,86 \text{ m/s}$$

Dapat dihitung pula sudut masuk gas menuju roda turbin:

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \frac{W_2}{U_2} = \tan^{-1} \frac{21,42}{16,2} = 52,91^\circ$$

Diketahui bahwa $h_{01} = h_{0in} = h_{in} = 437,89 \text{ kJ/kg}$ sebagai parameter masukan, sehingga diperoleh entalpi di sisi keluaran roda turbin:

$$h_2 = h_{01} - \frac{C_2^2}{2} = 437,89 - \frac{26,86^2}{2} = 77,05 \text{ kJ/kg}$$

Sehingga, $h_{2s} = h_{in} - \frac{h_{in} - h_2}{\eta_n} = 36,95 \text{ kJ/kg}$

serta didapatkan parameter entropi dapat dinyatakan sebesar $s_{in} = s_1 = s_{2s} = 1,92 \text{ kJ/kgK}$.

Dengan menggunakan data diatas dapat dihitung nilai dari tekanan yaitu $p_{2s} = p_2 = 14,00 \text{ bar}$

Sehingga diperoleh data sebagai berikut $T_2 = -116,3^\circ\text{C}$, $\rho_2 = 1,63 \text{ kg/m}$ and $s_2 = 1,764 \text{ kJ/kg.K}$

$$b_2 = \frac{m_{tr}}{(\pi D_2 - Z_{tr} t_{tr}) \rho_2 C_{m2}} = 0,08656 \text{ m} = 86,56 \text{ mm}$$

Nosel

Termodinamika di sisi *throat* dan *vaneless space* perlu diketahui pada fase awal ini, dengan menentukan parameter jenis nosel konvergen, akan menghasilkan aliran subsonik pada sisi keluar nosel, dibutuhkan. Gambar di bawah menunjukkan diagram skematik dari cincin nosel dengan dimensi nosel. Jika D_t adalah diameter lingkaran *nozzle throat* dan C_{mt} komponen meridian dari kecepatan nosel *throat*, maka dengan mempertimbangkan persamaan keseimbangan massa, sehingga dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$C_{mt} = \frac{m}{\pi D_t b_t \rho_t}$$

Dimana b_t merupakan besar celah, yang dapat diasumsikan dengan nilai 0,5mm. Kecepatan sisi keluar dari leher nosel terdiri atas dua komponen Utama, C_{mnt} dan $C_{\theta t}$. Komponen meridian yang tegak lurus dengan diameter lingkaran leher nosel.

Menurut Kun dan Sentz, $D_t = 1,08 \times 270 \text{ mm} = 291,6 \text{ mm}$ sehingga dapat diperoleh persamaan empiris seperti di bawah ini:

$$C_{mt} = \frac{61,59}{\rho_t}$$

, dari konservasi momentum sudut arus vortex bebas terhadap *vaneless space*, komponen

tangensial dari kecepatan throat adalah, $C_{\theta t} = \frac{U_2 D_2}{D_t} = 15 \text{ m/s}$

Sehingga:

$$h_t = h_2 + \frac{C_2^2}{2} - \frac{C_t^2}{2}$$

Karena C_t terdiri dari dua komponen kecepatan yang saling tegak lurus, maka:

$$h_t = h_2 + \frac{C_2^2}{2} - \frac{C_{mt}^2}{2} - \frac{C_{\theta t}^2}{2}$$

$$h_t = 77,05 \times 10^2 - \frac{18,96 \times 10^2}{\rho_t^2}$$

Untuk mendapatkan nilai h_t dan ρ_t maka dapat menggunakan nilai entropi dengan mengasumsikan ekspansi yang terjadi secara isentropis di *vaneless space*, $s_t = s_2 = 1,764 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$ Sehingga didapatkan nilai

$P_t = 7,40 \text{ bar}$, dari kondisi termodinamika di atas, dapat diketahui kecepatan pada *throat* sebagai berikut:

$$T_t = 25,26^\circ\text{C}, \rho_t = 0,628 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, h_t = 2399,93 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dengan mensubstitusi parameter di atas, diketahui:

$$C_{mt} = 10,881 \text{ m/s}, C_{\theta t} = 15 \text{ m/s}, C_t = 25,881 \text{ m/s}$$

Ukuran Nozzle Vane

Throat angle yang benar untuk ketebalan ujung trailing ujung nosel diperkirakan menggunakan konservasi momentum dan kontinuitas aliran [13]. Secara aerodinamis, diinginkan untuk membuat *trailing edge* setipis pertimbangan desain mekanis. Dengan menggunakan persamaan kontinuitas dan densitas pada *throat*, lebar *throat* W_t dan sudut *throat* α_t dihitung sebagai berikut:

Jumlah nosel, $Z_n = 25$

Lebar *throat*,

$$W_t = \frac{m_{tr}}{Z_n b_r \rho_t C_t} = 0,015 \text{ m}$$

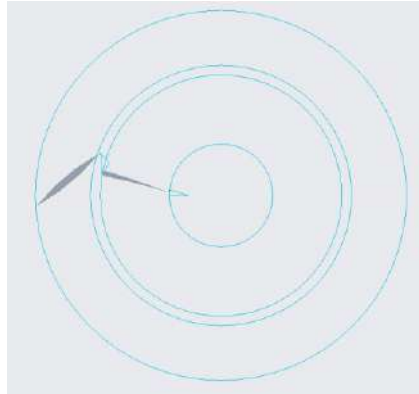
Sudut *throat*,

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{C_{m_t}}{C_{\theta_t}} \right) = 35,95^\circ$$

Dapat dicatat bahwa sudut *outlet throat* berbeda bentuk sudut inlet sudu turbin dan perbedaannya disebabkan oleh gaya geser cairan di *vaneless space*. Panjang *pitch* sudu, P_n diperkirakan sebagai berikut:

$$P_n = \frac{\pi \times D_t}{Z_n} = 0,0366 \text{ m}; \quad \square_t \text{ adalah sudut antara tegak lurus dengan lebar } throat \text{ } W_t \text{ dan garis singgung}$$

dengan diameter lingkaran *throat*. Sehingga diperoleh rancangan nosel dan leher nosel seperti gambar di bawah ini:



Gambar 2.6 Diagram Nosel dan Sudu Turbin Berdasarkan Segitiga Kecepatan



Gambar 2.7 Rancangan Nosel dan Leher Nosel

Difuser

Dengan nilai sudut (θ) sebesar $15,19^\circ$ disesuaikan dengan aspek rasio dari panjang difusi dan diameter difuser, dari perhitungan dapat diperoleh data ukuran desain difuser sebagai berikut, dengan tetap mempertimbangkan ukuran jaringan eksisting. Ukuran difuser dapat dilakukan kalkulasi dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

Outlet diameter difuser

$$D_{ex} = \sqrt{\frac{4 \times V_{ex}}{\pi \times C_{ex}}}$$

Inlet diameter diameter

$$D_{in} = D_t + 2 \times \text{radial clearance}$$

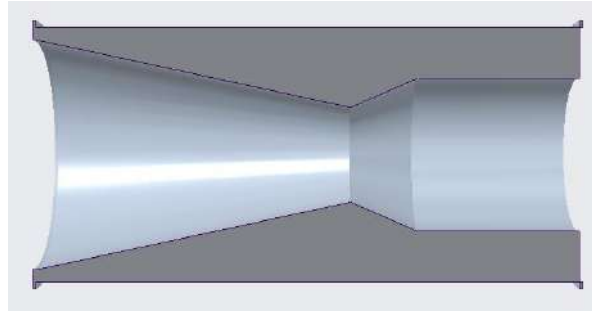
Diameter cekik

$$D_{th} = D_{tip} + 2 \times \text{radial clearance}$$

Panjang bagian diverging pada difuser

$$L_d = \frac{(D_{ex} - D_{td})}{(2 \times \tan \theta)}$$

Rancangan desain difuser dapat dilihat pada gambar dibawah ini:



Gambar 2.8 Rancangan Difuser Turbin

Poros

Ino et. al [11] memilih diameter poros 16 mm untuk turbin helium mereka yang berputar pada 230.000 rpm, sementara Yang et al [11] telah memilih diameter poros sebesar 18 mm untuk turbin udara mereka yang berputar pada kecepatan 180.000 rpm. Sebuah poros diameter 16 mm dipilih untuk penelitian saat ini sesuai dengan rekomendasi.

Diameter poros dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut, dengan mengetahui jumlah daya yang ditransmisikan dengan rumus sebagai berikut:

$$T = \frac{P \times 60}{2\pi N}$$

Sehingga diperoleh nilai torsi daya yang ditransmisikan sebesar:

$$T = \frac{2,13 \times 10^3 \times 60}{2\pi \times 1050,422}$$

$$T = 19,40 \text{ Nm}$$

Menggunakan bahan Stainless Steel 316 dengan tegangan yang diijinkan sebesar 51,71 MPa sesuai dengan rekomendasi American Society of Mechanical Engineer (ASME) tegangan yang diijinkan dapat dihitung menggunakan rumus $\sigma = 0.3 \sigma_{el}$ atau $0.18 \sigma_u$, dipilih mana yang lebih rendah.[17], sehingga dapat dihitung nilai diameter poros sebagai berikut:

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau \left[\frac{(d_o)^4 - (d_i)^4}{d_n} \right] = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3$$

Sehingga diperoleh ukuran diameter poros:

$$19400,39 \text{ Nmm} = \frac{\pi}{16} \times 51,71 \times d^3 ; d = 12,408 \text{ mm atau } 0,4991 \text{ inch} \approx 0,5 \text{ inch}$$

Kecepatan poros secara umum dibatasi oleh kecepatan kritis dari pembengkokan, batasan ini didasari oleh besaran diameter dan panjang poros, Rumus untuk menghitung kecepatan kritis untuk poros dengan pembebanan merata adalah sebagai berikut:

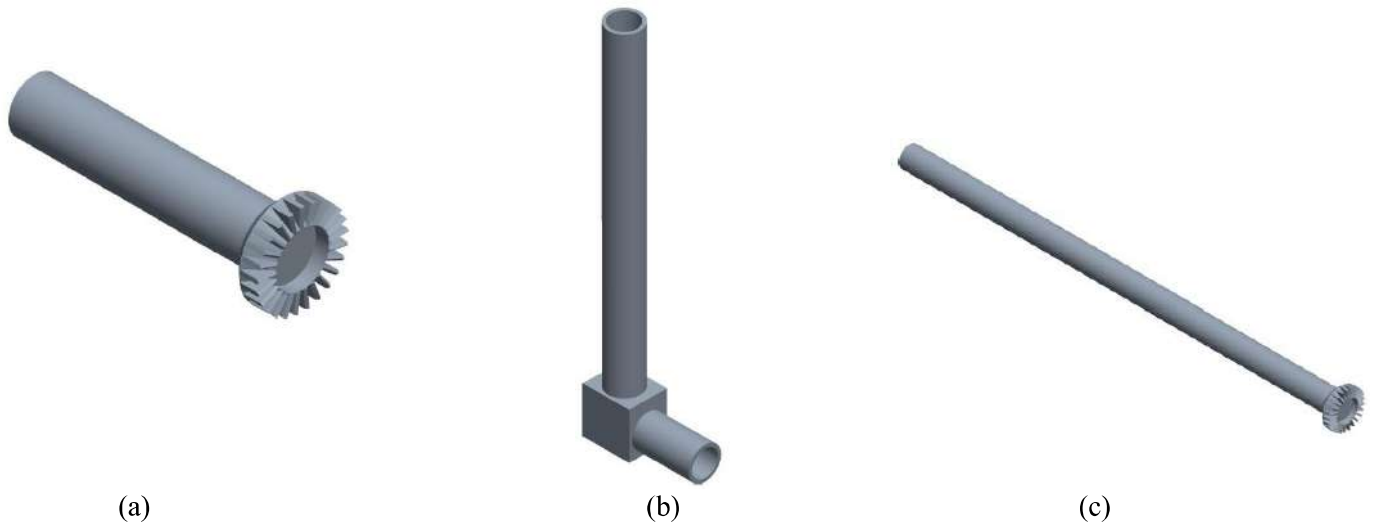
$$f = 0,9 (d/l^2) \sqrt{\frac{E}{\rho}} \text{ Hz}$$

Dimana d adalah diameter poros, l adalah panjang poros, E adalah modulus Young dan ρ adalah masa jenis material, dengan mempertimbangkan kecepatan operasi sebesar 909,03574 rpm maka dapat ditentukan kecepatan kritis dan panjang poros yaitu sebagai berikut:

$$f = 0,9 (12,40/l^2) \sqrt{\frac{2 \times 10^{11}}{8027}} \text{ Hz}$$

Sehingga diperoleh $f = 17,50 \text{ Hz}$ atau 1050,422 rpm dan $l = 56,42 \text{ mm}$, dengan kondisi kritis di panjang poros sebesar 50 mm dengan kecepatan 1125,44 rpm.

Berikut merupakan gambar hasil rancangan poros dilengkapi dengan angle gear dan juga penutup poros dan gigi:



Gambar 2.9 Rancangan Desain Poros Turbin, (a) Poros Turbin dengan Angle Gear; (b) Penutup Poros dan Gigi; (c) Poros Generator dengan Angle Gear

HASIL

Berikut merupakan tabel hasil perhitungan atau dapat dikatakan sebagai spesifikasi mikro turbin :

TABEL 4. 2 REKAPITULASI HASIL PERHITUNGAN DESAIN MIKRO TURBIN

No	Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Desain Roda Turbin				
1	Kecepatan Spesifik	n_s	8,356	
2	Diameter Spesifik	d_s	1,049	
3	Daya Turbin	P	2,13	kW
4	Kecepatan Rotasi	ω	110 1050,42	rad/s rpm
5	Diameter Inlet	D2	270	mm
6	Kecepatan Sudu Inlet	U2	16,2	m/s
7	Jumlah Sudu	Z	25	buah
8	Ketebalan Sudu	T	3	mm
Desain Difuser				
1	Diameter Inlet Difuser	Dind	287,13	mm
2	Diameter Cekik Difuser	Dthd	179,13	mm
3	Diameter Outlet Difuser	Dexd	428,46	mm
Desain Nosel				
1	Diameter Leher Nosel	Dt	229,5	mm
2	Lebar Leher Nosel	Wt	150	mm
3	Sudut Leher Nosel	α_t	35,95	derajat
Desain Poros				
1	Diameter Poros	Ds	12,4	mm
2	Panjang Poros	Ls	56,42	mm
3	Kecepatan Kritis Pembengkokan	f	1337,90	Hz

Berdasarkan hasil perhitungan di atas maka dapat dilakukan perhitungan daya yang dihasilkan oleh turbin dengan rumus sebagai berikut:

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_{in} - h_{ex,s})$$

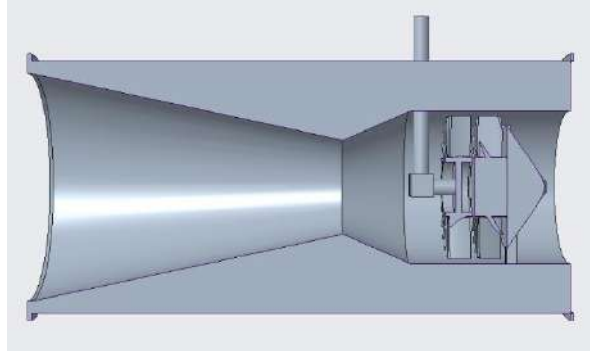
Sehingga diperoleh,

$$\dot{W}_T = 0,22 \text{ m}^3/\text{s} \times 0,86 \text{ kg}/\text{m}^3 (437,89 - 426,75) \text{ kJ}/\text{kg}$$

$$\dot{W}_T = 2,13 \text{ kW}$$

Daya tersebut digunakan untuk menghidupkan lampu di Kawasan pelanggan, dengan menggunakan lampu jalan umum dengan daya 50 watt, maka diperoleh jumlah lampu yang dapat menyala sejumlah 42 lampu.

Berikut merupakan gambar potongan melintang rancang bangun desain dari mikro turbin aksial yang sudah dilakukan perhitungan diatas:



Gambar 3.8 Rancangan Mikro Turbin Potongan Melintang

KESIMPULAN

Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan dan pembahasan pada bab sebelumnya, dapat disimpulkan bahwa:

- Mikro turbin dapat digunakan untuk mengonversikan energi yang dilepaskan pada proses penurunan tekanan dengan regulator stasiun pengukuran dan penurun tekanan gas di PT X untuk dimanfaatkan menjadi energi listrik dengan daya yang dihasilkan sebesar 2,13 kW untuk dapat menghidupkan Lampu Penerangan Jalan Umum sebanyak 42 buah dengan daya 50Watt setiap lampu.
- Berdasarkan perhitungan pada pembahasan, diketahui dimensi turbin ekspander sebagai berikut: Luas inlet difuser 6,47 m², luas keluaran difuser 14,41 m², diameter leher nosel 0,22 m, diameter poros 0,124 mm, dan panjang poros 0,05642 m. Dari dimensi turbin ekspander tersebut dihasilkan kecepatan rotasi sebesar 1050,42 rpm.

Saran

- Perlu dilakukan analisis hidrolis secara keseluruhan pada metering and regulating station agar diketahui kesesuaian parameter desain dibangkan dengan kondisi di lapangan.
- Perlu dilakukan analisis keekonomian agar pemanfaatan energi baru terbarukan di lingkungan PT.X dapat dilakukan dan dapat menghasilkan keuntungan yang sesuai.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] W. Kostowski, "The Possibility of Energy Generation within the Conventional Natural Gas Transport System," *Strojarstvo*, vol. 52, no. 4, p. 429, 2010.
- [2] J. Peirs, D. Reynaerts, and F. Verplaetsen, "A microturbine for electric power generation," *Sensors Actuators, A Phys.*, vol. 113, no. 1, pp. 86–93, 2004.
- [3] T. Sangsawangmatum and U. Nontakaew, "Design of Radial Inflow Turbine for 30 kW Microturbine," vol. 06005, pp. 0–4, 2017.
- [4] A. Code and P. Piping, "Gas Transmission and Distribution Piping Systems Gas Transmission and Distribution Piping Systems," vol. 2007, 2008.
- [5] PT. X, "PANDUAN BASIS DESAIN METERING REGULATING STATION (MRS) PELANGGAN," 2018.
- [6] A. G. Asosiasi, "Measurement of Gas by Turbine Meters Transmission Measurement Committee Report No.7." .

-
- [7] G. R. HHH, Saravananuttoo, H. Cohen, *Gas Turbine Theory Fifth Edition*, Fifth. Pearson Education, Ltd., 2013.
- [8] S. A. N. Ion Boldea, *Synchronous Generators The Electric Generators Handbook Ion Boldea*. 2006.
- [9] S. Mokhatab, W. A. Poe, and J. Y. Mark, *Handbook of Natural Gas Transmission and Processing Principle and Practice Third Edition*, vol. Third. 2015.
- [10] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach with Solution*, vol. Seventh. 2008.
- [11] S. K. Ghosh, "Experimental and Computational Studies on Cryogenic Turboexpander," *Ph.D. Thesis Mech. Eng. Dep. Natl. Inst. Technol. Rourkela*, p. 224, 2008.
- [12] D. Frietz and D. Sriyono, "Turbin Pompa dan Kompresor." Penerbit Erlangga, p. 444, 1980.
- [13] B. K. Choudhury, R. K. Sahoo, and S. K. Sarangi, "DESIGN OF BACKWARD SWEPT TURBINE WHEEL FOR CRYOGENIC TURBOEXPANDER ρ," vol. 9, no. 4, pp. 423–431, 2014.
- [14] R. Kushwah and P. N. V Bora, "Design of Helium Cryogenic Turboexpander," vol. 1, no. 11, pp. 2–7, 2014.
- [15] PT. X, "Laporan Akhir-Pilot Project Teknologi Expander." PT.X, 2013.
- [16] B. K. Choudhury, R. K. Sahoo, and S. K. Sarangi, "Design and Construction of Nitrogen Liquefier," *Int. J. Adv. Cult. Technol.*, vol. 3, no. 2, pp. 42–49, 2016.
- [17] R. . Khurmi and J. K. Gupta, "Textbook of Machine Design (S.I. Units)," vol. 45, no. 12, pp. 1981–1981, 2005.

KINERJA MESIN PENDINGIN RUANGAN DENGAN MASSA MINIMUM REFRIGERAN PROPANE

Jeri Tangalajuk Siang^{1*}, Jeremias Mathias Leda², Firdaus Chairuddin³

¹Jurusan Teknik Mesin, Universitas Atma Jaya, Makassar

²Jurusan Teknik Elektro, Universitas Atma Jaya, Makassar

³Jurusan Teknik Sipil, Universitas Atma Jaya, Makassar

Abstrak. Penggunaan refrigeran ramah lingkungan saat ini merupakan sesuatu yang harus dilakukan untuk menjaga lingkungan tetap terjaga. Salah satu refrigeran yang ramah lingkungan adalah *propane* (R290). Akan tetapi R290 mempunyai kekurangan yaitu mudah terbakar. Untuk mengurangi resiko terbakar, massa R290 di dalam mesin pendingin diusahakan seminimal mungkin sehingga konsentrasi refrigeran di dalam ruangan yang didinginkan berada 20% di bawah LFL (*lower flammability level*) R290. Penelitian ini dilakukan secara eksperimental dengan menggunakan massa R290 sebesar 120 g pada mesin pendingin ruangan 370 g R22. Hasil penelitian menunjukkan bahwa kapasitas pendinginan R290 yaitu 1.44 kW pada kecepatan udara evaporator 2 m/s, tidak terlalu berbeda jauh dengan R22 yaitu 1.49 kW pada kecepatan 1.5 m/s. Kapasitas pendinginan R290 diperoleh dengan membutuhkan arus listrik sebesar 2.31 A sedangkan R22 membutuhkan arus listrik sebesar 3.15 A. Hasil penelitian ini juga menunjukkan bahwa kecepatan udara evaporator mempunyai pengaruh mengurangi resiko munculnya lapisan es pada pipa evaporator. Hasil penelitian ini dapat dijadikan dasar untuk mendesain sebuah mesin pendingin ruangan yang menggunakan R290 minimum yang ramah lingkungan dengan mendesain *blower* evaporator yang mempunyai kecepatan hembusan yang lebih besar.

Kata kunci: ramah lingkungan, *propane*, R22, kapasitas pendinginan, COP

PENDAHULUAN

Refrigeran yang sekarang digunakan pada mesin pendingin ruangan kebanyakan adalah refrigeran sintetik. Refrigeran sintetik merupakan refrigeran yang tidak tersedia di alam secara langsung [1]. Kebanyakan dari refrigeran ini masih mempunyai pengaruh negatif terhadap lingkungan. Pengaruh negatif refrigeran ini terhadap lingkungan karena mempunyai potensi pemanasan global yang masih tinggi. Tinggi rendahnya efek negatif refrigeran terhadap lingkungan dapat dilihat dari nilai ODP dan GWP dari suatu refrigeran [2]. Nilai ODP (*Ozone depletion Potential*) adalah suatu nilai atau indeks kerusakan *ozone* oleh suatu material. Nilai ODP suatu material akan dibandingkan dengan nilai ODP CFC – 11 yang bernilai 1 sebagai pembanding. *Global Warming Potential* (GWP) adalah nilai suatu material dalam hal pemanasan global (efek rumah kaca). Nilai GWP suatu material akan dibandingkan dengan nilai ODP dari CO₂ (bernilai 1) sebagai pembanding. Hal inilah yang menjadi konsen penelitian di bidang refrigerasi dan pengkondisian udara.

Saat ini refrigeran sintetik yang digunakan dalam sistem pendingin baik pada mesin pendingin ruangan atau mesin pendingin makanan atau yang lebih dikenal dengan kulkas merupakan refrigeran sintetik. Pada mesin pendingin ruangan masih kita dapati penggunaan R – 22, R – 410A dan R32. Pada bidang pendinginan makanan, refrigeran sintetik yang digunakan adalah R134a. Dari keseluruhan refrigeran sintetik yang telah disebutkan, semuanya masih memiliki nilai GWP yang tinggi. Walaupun refrigeran tersebut tidak menyebabkan kerusakan *ozone*, kecuali R – 22 masih memiliki indeks ODP sebesar 0.055, akan tetapi perlu diupayakan penggunaan refrigeran yang lebih ramah lingkungan. Hal ini disebabkan oleh karena penggunaan mesin pendingin ruangan digunakan secara kontinyu, bisa dikatakan setiap hari kita menggunakan mesin pendingin baik untuk ruangan maupun pendingin makanan.

Salah satu refrigeran yang ramah lingkungan adalah *propane* (R290), refrigeran ini mempunyai nilai potensi pemanasan global (GWP) yang sangat rendah (3) dan mempunyai masa aktif kurang dari satu tahun. Jika dibandingkan dengan refrigeran R22, GWP R22 adalah 1810, R410a sebesar 2088, R32 sebesar 675

* Corresponding author: jeri_siang@lecturer.uajm.ac.id

artinya masih ratusan sampai ribuan kali lebih kuat dari CO₂ [3]. Jika R290 tidak merusak *ozone* [4], R22 masih mempunyai potensi untuk merusak *ozone* dengan indeks 0.055 [5].

Dari segi produksi, R290 juga sudah diproduksi di dalam negeri. R290 diproduksi oleh PERTAMINA dengan nama MUSICOOL22. Sehingga dalam pemanfaatannya, produk R290 tidak susah untuk ditemukan.

Penggunaan R290 sudah banyak dibahas oleh peneliti dibidang pengkondisian udara. Dari penelitian – penelitian yang sudah dilakukan, kapasitas pendinginan R290 sedikit lebih rendah bila dibandingkan dengan R22 tetapi mempunyai nilai COP yang lebih baik [6, 7]. Sifat termodinamik dari R290 menyerupai sifat termodinamik dari R22. Hal ini merupakan suatu keuntungan jika diinginkan untuk mengganti fluida kerja mesin pendingin ruangan dengan fluida kerja R22 menjadi mesin pendingin dengan fluida kerja R290. R290 dapat langsung dimasukkan ke dalam sistem yang lama tanpa harus mengubah desain dari sistem tersebut. Satu keuntungan lain yang diperoleh adalah massa R290 yang dibutuhkan untuk sistem dengan R22 adalah hanya sekitar 40% - 50% dari massa R22 [8].

Kelemahan dari refrigeran R290 adalah sifatnya yang mudah terbakar. Sehingga, di dalam penggunaannya masih dibatasi oleh massa refrigeran yang harus seminimal mungkin. Seperti diketahui, R290 sangat gampang terbakar, perbandingan massa R290 dengan udara yang dapat memicu api adalah 2.1% - 10% (*lower flammability level* (LFL)). Untuk dapat mencegah resiko terbakar, massa R290 di dalam sistem didesain lebih kecil dari LFL (2.1%). Untuk keamanan, penggunaan R290 adalah 20% dibawah LFL.

Berdasarkan atas limitasi – limitasi di atas, pada penelitian ini akan dianalisa pengaruh penggunaan R290 pada sistem pendinginan R22 dengan massa seminimal mungkin. Dari penelitian sebelumnya, resiko yang timbul dari penggunaan refrigeran yang sangat sedikit adalah tekanan pada evaporator yang rendah yang mengakibatkan temperatur refrigeran berada dibawah 0°C [9]. Sehingga jika dioperasikan pada kondisi tersebut akan sangat mudah untuk menimbulkan bunga es pada pipa evaporator. Dari penelitian yang lalu, salah satu metode yang diusulkan untuk meminimalkan terjadinya bunga es pada pipa evaporator adalah dengan menambah kecepatan udara yang melintasi koil evaporator [10]. Sehingga proses pembentukan bunga es dapat diperkecil.

Batasan Masalah

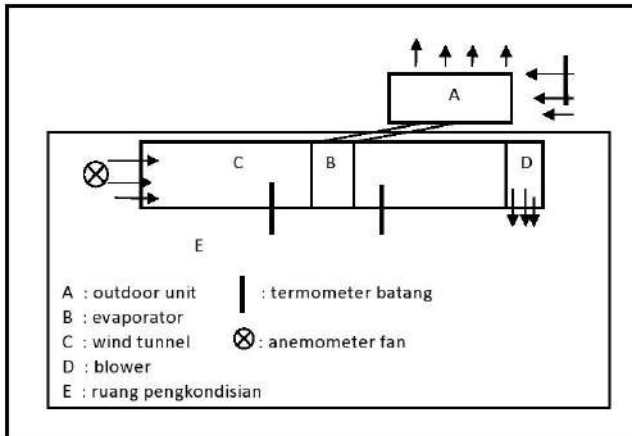
Penelitian ini dilakukan secara eksperimental dengan menggunakan refrigeran R290 sebanyak 120 g (32.4% dari massa original R22 yaitu 370 g mesin pendingin yang digunakan). Massa ini berada dibawah massa yang direkomendasikan oleh Gartshore [8], yaitu 40%. Penelitian ini dilakukan dengan variabel penelitian kecepatan udara melintasi evaporator masing – masing 0.5 m/s, 1.0 m/s, 1.5 m/s dan 2.0 m/s).

Tujuan Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk menganalisa pengaruh kecepatan udara melintasi evaporator terhadap kapasitas pendinginan dan COP mesin pendingin R22 yang digantikan dengan R290 dengan massa minimum.

METODE PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan secara eksperimen membandingkan kinerja mesin pendingin yang bekerja dengan R290 yang diisi dengan 120 g R290 dengan sistem yang sama yang berisi 390 g R22. Massa refrigeran tersebut adalah sekitar 30% atau berada dibawah massa refrigeran yang dijadikan patokan penelitian sebelumnya. Penelitian ini dilakukan di laboratorium Universitas Atma Jaya Makassar dengan skema ruangan seperti pada Gambar 1.

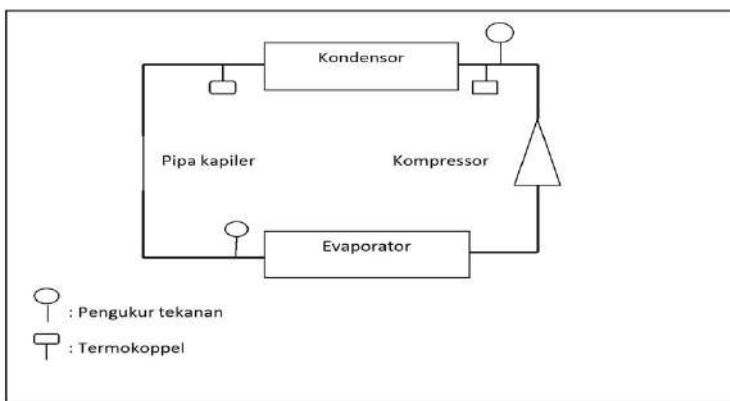


Gambar 1: Skema ruangan pendingin

Penelitian ini dilakukan dengan memberikan variasi beban pendinginan. Beban pendinginan diubah dengan mengubah kecepatan udara yang melintasi evaporator. Temperatur udara diukur dengan termometer batang dengan bacaan terkecil 1°C, temperatur refrigeran diukur dengan menggunakan termokoppel dengan bacaan terkecil 1°C, tekanan refrigeran di evaporator dan kondenser diukur dengan alat ukur tipe tabung bourdon. Kecepatan udara diukur dengan menggunakan anemometer tipe fan dengan ketelitian 5%.

Instrumentasi

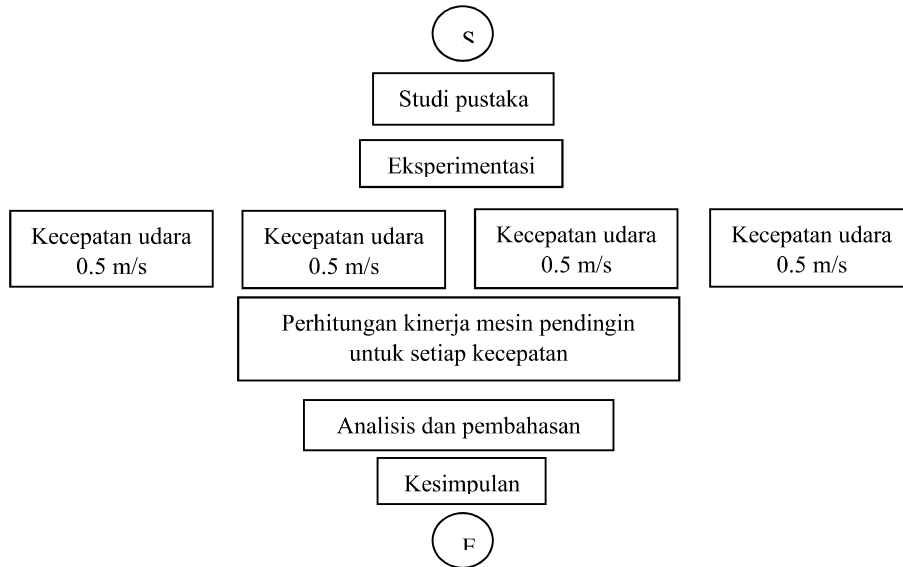
Pada penelitian ini digunakan anemometer tipe fan untuk mengukur kecepatan udara yang melintasi kondensor dan evaporator. Untuk mengukur tekanan refrigeran digunakan pengukur tekanan tipe tabung bourdon. Temperatur refrigeran diukur dengan menggunakan termokoppel. Termokoppel diletakkan pada dinding pipa kemudian diisolasi. Temperatur refrigeran diasumsikan sama dengan temperatur dinding pipa evaporator atau pipa kondensor. Pada sisi ruangan yang dikondisikan, evaporator diletakkan di dalam terowongan angin (wind tunnel) untuk mempermudah mengukur kecepatan udara dan temperatur udara yang melintasi evaporator. Gambar 2 memperlihatkan posisi alat ukur tekanan dan temperatur untuk pengukuran tekanan dan temperatur refrigeran.



Gambar 2: Pengukuran tekanan dan temperatur refrigeran

Alur Penelitian

Alur penelitian untuk penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3.



Gambar 3: Alur penelitian

Persamaan – persamaan yang digunakan di dalam perhitungan

Pada penelitian ini kapasitas pendinginan merupakan fokus dari perhitungan bersama dengan COP. Kapasitas pendinginan dihitung menggunakan persamaan :

$$Q_{udara} = \dot{m}_{udara} \times C_{p_{udara}} \times \Delta T_{udara} \quad (1)$$

Kapasitas pendinginan sisi udara (Q_{udara}) dihitung berdasarkan kalor yang dilepaskan udara yang melintasi evaporator ke refrigeran yang mengalir di dalam evaporator.

Laju aliran massa udara diperoleh dari persamaan

$$\dot{m}_{udara} = \rho_{udara} \times V_{udara} \times A_{wt} \quad (2)$$

Di mana:

Massa jenis udara (ρ_{udara}) pada temperatur tertentu diperoleh dari tabel sifat – sifat udara. Kecepatan udara diperoleh dari hasil pengukuran serta luas aliran udara diperoleh dari luas aliran wind tunnel. A_{wt} melambangkan luas aliran udara wind tunnel

Dari persamaan (1) dapat dihitung laju aliran massa refrigeran dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

Oleh karena:

$$Q_{evap} = Q_{udara} \quad (3)$$

Di mana (Q_{evap}) melambangkan kapasitas pendinginan dihitung dari sisi evaporator yang diasumsikan sama dengan kapasitas pendinginan di sisi udara (Q_{udara}). Maka laju aliran massa refrigeran dapat diperoleh dengan persamaan:

$$\dot{m}_{ref} = \frac{Q_{udara}}{\Delta h_{evap}} \quad (4)$$

Dengan menggunakan asumsi proses kompresi pada kompresor adalah kompresi isentropik, serta proses ekspansi pada pipa kapiler adalah kompresi adiabatik. Data data refrigeran yang diperoleh dari pengukuran adalah tekanan evaporator (tekanan inlet dan outlet evaporator diasumsikan sama), tekanan kondensor (tekanan inlet dan outlet kondensor diasumsikan sama) serta temperatur refrigeran masuk dan keluar kondensor.

Dengan kedua asumsi tersebut, entalpi dan entropi pada titik inlet ke kompresor, kondensor, pipa kapiler dan evaporator dapat diperoleh.

Kerja kompresor dihitung dengan persamaan:

$$W_{kompressor} = \dot{m}_{ref} \times \Delta h_{kompressor} \quad (5)$$

COP sistem dapat diperoleh dari persamaan:

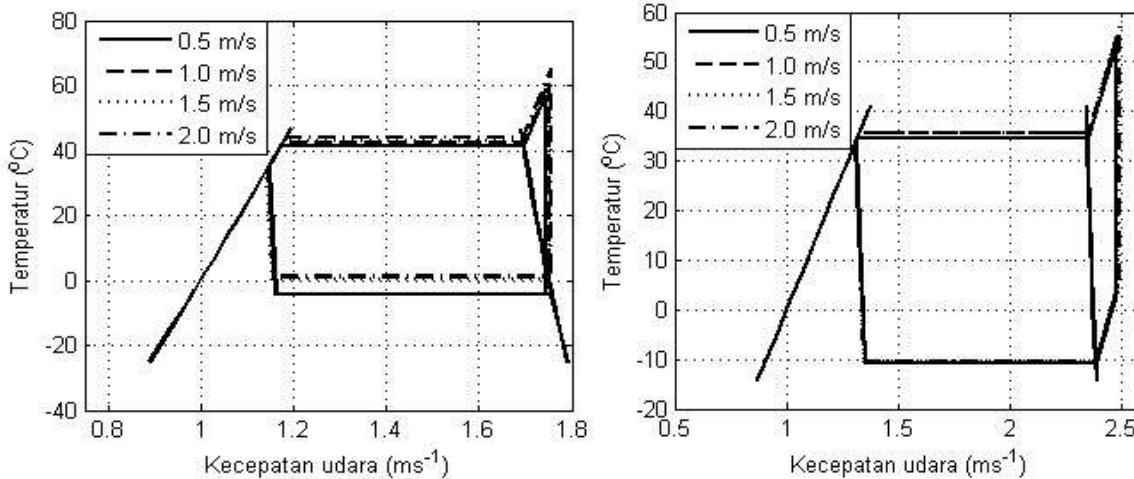
$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{komp}} \quad (6)$$

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (7)$$

HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

Dari penelitian yang dilakukan, diperoleh hasil perhitungan yang digambarkan dalam bentuk grafik sebagai berikut.

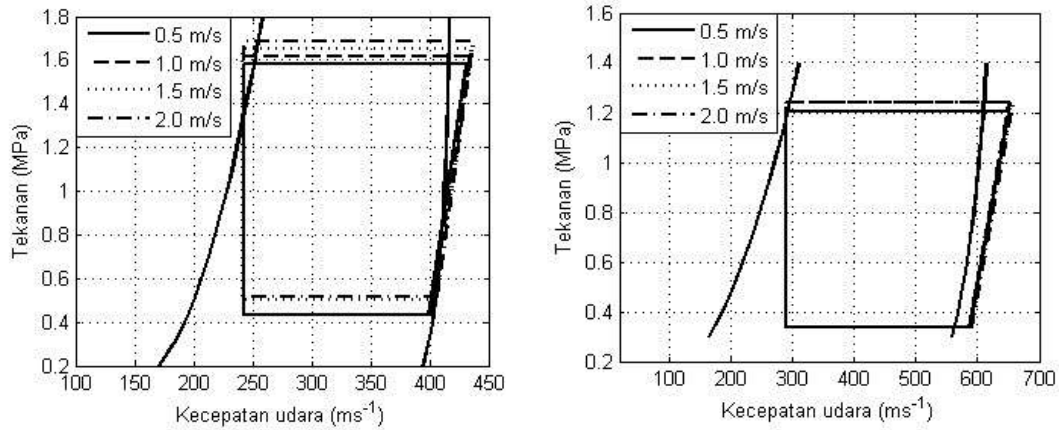
Gambar 4 memperlihatkan diagram T – s untuk mesin pendingin yang menggunakan R22 dan yang menggunakan massa R290 dibawah normal. Gambar 1a memperlihatkan kondisi refrigeran R22 pada saat masuk ke dalam kompresor berada di sekitar garis jenuh uap. Pada kecepatan 0.5 m/s dan 1.0 m/s, kondisi refrigeran belum sepenuhnya dalam bentuk gas. Sedangkan untuk kecepatan 1.5 m/s dan 2.0 m/s, kondisi refrigeran sudah dalam keadaan uap panas lanjut. Pada bagian lain dari siklus, terlihat bahwa kondisi fluida pada saat masuk ke dalam pipa kapiler sudah dalam keadaan cairan tertekan. Jika dibandingkan dengan gambar 1b, kondisi refrigeran pada saat masuk ke dalam kompresor sudah dalam keadaan uap panas lanjut, akan tetapi, pada saat akan masuk ke dalam pipa kapiler, kondisi refrigeran baru sedikit melewati garis jenuh cairan. Dari Gambar 4 juga terlihat bahwa temperatur jenuh kondensor untuk R22 berada di atas 40°C sedangkan pada Gambar 4b dapat dilihat temperatur jenuh kondensor berada disekitar 35°C.



(a) Diagram T – s untuk R22

(b) Diagram T – s untuk R290

Gambar 4: Diagram T – s untuk R22 (normal) dan diagram T – s untuk R290 dengan massa refrigeran dibawah normal

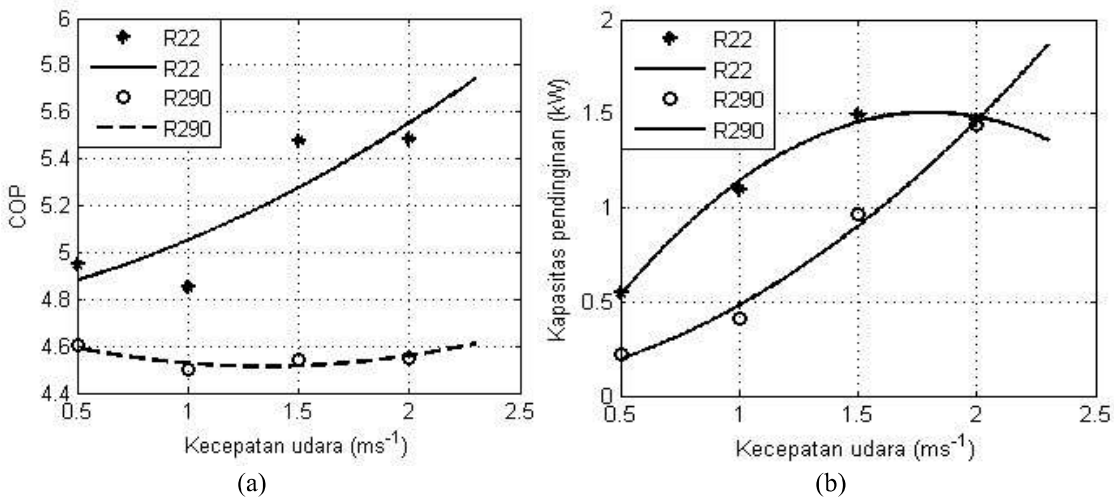


(a) Diagram p – h R22

(b) Diagram p – h R290

Gambar 5: Diagram p – h untuk R22 dalam keadaan massa refrigeran normal dan diagram p – h untuk refrigeran R290 dengan massa refrigeran di bawah normal.

Diagram p – h untuk R22 dan R290 dapat dilihat pada Gambar 5. Gambar 5a memperlihatkan variasi tekanan pada kondensor. Terlihat bahwa perubahan kecepatan udara melewati evaporator mempengaruhi tekanan kondensor. Pada sisi evaporator, tekanan evaporator berubah pada saat kecepatan udara mencapai 1.5 m/s dan 2.0 m/s. Pada Gambar 5b, variasi tekanan terlihat pada sisi kondensor sedangkan pada sisi evaporator tidak terlihat perubahan tekanan yang signifikan. Tekanan yang digunakan pada Gambar 5 diukur menggunakan alat ukur tekanan jenis tabung Bourdon.



(a)

(b)

Gambar 6: Grafik kapasitas pendinginan (a) dan COP (b) untuk R22 dan R290 pada berbagai kecepatan udara melintasi evaporator

Tabel 1: Laju aliran massa dan kuat arus listrik kompresor

Kecepatan (m/s)	Laju aliran massa refrigeran (kg/s)		Arus listrik (A)	
	R22	R290	R22	R290
0.5	0.00349	0.00074	3.00	2.36
1.0	0.00692	0.00140	3.05	2.40
1.5	0.00912	0.00324	3.15	2.32
2.0	0.00896	0.00480	3.20	2.31

Grafik COP dapat dilihat pada Gambar 6a, memperlihatkan kenaikan nilai COP pada refrigeran R22, sedangkan pada refrigeran R290, terlihat masih landai untuk kasus ini. Dari grafik COP untuk R290 dapat kita lihat bahwa perbandingan antara kerja kompressor dan kapasitas pendinginan bertambah secara proporsional sehingga perbandingan antara perubahan entalpi pada kompressor sebanding dengan perubahan entalpi yang terjadi pada evaporator. Untuk COP R22, perubahan prosentase entalpi pada sisi evaporator bertambah lebih besar daripada penambahan entalpi pada sisi kompressor yang mengakibatkan nilai COP dari R22 bertambah dengan bertambahnya kecepatan udara. Gambar 6b memperlihatkan grafik kapasitas pendinginan terhadap kecepatan udara melintasi evaporator. Untuk kasus ini, kapasitas pendinginan R22 mencapai nilai maksimum pada kecepatan evaporator pada kecepatan udara antara 1.5 m/s dan 2.0 m/s. Nilai COP pada Gambar 6 dihitung menggunakan persamaan (1, 5, 6, 7). Sedangkan kapasitas pendinginan R290 pada kasus ini memperlihatkan tren yang naik hingga pada kecepatan udara 2.0 m/s. Grafik ini menunjukkan bahwa untuk R290, kapasitas pendinginan belum mencapai maksimum sehingga masih ada kemungkinan kapasitas pendinginan R290 masih bisa bertambah. Nilai kapasitas pendinginan R22 untuk penelitian ini lebih besar dibandingkan dengan kapasitas pendinginan R290, akan tetapi pada kecepatan udara 2.0 m/s, kapasitas pendinginan R22 turun sedangkan R290 masih menunjukkan tren yang naik. Untuk memperoleh nilai kapasitas pendinginan digunakan persamaan (1, 2). Gambar 3 memperlihatkan temperatur evaporator R290 lebih rendah dari temperatur R22, hal ini mempunyai keuntungan bagi R290 karena mempunyai selisih temperatur lebih besar dengan ruangan dibandingkan dengan R22, sehingga perpindahan panas konveksi dari udara ruangan ke evaporator menjadi lebih baik pada kecepatan yang lebih besar hal ini sejalan dengan penelitian sebelumnya [9] yang menyatakan bahwa resiko terbentuknya lapisan es pada evaporator dapat dikurangi dengan menambahkan kecepatan udara melintasi evaporator. Sedangkan pada kecepatan rendah, dengan temperatur evaporator dibawah temperatur beku air, resiko terbentuknya lapisan es pada evaporator dengan R290 menjadi lebih besar. Lapisan es ini akan memperkecil luas aliran udara pada evaporator sehingga kontak udara dengan evaporator menjadi lebih kecil. Tabel 1 memperlihatkan laju aliran massa R290 yang lebih rendah dibandingkan dengan R22, hal ini juga mengakibatkan kapasitas pendinginan R290 menjadi lebih rendah dari R22. Nilai laju aliran massa pada Tabel 1 dihitung dengan menggunakan persamaan (4), sedangkan nilai arus diukur menggunakan tang amper.

Tabel 1 juga memperlihatkan arus listrik yang digunakan oleh R290 lebih kecil dibandingkan dengan arus listrik yang dibutuhkan oleh R22. R22 membutuhkan arus listrik yang lebih besar karena beban yang ditanggung oleh sistem lebih besar karena massa R22 lebih besar dibandingkan dengan massa R290 hal ini terlihat pada laju aliran massa R22 lebih besar dibandingkan dengan R290.

KESIMPULAN

Dari hasil penelitian dan pembahasan di atas dapat ditarik kesimpulan bahwa kinerja mesin pendingin yang ditampilkan dalam bentuk COP dan kapasitas pendinginan sebagai berikut:

COP dari mesin pendingin dengan R22 lebih baik dibandingkan dengan COP mesin pendingin saat beroperasi menggunakan R290 artinya perbandingan energi dalam bentuk kalor yang diserap oleh evaporator dengan energi kalor yang digunakan kompressor lebih besar jika menggunakan R22.

Kapasitas pendinginan dengan R22 mempunyai nilai maksimum pada penelitian ini, sedangkan jika menggunakan R290, masih terlihat trend kenaikan kapasitas pendinginan sampai variabel kecepatan mencapai nilai maksimum yaitu 2 m/s.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Direktorat Jenderal Pendidikan Tinggi yang telah membiayai penelitian ini yang merupakan bagian dari penelitian yang berjudul penggunaan refrigeran campuran R290 – R600a pada massa minimum mesin pendingin. Artikel ini merupakan bagian dari proyek penelitian dasar tersebut yang membahas massa R290 dalam jumlah minimum.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] GE solution, *Synthetic Refrigerants*, <https://www.gesolutions.nl/en/synthetische-koudemiddelen/> (accessed on 19th August 2019)
- [2] B. O. Bolaji and Z. Huan, Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant – a review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 18 (2013) 49 – 54.

-
- [3] Calm JM, Domanski PA. R22 replacement status. ASHRAE Journal 2004; 46: 29 – 39.).
- [4] S. Oberthur and H. E. Ott, *Kyoto Protocol*, Springer, New York, 1997.
- [5] Technology and Economy Assessment Panel (TEAP 2010) Progress Report, vol 1, UNEP, 2010 (Simulated and exp 2014)
- [6] J.-M. Corberan, I. Martínez-Galvan, S. Martínez-Ballester, J. Gonzalez-Macia and R. Royo-Pastor, Influence of the source and sink temperatures on the optimal refrigerant charge of a water-to-water heat pump, *Int. J. Refrig.* 34 (2011) 881–892.
- [7] P. Fernando, B. Palm, P. Lundqvist and E. Granryd, Propane heat pump with low refrigerant charge: Design and laboratory tests, *Int. J. Refrig.* 27 (2004) 761–773.
- [8] Gartshore, J, “Refrigerations Appliances using Hydrocarbon Refrigerants: Manual for Safe Design, Manufacturing, Servicing and Drop-in Conversion of Commercial and Domestic Refrigeration Appliances,” An ECOFRIG, 1995
- [9] T.-P. Teng, H.-E. Mo, H. Lin, Y.-H. Tseng, R.-H. Liu and Y.-F. Long, Retrofit assessment of window air conditioner, *Appl. Therm. Eng.* 32 (2012) 100–107.
- [10] Siang, JT and Sharifian Ahmad, *Effect of inlet pressure, size and wind speed of an evaporator on amount of refrigerant charge and performance of a portable propane air conditioner*, proceeding at 4th International conference on science and technology (4th ICST 2018), 2018, Jogjakarta, Indonesia

ANALISIS DEHIDRASI GAS DENGAN DESICCANT DI STASIUN PENGISIAN BAHAN BAKAR GAS PONDOK UNGU PT. X

Sinatrya Dwika Alvino¹, La Ode Mohammad Firman²

¹Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

²Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK. Dalam industri migas, gas alam dan kondensat yang diproduksi dari sumur masih terkandung faktor impuritis yang harus dihilangkan. Proses pemurnian Gas yang dilakukan di (SPBG) Pondok Ungu milik PT. X, hanya dilakukan proses dehidrasi gas untuk menghilangkan uap air. Hal ini bertujuan untuk memastikan ketika gas dimampatkan pada tabung (CNG) atau (BBG) dengan tekanan 200 Bar tidak memicu terbentuknya Hidrat. Terdapat beberapa metode dalam proses dehidrasi, salah satunya adalah metode adsorpsi dengan menggunakan desikan padat. Diharapkan dalam penelitian ini dapat menganalisa kondisi operasi yang efektif untuk proses penjerapan uap air. Dalam penelitian ini metode penelitian akan dibagi menjadi empat tahapan yaitu, Tahap Awal Penelitian, Tahap Pengumpulan Data, Tahap Pengolahan dan Analisis dan Tahap Akhir Penelitian. Dari perhitungan analisa kondisi operasi diperoleh nilai operation bed length 0.01297 m, dan breakthrough time 1241.2379 jam atau sebanding dengan 51 hari 17 jam. Sehingga didapat sisa panjang bed 1.9870 m dan sisa waktu jenuh 1233.2379 jam. Dalam Analisa perkiraan timbulnya air dan hidrat pada sumber gas saat dikompresi 200 bar atau setara dengan 2.900,75 Psia ke dalam tabung CNG dan BBG, suhu 860F dan kandungan uap air 10 ppm tidak memicu timbulnya air jenuh dan hidrat. Tapi, Air jenuh akan terbentuk pada suhu dibawah 600F atau tekanan diatas 10.000 Psia. Maka dehidrasi gas tetap diperlukan untuk meminimalisir terbentuknya air pada suhu rendah. Untuk efisiensi tidak perlu dilakukan desain ulang, tetapi dengan mengubah waktu regenerasi menjadi setiap 45 hari. Dari perhitungan didapat nilai operational bed length 1.7430 m. Sehingga masih memiliki faktor safety dengan sisah panjang bed kering 0.2568 m dan dehidrasi diregenerasi 5 hari 17 jam sebelum desiccant jenuh. Faktor safety ini bertujuan untuk mengantisipasi jika terjadi kenaikan permintaan konsumen dan perubahan komposisi atau kandungan sumber gas yang dapat meningkatkan proses penjerapan uap air pada dehidrasi unit.

Kata kunci— *Dehidrasi; Desiccant; Adsorpsi*

PENDAHULUAN

Dalam industri migas, gas alam dan kondensat yang diproduksi dari sumur masih terkandung air jenuh. Selain itu, gas dan kondensat sering juga terkandung CO₂ dan H₂S yang harus dihilangkan.[1] Dalam proses pemurnian gas memiliki kerumitan masing-masing, tergantung dari faktor Impuritis apa yang akan dihilangkan atau akan digunakan untuk apa gas tersebut. Proses pemurnian gas pada umumnya jatuh diantara lima kategori berikut[2]:

1. Absorpsi dengan menggunakan cairan.
2. Adsorpsi dengan menggunakan media padat.
3. Penyaringan menggunakan membran.
4. Reaksi kimia dengan senyawa lain.
5. Kondensasi.

Proses pemurnian Gas yang dilakukan di Stasiun Pengisian Bahan Bakar Gas (SPBG) Pondok Ungu milik PT. X, hanya dilakukan proses dehidrasi gas untuk menghilangkan uap air, karena karakteristik gas dari sumber telah dilakukan tahap pemurnian sebelumnya.

Proses dehidrasi pada Stasiun Pengisian Bahan Bakar Gas Pondok Ungu bertujuan untuk memastikan ketika gas dimampatkan pada tabung Compressed Natural Gas (CNG) atau Bahan Bakar Gas (BBG) dengan tekanan 200 Bar tidak memicu terbentuknya Hidrat. Hidrat merupakan padatan yang terbentuk akibat adanya

pencampuran antara hidrokarbon dengan uap air dibawah tekanan. Hidrat yang berupa padatan dapat menyumbat aliran dan menurunkan kecepatan aliran. Selain itu dengan adanya uap air didalam gas juga dapat menurunkan nilai kalori gas dan mempercepat terjadinya korosi[3].

Dehidrasi gas merupakan proses menghilangkan uap air pada gas. Terdapat dua jenis proses dehidrasi yaitu absorpsi dan adsorpsi. Absorpsi merupakan proses dehidrasi menggunakan media cair untuk menyerap uap air, sedangkan adsorpsi adalah proses dehidrasi dengan media padat untuk menjerap uap air. Pada Stasiun Pengisian Bahan Bakar Gas Pondok Ungu menggunakan pengeringan dengan media penjerap padat, yaitu dengan menggunakan desiccant.

Selain itu perlu diketahui juga, sumber gas yang terdapat pada Stasiun Pengisian Bahan Bakar Gas Pondok Ungu ini memiliki kandungan gas yang cukup bagus. Yaitu memiliki kandungan kurang lebih 90% metan dan memiliki uap air sekitar 10 ppm. Maka apakah perlu dilakukan proses pemurnian kembali di dalam Stasiun pengisian Bahan Bakar Gas Pondok Ungu. Untuk itu perlu dilakukan Analisa yang lebih mendalam.

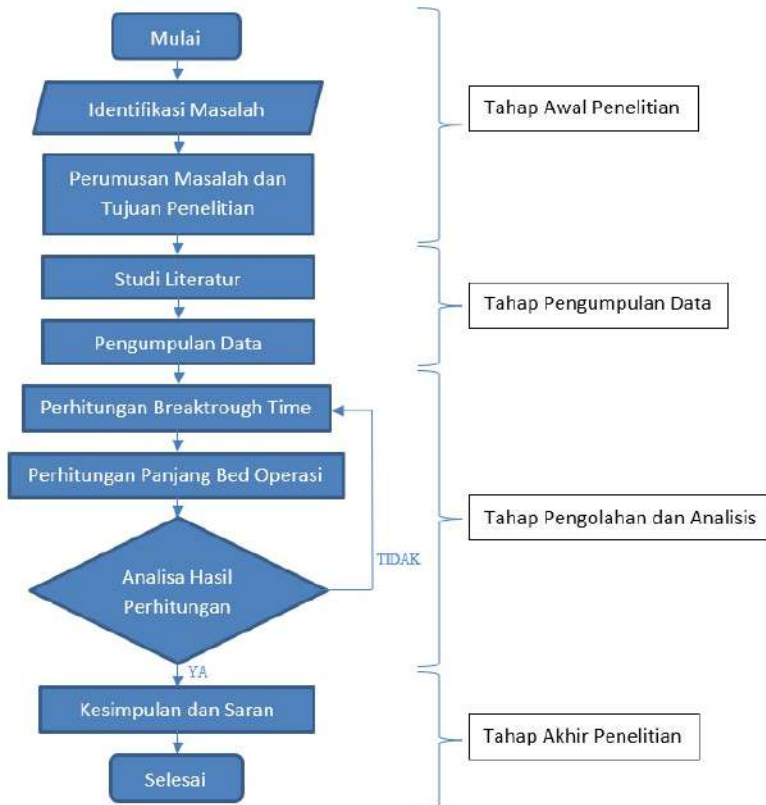
Berdasarkan uraian diatas, maka perlu dilakukan analisa kondisi aktual proses dehidrasi gas pada Stasiun Pengisian Bahan Bakar Gas Pondok Ungu. Diharapkan dari penelitian ini dapat menentukan kondisi operasi yang optimal, sehingga mampu meningkatkan kehandalan alat dehidrasi gas untuk memaksimalkan proses penjerapan uap air dan meminimalisir terbentuknya hidrat. Selain itu juga diharapkan dapat meningkatkan efisiensi dalam menjalankan operasional kegiatan di Stasiun Pengisian Bahan Bakar Gas Pondok Ungu.

METODE

Metode penelitian dilakukan baik sumber, model yang digunakan, analisis, hasil dan kesimpulan yang diambil. Pada penulisan penelitian ini, metodologi penelitian ini terbagi ke dalam empat tahapan, antara lain:

1. Tahap awal penelitian.
2. Tahap pengumpulan data.
3. Tahap pengolahan dan analisis data.
4. Tahap akhir penelitian.

Untuk gambaran penelitian lebih detail akan digambarkan dalam diagram alir berikut.



Untuk memulai penelitian ini yaitu diawali dengan mengidentifikasi masalah yang terdapat pada proses penyaluran gas, terutama pada saat kompresi kedalam tabung CNG. Adanya uap air dapat mengganggu proses penyaluran gas dan dapat menimbulkan hidrat pada jaringan, untuk itu diperlukan dehidrasi unit yang dapat bekerja dengan optimal agar gas yang dialirkan bersih dari uap air.

Berdasarkan informasi yang didapat, sehingga dilakukan perumusan masalah bagaimana menentukan kondisi operasi pada sistem dehidrasi gas untuk memaksimalkan proses penjerapan uap air. Kemudian dapat ditentukan dari penelitian ini adalah:

1. Mengetahui proses dehidrasi gas dengan menggunakan desiccant beserta proses regenerasinya
2. Mengetahui kondisi aktual proses dehidrasi gas pada SPBG Pondok Ungu PT X.
3. Menentukan kondisi operasi yang efektif untuk proses penjerapan uap air pada gas.

Dalam tahap pengumpulan data dilakukan Studi Literatur sebagai dasar untuk penyelesaian masalah. Sumber pustaka diambil dari berbagai sumber seperti buku pustaka, jurnal, artikel dan lain-lain.

Setelah dilakukan studi literatur akan diketahui kebutuhan apa saja yang dapat mendukung penelitian ini. Maka akan dilakukan pengumpulan data dari berbagai sumber, baik itu data teknis yang ada dilapangan seperti kondisi operasi dehidrasi unit dan data pendukung lainnya seperti permasalahan-permasalahan yang dialami oleh operator dehidrasi unit.

Data yang telah didapat akan diolah untuk mendapatkan breakthrough time atau waktu tembus air, yaitu waktu disaat bed mulai jenuh dengan air dan harus segera dilakukan regenerasi. Kemudian dilakukan perhitungan panjang bed aktual, dimana posisi bed yang telah jenuh dengan uap air sebelum dilakukan regenerasi. Dari hasil perhitungan tersebut akan dianalisa apakah proses regenerasi desiccant telah melampaui batas breakthrough time dan panjang bed desain sudah sesuai dengan kondisi aktual atau belum.

Dari hasil analisa tersebut, jika hasil perhitungan sudah sesuai dengan kondisi aktual yang terjadi dilapangan maka dilanjutkan ke tahap akhir penelitian yaitu kesimpulan dan saran. Apabila hasil perhitungan tidak sesuai dengan kondisi aktual, maka diperlukan perhitungan ulang untuk menentukan kondisi operasi yang optimal untuk meningkatkan kinerja dari unit dehidrasi gas.

Penelitian ini ditutup dengan memberikan pernyataan singkat, jelas dan tepat berupa kesimpulan tentang apa yang diperoleh dan didapat, sehingga dapat menjawab tujuan dan dapat menyelesaikan permasalahan yang ada. Selain itu berisikan saran yang memuat berbagai pendapat atau masukan berdasar pengalaman, kesulitan, temuan yang belum diteliti.

HASIL

Dehydration unit adalah unit pengeringan gas yang terdapat pada Stasiun Pengisian Bahan Bakar Gas Pondok Ungu. SPBG Pondok Ungu menghasilkan produk gas berupa Compressed Natural Gas (CNG). Untuk itu, gas alam sebelum dikompresi kedalam tabung akan dikeringkan terlebih dahulu pada Dehydration unit.

Gas di SPBG Pondok Ungu milik PT. X mendapatkan gas yang telah dilakukan pengukuran dengan menggunakan gas chromatograf berupa print Flow Comp seperti pada lampiran 2 diperoleh hasil seperti terlihat pada tabel 3.1:

Tabel 3.1 Komposisi Gas

Jenis Gas	Satuan Unit	Hasil Uji Analisa Result
Nitrogen (N ₂)	% Mol	0.3663
Carbon Dioxide (CO ₂)	% Mol	3.5880
Metane (CH ₄)	% Mol	91.0904
Ethane (C ₂ H ₆)	% Mol	3.3291
Propane (C ₃ H ₈)	% Mol	0.9191
i-Butane (i-C ₄ H ₁₀)	% Mol	0.2023
n-Butane (n- C ₄ H ₁₀)	% Mol	0.2247
i-Pentane (i-C ₅ H ₁₂)	% Mol	0.0981
n-Pentane (n- C ₅ H ₁₂)	% Mol	0.0627
Hexane Plus C ₆ -	% Mol	0.1191

Compressibility Faktor @ 60oF, 14.7 psia : 0,99

Specific Gravity Gas Real @ 60oF, 14.7 psia : 0.6444

Gross Heating Value, BTU / SCF : 1,029.2961

Gas Flow rate : 0.08 x 106 Sm³/D

Perhitungan Analisis adalah dengan menghitung waktu breakthrough time untuk flow rate gas pada kondisi operasi normal serta menghitung panjang bed aktual untuk kemudian dihitung panjang bed minimum dan dibandingkan dengan panjang bed desain.

Data kondisi operasi dapat dilihat pada tabel 3.2 berikut:

Tabel 3.2 Kondisi Operasi DHU

Indikator	Kondisi	Keterangan
Pressure	Desain	1 Mpa
Pressure	Pin	0.82 Mpa
	Pout	0.82 Mpa
Temperature	Desain	95 ^o C
	Tin	30 ^o C
	Tout	30 ^o C
Water Content	Win	10 ppm
	Wout	5 ppm

Dari data kondisi operasi di atas, dikonversi ke dalam satuan internasional (perhitungan menggunakan satuan internasional).

Konversi Temperatur:

$$30 \text{ oC} = (30 + 273.15) = 303.15 \text{ K}$$

Data tambahan:

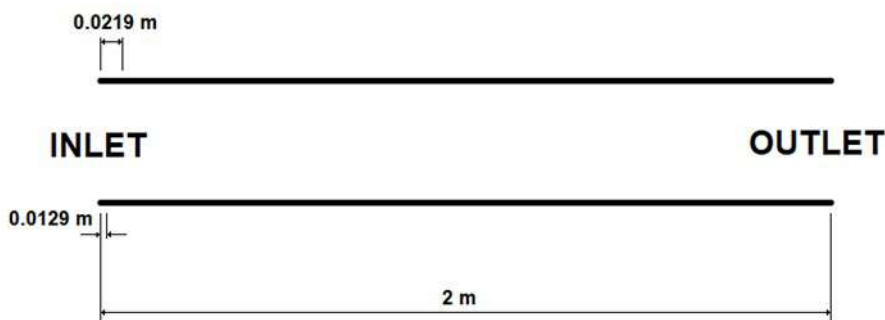
$$\text{Diameter bed (d)} = 0.6 \text{ m}$$

$$\text{Panjang bed (hz)} = 2 \text{ m}$$

$$\text{Density bulk } (\rho_B) = 769 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Relative saturation (RS), untuk H}_2\text{O} = 100\%$$

Selanjutnya adalah menghitung kinerja proses dehidrasi..Dari perhitungan kinerja proses dehidrasi diperoleh nilai h_{To} 0.0129 m sedangkan panjang bed aktual adalah 2 m. Dalam hal ini masih ada safety faktor bed sebesar $2 - 0.0129 = 1.9870 \text{ m}$. Dari perhitungan breakthrough time diperoleh nilai breakthrough time sebesar 1241.2379 jam atau sebanding dengan 51 hari 17 jam, sedangkan desain regenerasi setiap 8 jam. Sebelum adsorber jenuh total sudah dilakukan regenerasi. Berarti proses adsorber menjerap air masih aman.

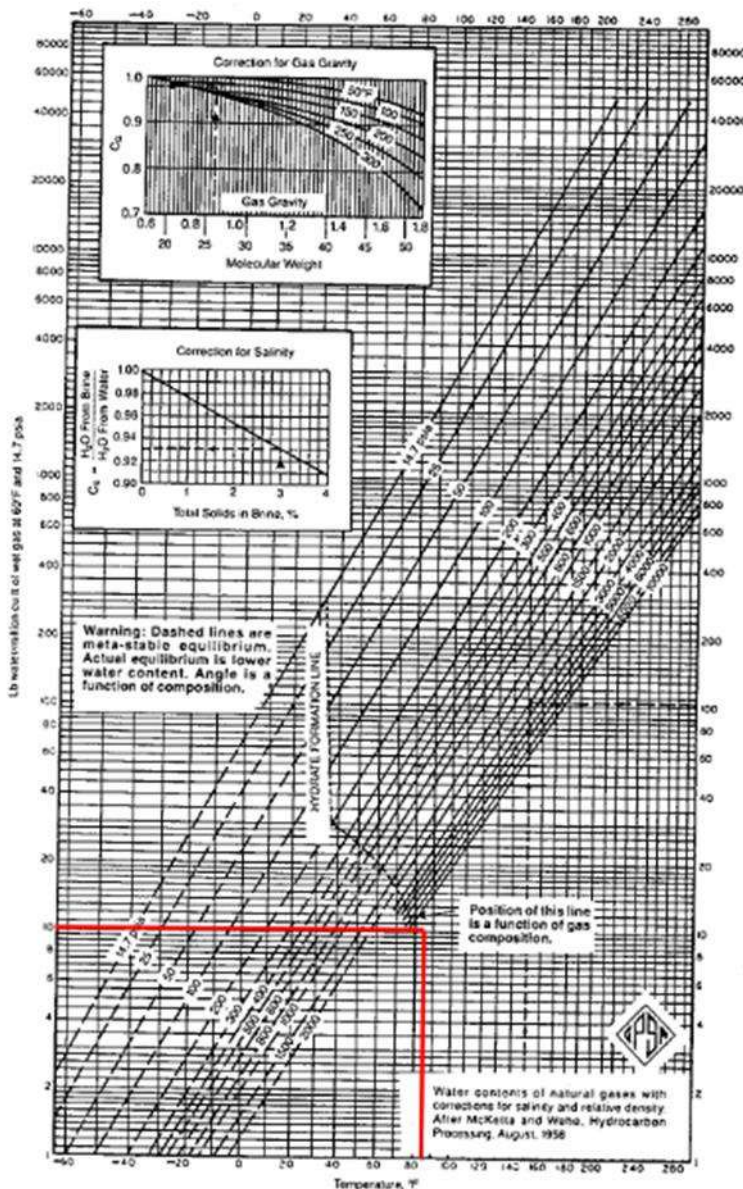


Gambar 3.1 Situasi Perhitungan Kinerja Proses Dehidrasi

Dengan ini dapat diketahui bahwa dehidrasi unit pada SPBG Pondok Ungu milik PT X ini memiliki kapasitas alat yang berlebih. Hal ini diakibatkan oleh beberapa hal, diantaranya adalah:

1. Kandungan Uap air pada sumber gas, telah memiliki kandungan yang cukup sedikit yaitu 10 ppm. Sehingga selisih uap air sebelum dan sesudah dehidrasi pun menjadi kecil.
2. Gas yang dialirkan pada SPBG Pondok Ungu dalam sehari relative kecil. Sehingga, berbanding lurus dengan uap air yang akan diserap pun menjadi lebih sedikit.

Maka apakah perlu diadakan dehidrasi unit pada SPBG Pondok Ungu ini. Untuk itu diperlukan analisa perkiraan timbulnya air jenuh dan hidrat pada gas umpan dengan kondisi operasi CNG atau BBG. Pada kondisi gas dikompresi pada tabung CNG atau BBG dengan tekanan 200 Bar atau setara dengan 2.900,75 Psia. Dengan menggunakan grafik water content of hydrocarbon gas pada kondisi uap air 10 ppm dan suhu 860F, maka didapat bahwa air jenuh masih belum terbentuk. Air jenuh akan terbentuk jika suhu gas turun hingga 600F atau dengan tekanan diatas 10.000 Psia. Seperti terlihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 3.2 Grafik Penentuan Kandungan Air Pada Gas

Selain itu perlu diketahui juga kemungkinan timbulnya hidrat pada saat gas dikompresi ke dalam tabung CNG atau BBG. Untuk mengetahui akan terbentuknya hidrat atau tidak dapat menggunakan grafik hidrat pada gas seperti yang telah dijelaskan pada landasan teori. Pada grafik tersebut tidak tersedia kondisi tekanan dan

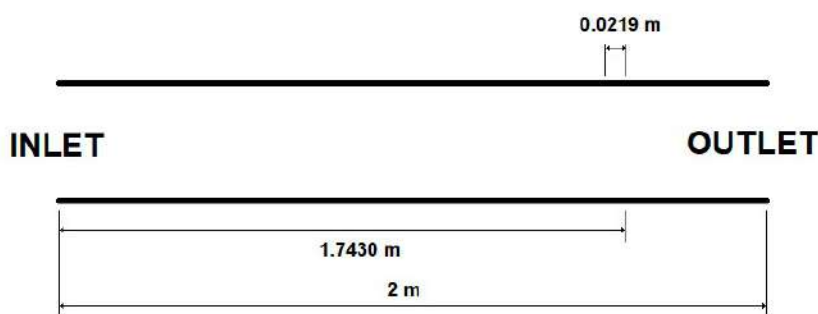
temperatur sesuai dengan kondisi operasi CNG atau BBG yaitu sebesar 200 Bar atau setara dengan 2.900,75 Psia pada suhu 860F. Hal ini menunjukkan bahwa pada kondisi tersebut, hidrat tidak akan terbentuk pada gas metan.

Sehingga dapat diketahui bahwa dengan kondisi sumber gas yang didapat oleh Stasiun Pengisian Bahan Bakar Gas Pondok Ungu milik PT X, dengan kandungan uap air sebesar 10 ppm pada kondisi tekanan 200 Bar atau setara dengan 2.900,75 Psia dan suhu 860F dinyatakan aman. Yang dimaksud aman adalah pada kondisi tersebut gas dalam keadaan kering tanpa adanya air jenuh dan tidak ada kemungkinan timbulnya hidrat.

Jadi, ketika didalam Stasiun Pengisian Bahan Bakar Gas Pondok Ungu milik PT X tidak dilakukan proses dehidrasi atau pengeringan gas tidak menjadi masalah. Tetapi, dalam pendistribusian produk CNG dan BBG dapat dilakukan pada kondisi lingkungan yang berbeda-beda. Contohnya seperti ke daerah pegunungan dengan suhu dan tekanan yang lebih rendah. Dikawatirkan pada kondisi tersebut dapat mencapai suhu dan tekanan dimana dapat memicu timbulnya air jenuh seperti yang telah dibahas sebelumnya, yaitu pada suhu 600F dan tekanan diatas 10.000 Psia. Maka untuk faktor keamanan dan menjaga kualitas produk, proses dehidrasi atau pengeringan gas masih diperlukan.

Berdasarkan perhitungan kinerja proses dehidrasi aktual diatas, maka untuk menghemat biaya dalam efisiensi kinerja dehidrasi unit tidak perlu dilakukan desain ulang. Melainkan dapat mengubah variabel waktu regenerasi yang semula dilakukan setiap 8 jam, akan diubah regenerasi dilakukan setiap 45 hari. Pemilihan regenerasi setiap 45 hari sekali berdasarkan perhitungan breakthrough time pada proses dehidrasi aktual yaitu sebesar 1241.2379 jam atau setara dengan 51 hari 17 jam, maka dengan memilih waktu regenerasi setiap 45 hari sekali diharapkan memiliki faktor safety. Karena Stasiun Pengisian Bahan Bakar Pondok Ungu milik PT X memiliki pengaliran gas yang fluktuatif, bergantung dari kebutuhan konsumen. Hal ini cukup mengurangi biaya listrik yang dikeluarkan untuk mengoperasikan dehidrasi unit ini. Maka perlu dilakukan penghitungan ulang apakah dengan mengubah waktu regenerasi menjadi satu bulan sekali masih memiliki faktor safety dari sisi panjang bed dan breakthrough time.

Dari perhitungan proses dehidrasi gas dengan waktu regenerasi 45 hari diperoleh nilai h_{To} 1.7430 m sedangkan panjang bed aktual adalah 2 m. Dalam hal ini masih ada safety faktor bed sebesar $2 - 1.7430 = 0.2569$ m. Dari perhitungan breakthrough time diperoleh nilai breakthrough time sebesar 1241.2379 jam atau sebanding dengan 51 hari 17 jam sedangkan waktu regenerasi akan disesuaikan menjadi setiap 45 hari sekali. Sebelum adsorber jenuh total sudah dilakukan regenerasi. Berarti proses adsorber menjerap air masih aman.



Gambar 3.3 Situasi Optimalisasi Perhitungan Dehidrasi

Maka dengan ini dapat diketahui bahwa dengan mengubah waktu regenerasi menjadi 45 hari masih memiliki sisah panjang bed kering sepanjang 1,7091 ft dan regenerasi dilakukan 15 hari 11 jam sebelum desiccant jenuh. Sehingga dehidrasi unit masih dalam kondisi aman jika waktu regenerasi diubah menjadi 45 hari sekali dan masih memiliki faktor safety jika terdapat kenaikan demand dipasar dan perubahan pada komposisi atau kandungan dari sumber gas.

KESIMPULAN

Dari perhitungan analisa kondisi operasi diperoleh nilai operation bed length

1. 0.0129 m, dan breakthrough time 1241.2379 jam atau sebanding dengan 51 hari 17 jam. Maka masih memiliki sisa panjang bed 1.9870 m dan sisa waktu jenuh 1233.2379 jam atau sebanding dengan 51 hari 9 jam. Menandakan dehidrasi unit masih aman dan dehidrasi unit tersebut memiliki kapasitas yang terlalu besar. Hal ini disebabkan kandungan uap air dari sumber gas cukup kecil yaitu 10 ppm dan gas yang dialirkan di Stasiun Pengisian Bahan Bakar Gas Pondok Ungu relatif sedikit.
2. Dalam Analisa perkiraan timbulnya air dan hidrat pada sumber gas dengan kondisi operasi CNG atau BBG yaitu 200 bar atau setara dengan 2.900,75 Psia, suhu 860F dan kandungan uap air 10 ppm. Maka didapat bahwa air jenuh dan hidrat tidak terbentuk dalam kondisi tersebut. Air jenuh akan terbentuk jika suhu turun hingga 600F atau tekanan naik diatas 10.000 Psia. Hal ini memungkinkan, karena CNG dan BBG disebarkan juga ke beberapa daerah yang memiliki suhu rendah, seperti dipegunungan.
3. Untuk efisiensi tidak perlu dilakukan desain ulang, tetapi dengan mengubah waktu regenerasi menjadi setiap 45 hari. Dari perhitungan didapat nilai operational bed length 1.7430 m dan breakthrough time tetap 1241.2379 jam atau sebanding dengan 51 hari 17 jam. Sehingga masih memiliki faktor safety dengan sisah panjang bed kering 0.2569 m dan dehidrasi diregenerasi 6 hari 17 jam sebelum desiccant jenuh. Faktor safety ini bertujuan untuk mengantisipasi jika terjadi kenaikan permintaan konsumen dan perubahan komposisi atau kandungan sumber gas yang dapat meningkatkan proses penjerapan uap air pada dehidrasi unit.

UCAPAN TERIMA KASIH

Puji Syukur penulis panjatkan kehadirat ALLAH Subhanahu wa Ta'ala, sehingga atas berkat rahmat-Nya penulis dapat menyusun penel sebagai syarat kelulusan sebagai mahasiswa Universitas Pancasila program studi Teknik Mesin.

Akhir kata saya berharap penulisan penelitian ini dapat bermanfaat bagi pembaca pada umumnya dan bagi penulis pada khususnya. Penulis menyadari laporan ini masih jauh dari sempurna, oleh karena itu penulis mengharapkan saran dan kritik yang membangun guna kemajuan penulisan yang akan datang. Semoga penulisan ini membawa manfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan.

DAFTAR PUSTAKA

1. Engineering Data Book, Twelfth Ed. Tulsa, Oklahoma: Gas Processors Suppliers Association, 2004.
2. Introduction to Oil and Gas Production, Fifth Edit., no. 8. Washington, D.C.: American Petroleum Institute, 1996.
3. K. Arnold and M. Stewart, Surface Production Operation, Second Edi. United State of America: Gulf Publishing Company, 1999.
4. A. Kohl and R. Nielsen, Gas Purification, Fifth Edit. Houston, Texas: Gulf Publishing Company, 1997.
5. P. Budi, Pengoperasian Desiccant Dehydration Unit PT. Prime Petroservices, vol. 1. 2010.
6. E. Jenis, D. Dan, R. Hasibuan, I. Dian, and S. Marbun, "Efektifitas Jenis Desikan Dan Kecepatan Udara Terhadap Penyerapan Uap Air Di Udara," J. Tek. Kim. USU, vol. 7, no. 1, 2018.
7. Widoyono, "Optimasi Adsorber Pada nitrogen Plant," Refinery, 2014.
8. Abdulrohimi, "Proses Pengeringan Gas," MIGAS, 2011.
9. J. Day, Moisture Analyzer. United State of America: Ametek, 1998.
10. M. H. Syukur, "HYDRATE GAS ALAM : PREDIKSI DAN PENCEGAHANNYA," Forum Teknol., vol. 02, no. 2, 2016.
11. H. Z. Hakim, M. Yusuf, and M. A. Abro, "EVALUASI KINERJA DEHYDRATION UNIT PADA STASIUN PENGUMPUL GAS LAPANGAN SUNGAI GELAM PT . PERTAMINA EP ASSET 1 FIELD JAMBI," Tek. Pertamb., 2014.
12. J. M. Campbell, Gas Conditioning and Processing Vol. 2. Norman Oklahoma: Campbell Petroleum Series, 1992.

ANALISIS PENGARUH KONDISI SEKITAR PEMANAS UDARA TERHADAP TARA KALOR PLTU MENGGUNAKAN STANDAR ASME

Dr., Ir. Budhi Muliawan Suyitno, IPM¹ dan Sandy Ataroka²

¹Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

²Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK. Menurut Keputusan Menteri ESDM RI Nomor 39 K/20/MEM/2019 tentang Pengesahan RUPTL PT. PLN (Persero) 2019-2028, dapat dipastikan bahwa PLTU berbasis batubara dan gas bumi masih akan mendominasi separuh lebih pembangkitan energi listrik di Indonesia. Oleh karenanya, kehandalan dan efisiensi PLTU menjadi hal yang sangat penting. Salah satu mesin PLTU yang mempunyai peran signifikan terhadap efisiensi PLTU adalah pemanas udara *boiler*. Pada penelitian ini akan diketahui pengaruh kondisi sekitar pemanas udara *boiler* terhadap tara kalor PLTU menggunakan perhitungan dan analisis berstandar ASME.

Hasil perhitungan dan analisis pada penelitian ini menunjukkan bahwa variasi peningkatan kelembaban dan temperatur di sekitar pemanas udara menyebabkan penurunan pada *boiler heat input*, efisiensi *gross boiler* dan efisiensi thermal PLTU. Sedangkan kebocoran pemanas udara (*air heater leakage*) dan tara kalor PLTU mengalami peningkatan. Di sisi lain, *boiler heat output* tidak terpengaruh dengan adanya variasi perubahan kelembaban dan temperatur di sekitar pemanas udara. Variasi peningkatan kelembaban dan temperatur di sekitar pemanas udara juga menyebabkan peningkatan kerugian finansial pada PLTU. Dimana kerugian bisa mencapai 8.40 juta / hari.

Kata Kunci : kondisi sekitar, pemanas udara, *performance test*, tara kalor

PENDAHULUAN

Permintaan global akan energi listrik semakin tinggi, seiring dengan pertumbuhan penduduk dengan standar hidup yang meningkat. Pertumbuhan pendapatan per kapita dan pertumbuhan penduduk dunia (yang diperkirakan mencapai 1,7 Miliar pada 2040) membuat permintaan energi listrik bisa meningkat seperempat kali dari saat ini. Kebanyakan dari penduduk tersebut tumbuh pada ekonomi kelas menengah. Mereka akan membeli lemari es, komputer, dan peralatan lainnya yang mengonsumsi energi listrik. Dan semakin banyak orang yang akan membeli mobil, lebih dari dua kali lipat jumlah yang ada di jalanan saat ini. Oleh karena itu, Peraturan Pemerintah di sektor ketenagalistrikan akan memainkan peranan penting.

Menurut Keputusan Menteri Energi dan Sumber Daya Mineral Republik Indonesia Nomor 39 K/20/MEM/2019 tentang Pengesahan Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik PT. PLN (Persero) tahun 2019 sampai dengan tahun 2028 yang ditetapkan di Jakarta, 20 Februari 2019 memutuskan bahwa, mulai akhir

tahun 2025 bauran energi pembangkitan adalah sebagai berikut ; batubara sebesar 54,6 %, energi baru dan terbarukan sebesar 23 %, gas bumi sebesar 22 % dan bahan bakar minyak sebesar 0,4 %. Dalam keputusan Menteri ESDM ini dapat dipastikan bahwa PLTU berbasis batubara dan gas bumi masih akan mendominasi separuh lebih pembangkitan energi listrik di Indonesia sampai dengan tahun 2028.

Sebuah PLTU dapat beroperasi 25 hingga 30 tahun. Oleh karena itu, kehandalan dan efisiensi PLTU menjadi hal yang sangat penting. Pola pengoperasian dan pemeliharaan harus sesuai dengan *Standar Operational Procedure*. Setiap elemen mesin pada PLTU juga harus mendapatkan perlakuan tertentu demi menjaga kesinambungan PLTU.

Pada Instalasi PLTU, pemanas udara mempunyai peran signifikan. Pemanas udara berfungsi untuk meningkatkan efisiensi pada *boiler* dengan cara memanaskan udara *ambient*. Oleh karenanya, udara *ambient* yang masuk melalui pemanas udara menuju *boiler* harus dipanaskan terlebih dahulu. Bila udara *ambient* tersebut tidak dipanaskan, maka efisiensi boiler akan mengalami penurunan. Apabila efisiensi pada *boiler* turun, maka efisiensi pada PLTU tersebut juga dipastikan turun. Hal ini akan mengakibatkan konsumsi batubara berlebih untuk menghasilkan energi panas. Konsumsi batubara berlebih akan mengakibatkan inefisiensi sistem dan biaya pokok produksi energi listrik mengalami kenaikan. Di samping itu, nilai tara kalor akan mengalami kenaikan dan *positioning merit order* yang rendah.

Berdasarkan data dan informasi di atas, akan dapat dilakukan analisis pengaruh kondisi sekitar (*ambient conditions*) terhadap efisiensi dan tara kalor PLTU. Analisis dan perhitungan tersebut mempertimbangkan performa pemanas udara, *ambient temperature*, *flue gas temperature*, *relative humidity* di sekitar pemanas udara dan daya *generator gross* yang dihasilkan PLTU. Semua metode pengambilan data, analisis dan perhitungan didasarkan pada standar *American Society of Mechanical Engineering Performance Test Code (ASME PTC)*.

Adapun tujuan penelitian ini adalah ;

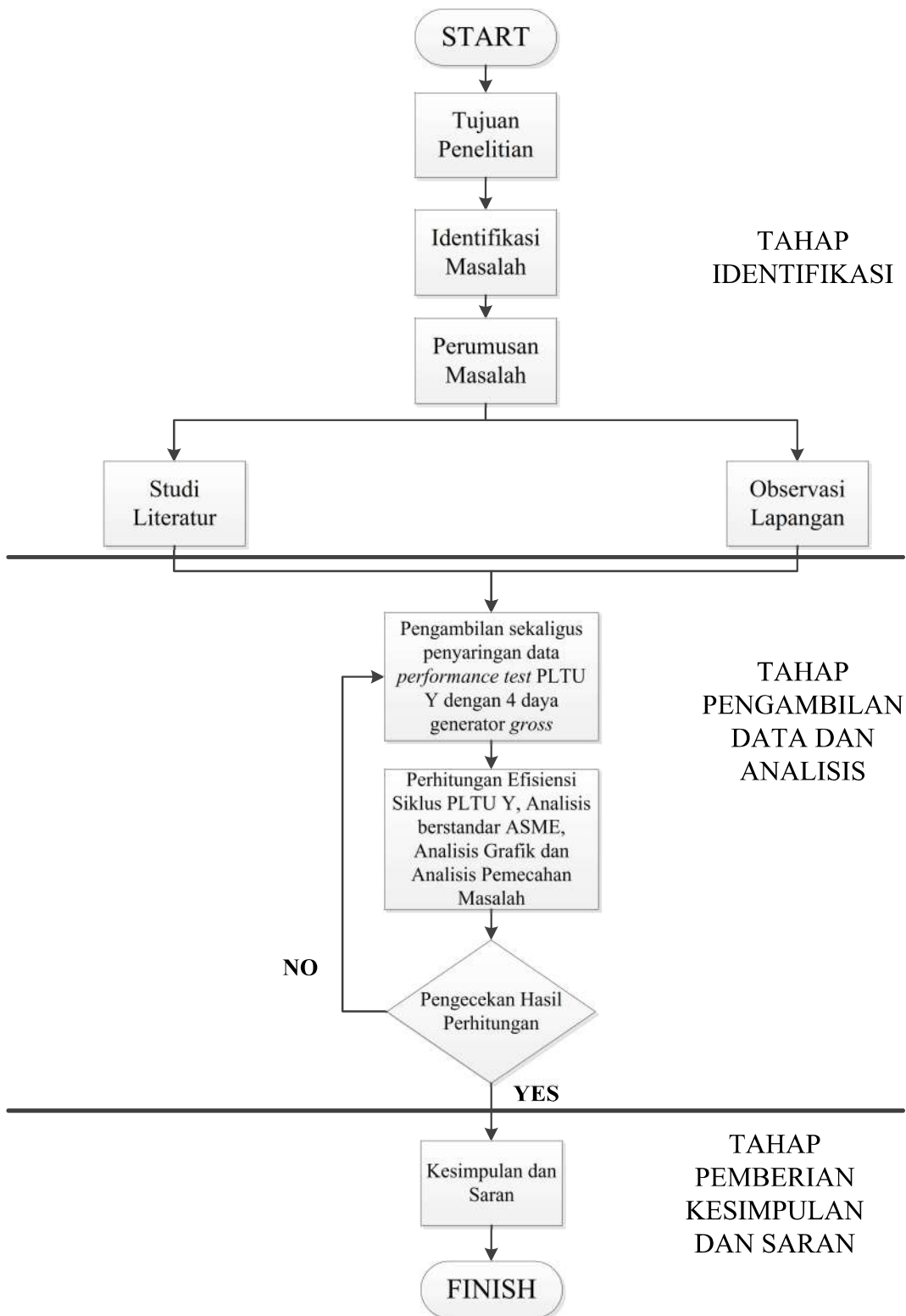
1. Menganalisis pengaruh kondisi sekitar pemanas udara terhadap tara kalor PLTU pada daya generator *gross* 290 MW.
2. Menganalisis kerugian finansial akibat pengaruh kondisi sekitar pemanas udara PLTU
3. Menganalisis kesesuaian perhitungan dan analisis dengan standar ASME

Dengan tujuan penelitian tersebut di atas, diharapkan dapat digunakan sebagai referensi perencanaan pengoperasian maupun pemeliharaan (*overhaul*) PLTU agar mesin-mesin di PLTU, khususnya pemanas udara memiliki performa yang maksimal, handal (*reliability*) dan *life-time* yang lama. Penelitian ini juga dapat menjadi bahan pertimbangan dalam perencanaan lokasi pembangunan PLTU.

METODE

Berikut ini adalah metode penelitian yang digunakan dalam melakukan perhitungan dan analisis pengaruh kondisi sekitar pemanas udara terhadap tara kalor PLTU Y menggunakan standar ASME.

1.1. Diagram Alir Pengerjaan Penelitian



1.2. Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Penelitian

Proses dalam menyelesaikan Penelitian ini melalui beberapa tahap sebagai berikut :

1.2.1. Tahap Identifikasi

Pada tahap identifikasi dilakukan pengamatan terhadap masalah yang kemudian dirumuskan menjadi tujuan penelitian. Studi literatur meliputi mencari, mempelajari dan menganalisis tinjauan pustaka yang

berkaitan dengan PLTU Y, pemanas udara, termodinamika pembangkit listrik, tara kalor beserta literatur-literatur lain yang menunjang. Studi literatur ini diperoleh dari berbagai macam sumber manapun, baik itu berupa Jurnal Nasional – Internasional, *text book* maupun modul. Studi literatur juga didapat dari penelitian-penelitian terdahulu yang berkenaan dengan pemanas udara dan efisiensi PLTU.

Kemudian dilakukan observasi lapangan secara langsung pada pemanas udara di PLTU Y. Observasi meliputi identifikasi komponen utama dan komponen penunjang pada sistem pemanas udara dan PLTU Y.

1.2.2. Tahap Pengumpulan Data dan Analisis

Setelah dilakukan studi literatur dan observasi mengenai pemanas udara dan PLTU Y, langkah selanjutnya adalah pengambilan data sekaligus menyaring data tersebut sesuai dengan kebutuhan untuk analisis menggunakan standar ASME. Data-data tersebut antara lain :

1. Data *performance test* PLTU Y
2. Data spesifikasi teknik turbin uap, generator, dan *boiler* PLTU Y

1.2.3. Tahap Pemberian Kesimpulan dan Saran

Tahap ini merupakan tahap akhir dari analisis pengaruh kondisi sekitar pemanas udara terhadap tara kalor PLTU Y menggunakan standar ASME. Kemudian, memberikan saran untuk Perusahaan Nasional yang bergerak di sektor ketenagalistrikan.

1.3. Langkah Pengambilan Data

Prosedur pelaksanaan *performance test* untuk mendapatkan data ini menggunakan ASME PTC, dimana waktu pengambilan data per daya generator *gross* untuk PLTU dengan tipe *boiler pulverized coal* adalah 120 menit. Selama 120 menit, data diambil per 15 menit. Sehingga ada 9 data yang terkumpul tiap satu daya generator *gross*. Untuk stabilisasi daya, dilakukan minimal 1 jam setelah pelaksanaan *performance test*.

Prosedur *Performance Test* yang dilakukan sebagai berikut :

1. PLTU Y diuji dengan kesiapan 1 daya generator *gross*, yaitu 290 MW
2. Seorang *leader team* akan memberikan aba – aba melalui *handy talky* agar data dapat diambil secara serempak melalui kamera. Semua anggota tim bersiap di masing – masing tempat pengambilan data.
3. Pengambilan data *flow meter* batubara di *coal feeder (flow rate)* setiap 15 menit sekali..
4. Pengambilan data kWh meter *Netto* dan *Gross* di Gardu Induk PLTU Y setiap 15 menit sekali.
5. Pengambilan data temperatur udara dan kelembaban sekitar pemanas udara dengan menggunakan alat *relative humidity logger* setiap 1 menit sekali.
6. Pengambilan data pemanas udara sisi *inlet* dan *outlet* menggunakan alat *flue gas analyzer* sebanyak 3 kali.
7. Pengambilan sampel batubara pada masing-masing *coal feeder* sebanyak 3 kali.
8. Pengambilan sampel *ash (fly ash dan bottom ash)* sebanyak 1 kali setiap 1 daya generator *gross*. Pengambilan dilakukan di akhir *performance test*. *Fly ash* (abu terbang) adalah abu yang sangat ringan dan halus yang diperoleh dari hasil pembakaran batubara. Dimana abu tersebut berterbangan di dalam pipa-pipa cerobong (*stack*). *Bottom ash* (abu dasar), adalah abu yang sedikit lebih berat dan kasar

dibandingkan dengan *fly ash*. Karena massanya lebih berat dari *fly ash*, maka *bottom ash* tersebut akan jatuh kembali ke bawah.

1.4. Perhitungan dan Analisis

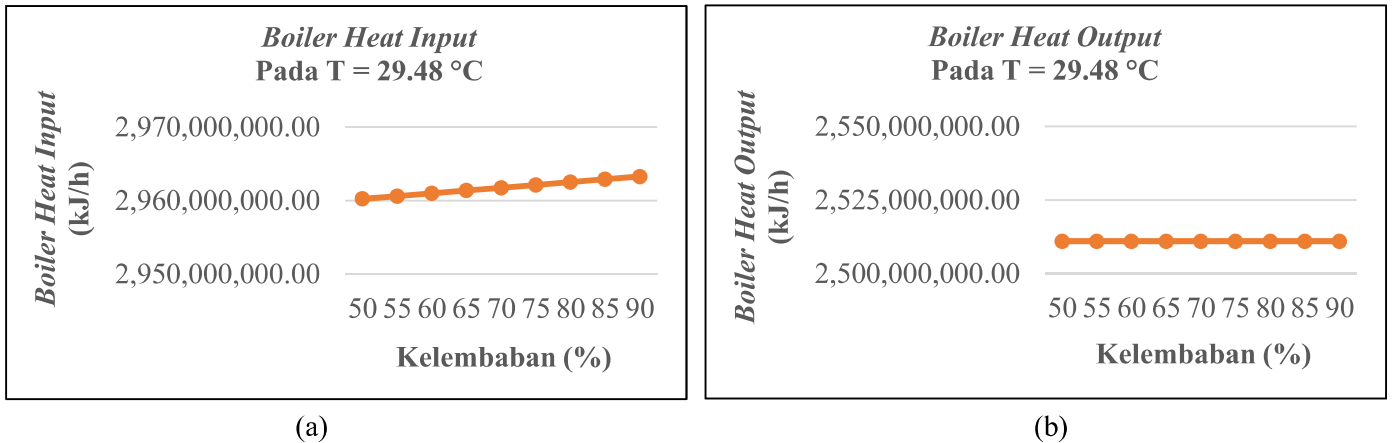
Setelah dilakukan pengambilan data melalui performance test, data kemudian diolah untuk dihitung dan dianalisis. Dalam melakukan perhitungan dan analisis, persamaan-persamaan yang dijelaskan pada Bab II dan referensi-referensi serta data-data yang terdapat pada lampiran-lampiran. Adapun langkah-langkah perhitungan yang dilakukan untuk mendapatkan nilai tara kalor adalah sebagai berikut :

1. Mencari nilai *enthalpy* pada tiap titik pada siklus PLTU Y
2. Pengecekan kembali data *final feedwater flow, superheater spray flow, reheater flow, deaerator tank storage, make up water flow to condenser* dan *condensate water flow to deaerator*.
3. Menghitung laju aliran massa uap masuk turbin uap
4. Menghitung laju aliran massa uap ekstraksi *high pressure turbine* menuju *high pressure heater*
5. Menghitung laju aliran massa uap *cold reheat*
6. Menghitung efisiensi *boiler*
7. Menghitung *heat credit boiler*
8. Menghitung kebutuhan udara teoritis *boiler*
9. Menghitung *wet flue gas*
10. Mengitung jumlah *wet gas* pada sisi masuk pemanas udara
11. Mengitung jumlah *moisture* pada sisi masuk pemanas udara
12. Mengitung jumlah *dry gas* pada sisi masuk pemanas udara
13. Mengitung jumlah *dry air* pada sisi keluar pemanas udara
14. Mengitung kebocoran pemanas udara pada sisi *dry air*
15. Mengitung kebocoran pemanas udara pada sisi *wet air*
16. Menghitung daya keluaran sistem (daya bersih)
17. Mengitung nilai tara kalor turbin uap PLTU Y
18. Menghitung nilai tara kalor PLTU Y

Mengitung kerugian dampak kenaikan tara kalor akibat kebocoran pemanas udara PLTU Y

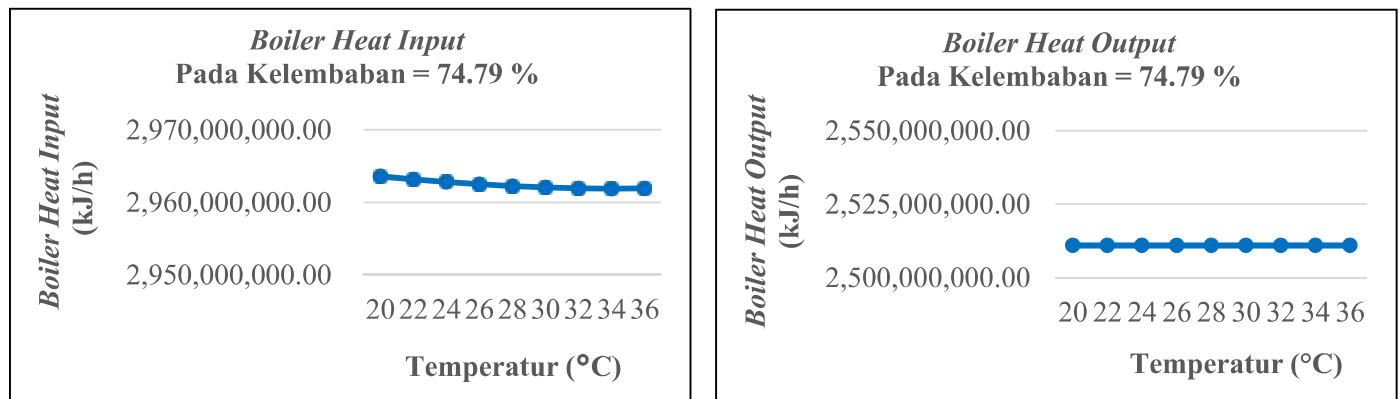
HASIL

Setelah dilakukan perhitungan dan analisis, maka didapatkan hasil sebagai berikut ;



Gambar 3.1 Grafik kondisi sekitar terhadap *boiler heat input* dan *boiler heat output* :

(a) Grafik *boiler heat input* pada T = 29.48 °C ; (b) Grafik *boiler heat output* pada T = 29.48 °C



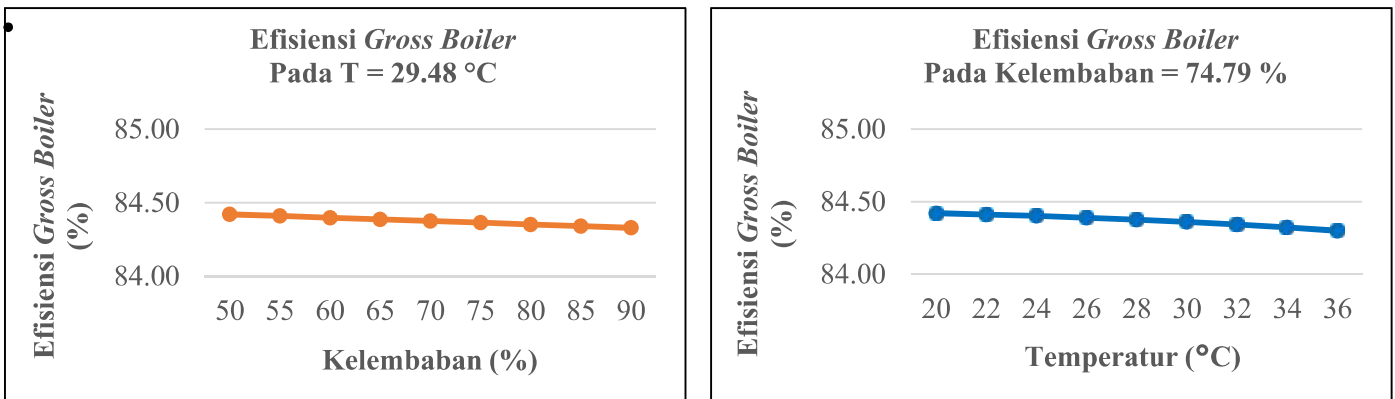
Gambar 3.1 Grafik kondisi sekitar terhadap *boiler heat input* dan *boiler heat output* :

(a) Grafik *boiler heat input* pada kelembaban = 74.79 % ; (b) Grafik *boiler heat output* pada kelembaban = 74.79 %

Gambar 3.1 dan Gambar 3.2 menunjukkan bahwa ;

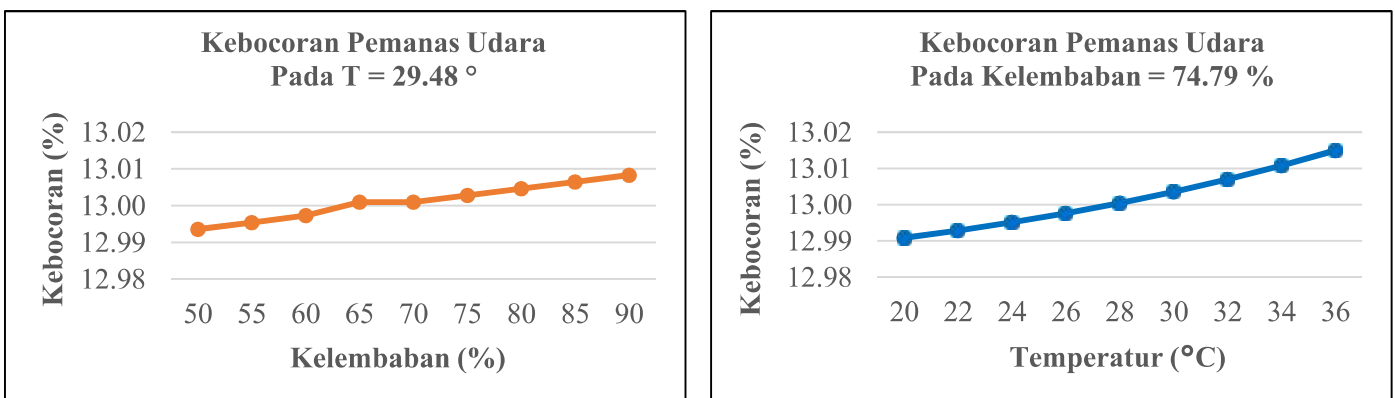
- Kenaikan kelembaban di sekitar pemanas udara mengakibatkan kenaikan *boiler heat input*. Kenaikan *boiler heat input* memberi arti bahwa sistem pada *boiler* memerlukan panas lebih banyak untuk menghasilkan uap. Begitu juga sebaliknya, penurunan kelembaban mengakibatkan konsumsi panas pada *boiler* mengalami penurunan. Ini artinya, *boiler* akan semakin efisien seiring dengan penurunan kelembaban.
- Kenaikan temperatur di sekitar pemanas udara mengakibatkan penurunan *boiler heat input*. Kenaikan temperatur di sekitar pemanas udara memberikan dampak yang positif terhadap *boiler*. Karena semakin tinggi temperatur yang masuk *boiler*, panas yang dibutuhkan untuk *boiler* menghasilkan uap semakin turun.

- Kondisi sekitar pemanas udara tidak memberikan dampak sama sekali untuk *boiler heat output*.



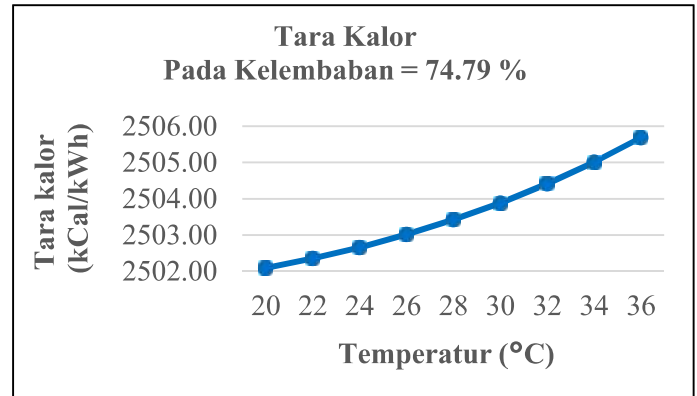
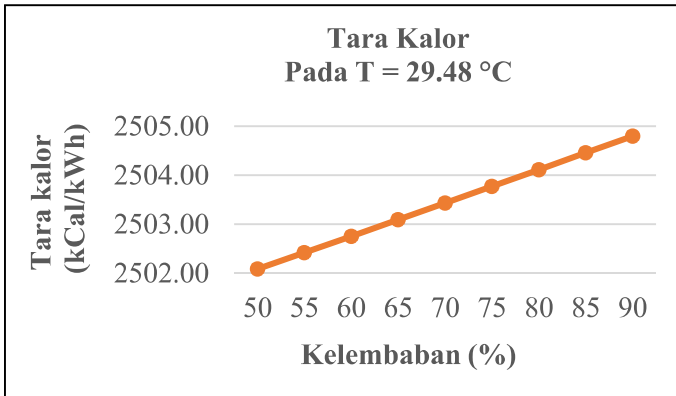
Gambar 3.2 Grafik kondisi sekitar terhadap efisiensi *gross boiler* : (a) Grafik efisiensi *gross boiler* pada T = 29.48 °C ; (b) Grafik efisiensi *gross boiler* pada kelembaban = 74.79 %

Gambar 3.3 menunjukkan bahwa kenaikan temperatur dan kelembaban mengakibatkan penurunan efisiensi *gross boiler*. Penurunan efisiensi karena kenaikan temperatur lebih signifikan daripada penurunan efisiensi karena kenaikan kelembaban. Hal ini dikarenakan kenaikan *boiler heat input* lebih dominan diakibatkan kenaikan temperatur udara daripada kelembaban di sekitar pemanas. Sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 4.1 dan 4.2



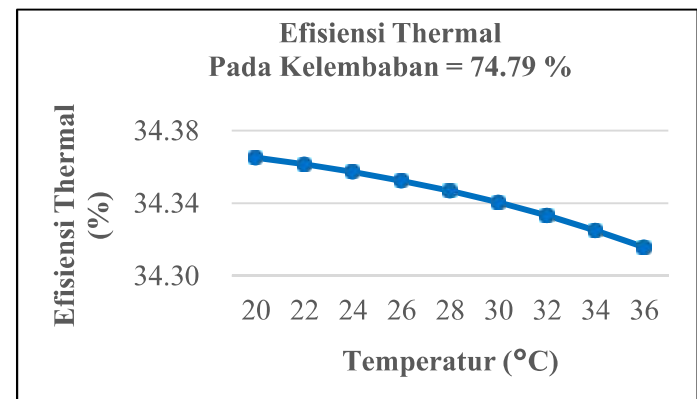
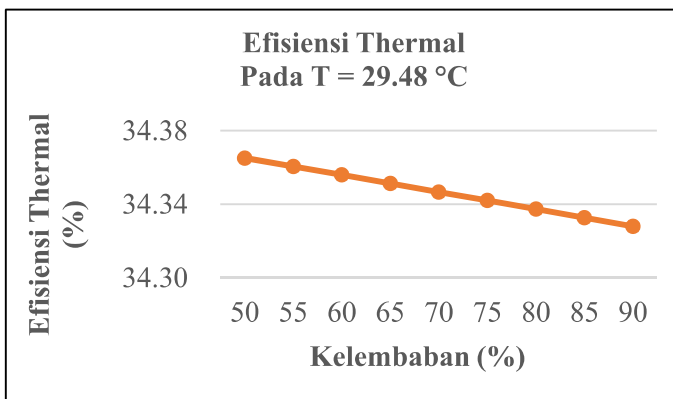
Gambar 3.3 Grafik kondisi sekitar terhadap kebocoran pemanas udara : (a) Grafik kebocoran pemanas udara pada T = 29.48 °C ; (b) Grafik kebocoran pemanas udara pada kelembaban = 74.79 %

Gambar 4.4 menunjukkan bahwa kenaikan kelembaban dan temperatur di sekitar pemanas udara mengakibatkan kenaikan kebocoran pada pemanas udara. Dampak paling signifikan kenaikan kebocoran pada pemanas udara diakibatkan oleh kenaikan temperatur.



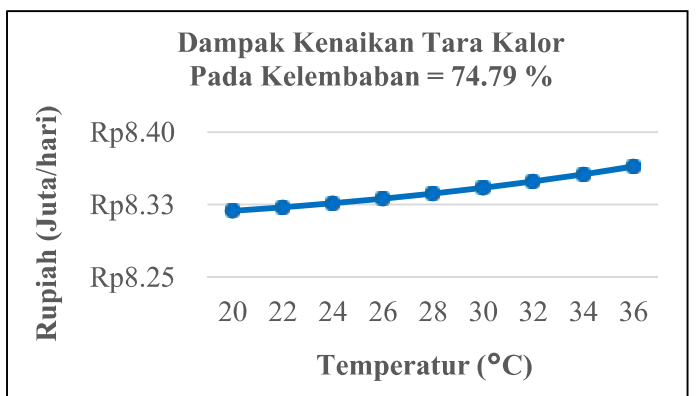
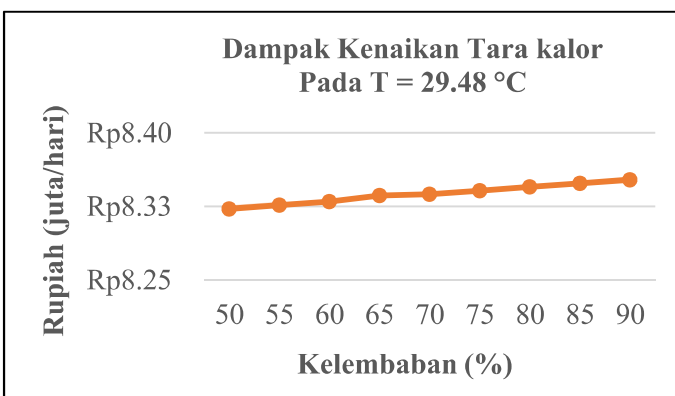
Gambar 3.4 Grafik kondisi sekitar terhadap taras kalor : (a) Grafik taras kalor pada T = 29.48 °C ; (b) Grafik taras kalor pada kelembaban = 74.79 %

Gambar 3.5 menunjukkan bahwa kenaikan temperatur dan kelembaban di sekitar pemanas udara mengakibatkan kenaikan taras kalor PLTU Y. Hal ini sebanding dengan dampak *boiler heat input*. Bila *boiler heat input* mengalami kenaikan, maka nilai taras kalor juga mengalami kenaikan.



Gambar 3.5 Grafik kondisi sekitar terhadap efisiensi thermal : (a) Grafik efisiensi thermal pada T = 29.48 °C ; (b) Grafik efisiensi thermal pada kelembaban = 74.79 %

Seiring dengan peningkatan taras kalor PLTU Y, maka efisiensi thermal PLTU Y mengalami penurunan. Efisiensi thermal mengalami penurunan karena *heat input* pada *boiler* mengalami kenaikan. Ditunjukkan pada Gambar 4.6, penurunan efisiensi thermal akibat kondisi sekitar pemanas udara konstan dan memiliki garis penurunan yang cenderung rapi.



Gambar 3.6 Grafik kondisi sekitar terhadap dampak kenaikan tara kalor : (a) Grafik dampak kenaikan tara kalor pada $T = 29.48\text{ }^{\circ}\text{C}$; (b) Grafik dampak kenaikan tara kalor pada kelembaban = 74.79 %

Salah satu dampak kenaikan tara kalor adalah kerugian finansial yang dialami PLTU. Gambar 4.7 menunjukkan kerugian finansial akibat peningkatan tara kalor. Peningkatan tara kalor dalam hal ini adalah akibat dari kebocoran pada pemanas udara. Kebocoran pemanas udara mengakibatkan kerugian finansial yang cukup tinggi. Dapat dilihat pada Gambar 4.7, kerugian finansial pada kisaran 8.25 – 8.40 juta / hari. Sehingga potensi kerugian maksimal setiap bulan pada PLTU Y bisa mencapai Rp 252,000,000.- (1 bulan = 30 hari).

KESIMPULAN

Setelah dilakukan penelitian tentang pengaruh kondisi sekitar pemanas udara terhadap nilai tara kalor PLTU Y, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut ;

1. Variasi peningkatan kelembaban dan temperatur di sekitar pemanas udara menyebabkan penurunan pada *boiler heat input*, efisiensi *gross boiler* dan efisiensi thermal PLTU Y.
2. Variasi peningkatan kelembaban dan temperatur di sekitar pemanas udara tidak berpengaruh terhadap *boiler heat output*.
3. Variasi peningkatan kelembaban dan temperatur di sekitar pemanas udara menyebabkan peningkatan pada kebocoran pemanas udara (*air heater leakage*) dan tara kalor PLTU Y.
4. Variasi peningkatan kelembaban dan temperatur di sekitar pemanas udara menyebabkan peningkatan kerugian finansial pada PLTU Y. Dimana kerugian bisa mencapai 8.40 juta / hari.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] International Energy Agency, “*World Energy Outlook 2018*,” 2018.
- [2] Kementerian ESDM RI, Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik PT. PLN (Persero) 2019 - 2028. Jakarta, 2019.
- [3] H. B. Patel and H. H. Patel, “*Effect of Air Preheater Size On Boiler Efficiency In Coal Based Power Plant*,” *International Journal of Scientific Research and Review*, 2018.
- [4] M. Yunus Sheikh and B. Lal Meena, “*Performance Analysis and Optimization Of Air Preheater In Thermal Power Plant*,” *International Research Journal of Engineering and Technology*, 84–105, 2017.
- [5] M. J. Moran, H. N. Shapiro, D. D. Boettner, and M. B. Bailey, *Fundamentals Of Engineering Thermodynamics*, Eight Edition. *United States of America: Wiley*, 2014.
- [6] N. K. Jaiswal and D. R. K. Tiwari, “*Study The Steps Of Improving The Boiler Efficiency Using Combustion Air And its Requirements*,” *International Journal on Future Revolution in Computer Science & Communication Engineering*. 98–102, 2018.
- [7] B. A. Wilcox, *Steam Generation and Its Use*. McDermott Company, 1992.
- [8] EPRI, *Heat Rate Improvement Reference Manual*. Charlotte, North Carolina, 2006.
- [9] ASME PTC 1, *General Instructions Performance Test Codes*. Three Park Avenue, New York, 2004.
- [10] ASME PTC 2, *Definitions And Values Performance Test Codes*. Three Park Avenue, New York, 2002.
- [11] ASME PTC 6, *Steam Turbines Performance Test Codes*. Three Park Avenue, New York, 2006.
- [12] ASME PTC 4, *Fired Steam Generator*. Three Park Avenue, New York, 2008.
- [13] ASME PTC 4.1, *Air Heaters*. Three Park Avenue, New York, 1968.

- [14] Kementerian ESDM RI, Harga Mineral Logam Acuan Dan Harga Batubara Acuan Untuk Bulan April 2019. Indonesia, 2019.

ANALISIS DETEKSI AWAL KEBOCORAN PADA JARINGAN PIPA TRANSMISI GAS BUMI SUMATERA UTARA PT X MELALUI PERSAMAAN LAJU ALIR

¹Andreas Readika Bagus Kusuma**, ²Ramon Trisno

^{1,2}Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK. Gas bumi di Indonesia disalurkan melalui jaringan pipa transmisi dan jaringan pipa distribusi. Salah satu pipa transmisi yang digunakan adalah pipa transmisi gas bumi Sumatera Utara. Pendeteksian kebocoran pada pipa transmisi Sumatera Utara masih menggunakan metode konvensional yaitu dengan cara inspeksi pada pipa transmisi secara periodik. Metode ini masih memiliki kelemahan antara lain aspek keakurasian, dan kecepatan pendeteksian. Salah satu cara untuk mempercepat deteksi kebocoran pada pipa adalah dengan persamaan laju alir dimana dilakukan melalui perhitungan efisiensi pipa. Analisis kebocoran melalui efisiensi pipa tidak terpengaruh oleh jumlah laju aliran gas yang ada di dalam pipa, juga tidak terpengaruh oleh volume masuk dan volume keluar yang fluktuatif dikarenakan efisiensi pipa relatif tetap walaupun terjadi perubahan jumlah gas. Penelitian ini membandingkan nilai efisiensi pipa aktual yang terukur di lapangan dan nilai efisiensi pipa ideal yang didapatkan dari rumus persamaan laju alir. Beberapa persamaan yang diteliti adalah *Panhandle A*, *Panhandle B*, dan *Weymouth*. Dari hasil analisis didapat persamaan laju alir yang cocok diimplementasikan adalah persamaan *Weymouth*. Kemudian dicari nilai efisiensi pipa dari data histori yang telah terjadi sebelumnya untuk menjadi parameter batas atas dan batas bawah. Apabila nilai efisiensi aktual masih didalam batas atas atau batas bawah daripada nilai efisiensi histori, maka dapat dikatakan bahwa pipa tersebut tidak terdapat kebocoran. Hasil analisis nilai efisiensi pipa berdasarkan persamaan *Weymouth* bahwa nilai tertinggi adalah 64,63%, nilai terendah adalah 41,44%, dan nilai rata – rata adalah 48,03% dengan nilai simpangan baku 0,0604. Untuk mempercepat deteksi awal kebocoran pada pipa transmisi Sumatera Utara dapat dengan melakukan pengukuran nilai efisiensi pipa secara daring (online) dengan dasar persamaan *Weymouth*.

Kata kunci: transmisi; kebocoran; persamaan laju alir; efisiensi pipa.

PENDAHULUAN

PT. X adalah salah satu perusahaan di Indonesia yang bergerak pada bidang niaga dan infrastruktur gas bumi. Salah satu metode yang digunakan untuk mengalirkan Gas Bumi di Indonesia adalah melalui jaringan pipa transmisi. Salah satu pipa transmisi gas bumi yang dimiliki dan dioperasikan oleh PT X adalah pipa transmisi Sumatera Utara. Panjang pipa transmisi gas bumi Sumatera Utara adalah 13 km dan menyalurkan gas bumi mencapai 12 juta kaki kubik per hari (MMSCFD) untuk kebutuhan pembangkit listrik.

Kehandalan pipa transmisi sangat vital untuk keberlangsungan penyaluran gas bumi ke pembangkit listrik pada khususnya dan kehandalan penyediaan listrik untuk wilayah Sumatera Utara pada umumnya. Kehandalan pipa transmisi didukung salah satunya dengan sistem deteksi kebocoran (*Leak Detection System*). Selain itu, kebocoran dapat menyebabkan kerusakan lingkungan dan dapat berbahaya bagi manusia. Oleh karena fungsi vital tersebut, kinerja sistem deteksi kebocoran perlu senantiasa dievaluasi dan ditingkatkan untuk menjaga kehandalan pipa transmisi.

Karena memiliki fungsi vital, sistem pendeteksian kebocoran pada pipa transmisi Sumatera Utara salah satunya masih menggunakan metode konvensional yaitu dengan cara patroli atau inspeksi pada pipa transmisi

¹** Corresponding author: andreasreadika@gmail.com; ²* ramon_t@univpancasila.ac.id

yang dilakukan oleh Tim Patroli yang terdiri dari beberapa orang dan bekerja secara periodik. Metode ini masih memiliki beberapa kelemahan diantaranya aspek keakurasian dan sensitivitas, aspek waktu, dan *safety*.

Telah dilakukan penelitian terkait deteksi awal kebocoran pada pipa. Berdasarkan penelitian oleh Payal Gupta, dkk. yaitu deteksi kebocoran pipa jaringan distribusi menggunakan probabilitas. Pada dasarnya penelitian ini mencari lokasi kebocoran pada jaringan distribusi berdasarkan probabilitas, proses simulasi, dan pembacaan sensor. Metode ini mampu mendeteksi kemungkinan lokasi kebocoran pipa [1]. Namun, metode ini masih memiliki kelemahan yaitu hanya cocok pada tekanan rendah, hanya cocok diimplementasikan pada pipa jaringan distribusi, dan hasil akan lebih baik apabila menggunakan lebih banyak sensor pembaca.

Metode deteksi kebocoran yang dilakukan L. Billmann dan R. Issermann adalah berdasarkan jumlah volume gas yang masuk dibandingkan volume gas yang keluar. Penelitian tersebut menunjukkan bahwa deteksi kebocoran dapat dihitung secara matematis [2]. Namun metode tersebut masih memiliki kelemahan yaitu metode validasi data yang masih memakan waktu yang lama. Hal ini disebabkan oleh proses pembacaan volume dilakukan beberapa kali untuk menghindari bias akibat perubahan volume yang fluktuatif.

Maka, untuk mengatasi kelemahan – kelemahan terhadap penelitian yang telah dilakukan sebelumnya dilakukanlah penelitian tentang deteksi awal kebocoran pipa melalui persamaan laju alir melalui parameter efisiensi pipa. Tujuan penelitian ini salah satunya adalah untuk mempercepat untuk melakukan deteksi awal kebocoran pada pipa transmisi Sumatera Utara. Hal ini dikarenakan deteksi kebocoran melalui efisiensi pipa tidak terpengaruh oleh jumlah laju aliran gas yang ada di dalam pipa, juga tidak terpengaruh oleh volume masuk dan volume keluar yang fluktuatif dikarenakan efisiensi pipa relatif tetap walaupun terjadi perubahan jumlah gas [3]. Beberapa persamaan yang diteliti pada penulisan ini adalah persamaan Panhandle A, Panhandle B, dan Weymouth. Setelah didapat persamaan yang tepat, dapat dilakukan penelitian lebih lanjut untuk melakukan otomatisasi deteksi kebocoran pipa berdasarkan persamaan yang tepat.

METODE

a. Metode Analisis

Secara umum terdapat tiga metode deteksi kebocoran pipa yang biasanya digunakan yaitu: *Inspection Method*; *Sensing Devices*; dan *Computational Pipeline Monitoring Methods* [4]. Penelitian ini merupakan termasuk dalam metode *Computational Pipeline Monitoring Methods*. Penelitian ini mengkaji tentang metode pendeteksian kebocoran pada pipa transmisi Sumatera Utara pada PT X melalui persamaan laju alir. Secara khusus dilakukan analisis nilai efisiensi pipa aktual dan nilai efisiensi pipa ideal (yang didapatkan dari rumus persamaan laju alir). Dari hasil yang didapat, kemudian dicari nilai efisiensi pipa dari data histori yang telah terjadi sebelumnya untuk menjadi parameter batas atas dan batas bawah. Apabila nilai efisiensi aktual masih didalam batas atas atau batas bawah daripada nilai efisiensi histori, maka dapat dikatakan bahwa pipa tersebut tidak terdapat kebocoran. Tujuannya adalah untuk membuat suatu metode deteksi kebocoran gas dengan cepat dan dapat diaplikasikan pada jaringan gas yang memiliki karakteristik tertentu.

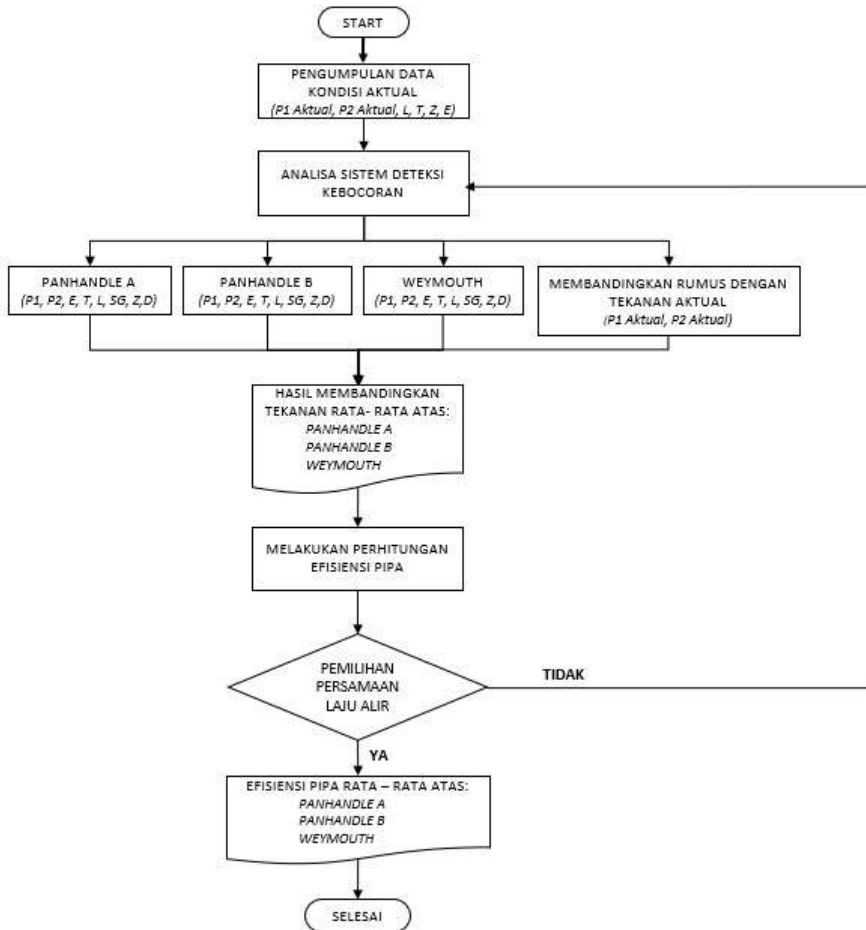
Parameter – parameter operasi yang digunakan antara lain tekanan masuk (P_1), tekanan keluar (P_2), temperature gas rata – rata (T_f), nilai *specific gravity* gas (G), faktor kompresibilitas gas (Z), diameter (D) dan panjang pipa (L_e), dan laju alir gas (Q) yang melalui pipa transmisi Sumatera Utara. Data yang digunakan diambil dari data *record* kondisi lapangan dan data aktual kondisi lapangan. Diagram alir yang menggambarkan metode penelitian dapat dilihat pada gambar 1.

b. Pengambilan Data

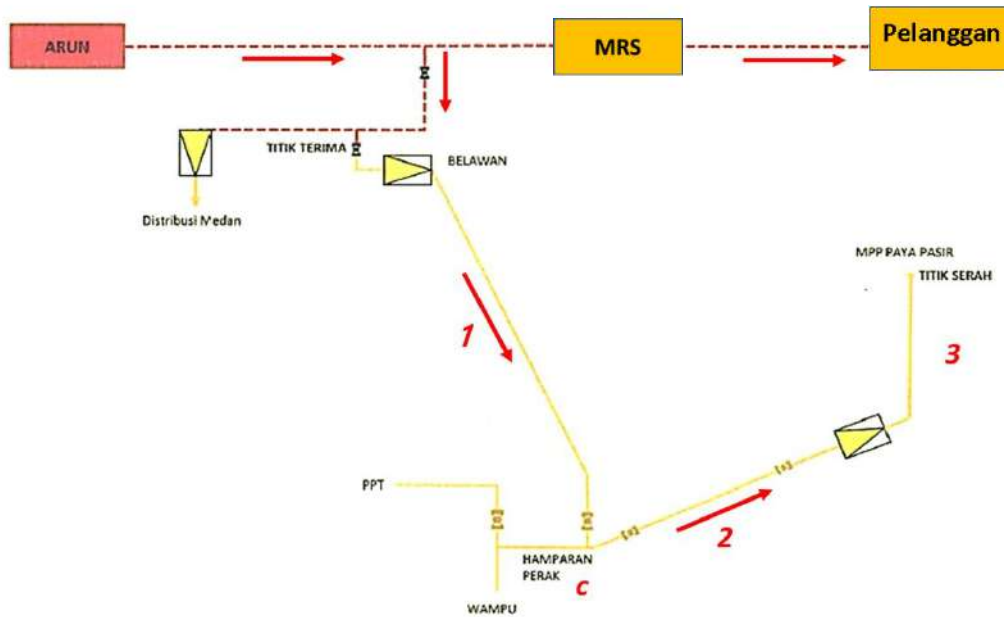
Penyaluran gas bumi telah berlangsung di jaringan pipa transmisi Sumatera Utara dilakukan salah satunya untuk memenuhi kebutuhan pelanggan gas bumi *Mobile Power Plant* (MPP) Paya Pasir. Data yang digunakan diambil dari data *record* kondisi lapangan dan data aktual kondisi lapangan. Prosedur pengambilan melalui tahapan-tahapan sebagai berikut:

- Melakukan pengukuran tekanan dengan alat *pressure transmitter* yang terdiri dari dua buah dan ditempatkan pada titik masuk (P_1) serta titik keluar (P_2) setiap segmen pipa.

- b. Melakukan pengukuran laju alir dengan alat *flow transmitter* yang terdiri dari dua buah dan ditempatkan pada titik masuk (P_1) serta titik keluar (P_2) setiap segmen pipa.
- c. Melakukan pengukuran temperatur dengan alat *temperature transmitter* yang ada di setiap segmen pipa.
- d. Melakukan pengukuran komposisi gas yang mengalir melalui pipa dengan alat kromatografi gas.
- e. Melakukan perhitungan faktor kompresibilitas gas dengan menggunakan alat *flow computer/EVC*.
- f. Memasukkan data-data operasi dan hasil pengukuran yang telah dilakukan dengan menggunakan *Supervisory Control and Data Acquisition (SCADA)*.



Gambar 1 Diagram Alir Penelitian



Gambar 2 Skematik dan pembagian segmen pipa transmisi Sumatera Utara

HASIL

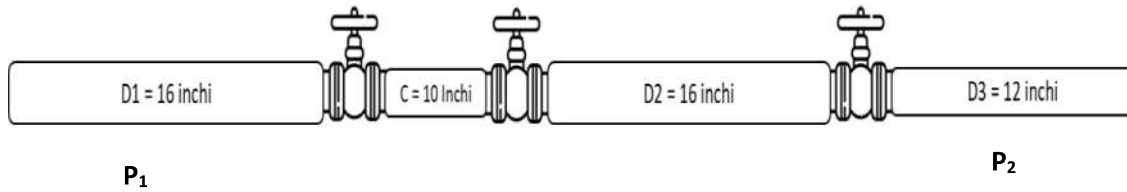
Sistem deteksi kebocoran berdasarkan persamaan laju alir gas pada dasarnya adalah menghitung perbedaan hasil pengukuran *pressure transmitter* yang ada di titik masuk dan titik keluar. Dari hasil pengukuran tersebut akan didapatkan nilai penurunan tekanan aktual. Dari hasil perhitungan melalui rumus persamaan laju alir maka akan didapatkan nilai penurunan tekanan ideal [3]. Data konstanta yang dipakai dapat dilihat pada tabel 1.

Tabel 1 Nilai Konstanta yang Digunakan

Keterangan	Satuan	Nilai
<i>Pressure Base</i> (P_b)	psi	14,7
<i>Temperature Base</i> (T_b)	K	273
<i>Specific Gravity</i> (G)	–	0,63
Faktor Kompresibilitas (Z)	–	0,96
Diameter (D)	inchi	16
Panjang Pipa (L)	km	13,29

a. Menghitung Panjang Equivalen Pipa

Pipa transmisi Sumatera Utara terdiri dari beberapa segmen yang memiliki diameter dan panjang pipa yang berbeda. Pipa transmisi Sumatera Utara titik pengukurannya tidak tersedia pada setiap segmen pipa. Hanya terdapat titik pengukuran – pengukuran pada titik masuk dan titik keluar pipa transmisi. Untuk memudahkan perhitungan, dilakukan perhitungan untuk menentukan panjang pipa equivalen [5], [6].



Gambar 3 Ilustrasi Perbedaan Diameter dan Titik P_1 dan Titik P_2

Pipa transmisi Sumatera Utara memiliki tiga segmen dan satu pipa *connecting*. Total panjang pipa transmisi adalah 13,29 km. Data panjang dan diameter dalam pipa dapat dilihat pada tabel 2.

Tabel 2 Panjang dan Diameter Segmen Pipa

Segmen	Panjang (km)	Diameter Dalam (inchi)
Segmen A	9,56	16
<i>Connecting</i>	0,0276	10
Segmen B	3,14	16
Segmen C	0,0712	12

Untuk dapat melakukan proses analisis, maka perlu dilakukan perhitungan panjang pipa ekuivalen. Pipa transmisi dibuat menjadi ekuivalen dengan diameter 16 inchi. Rumus untuk mencari panjang pipa ekuivalen adalah sebagai berikut [5]:

$$Le = L_1 + L_2 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5 + L_3 \left(\frac{D_1}{D_3} \right)^5 \quad (1)$$

Dimana:

- Le = Panjang pipa ekuivalen total, (km)
- L_1 = Panjang pipa pada segmen 1, (km)
- L_2 = Panjang ekuivalen segmen 2, (km)
- L_3 = Panjang ekuivalen segmen 3, (km)
- D_1 = Diameter pipa segmen 1, (inchi)
- D_2 = Diameter pipa segmen 2, (inchi)
- D_3 = Diameter pipa segmen 3, (inchi)

Hasil perhitungan panjang pipa equivalen adalah sebagai berikut:

$$L_e = 9,56 + 0,0276 \left(\frac{16}{10} \right)^5 + 3,14 \left(\frac{16}{16} \right)^5 + 0,0712 \left(\frac{16}{12} \right)^5$$

$$L_e = 13,29 \text{ km}$$

b. Perbandingan Hasil Perhitungan Antar Persamaan

Persamaan laju alir yang akan diuji coba antara lain Panhandle A, Panhandle B, dan Weymouth. Ketiga persamaan tersebut adalah persamaan yang sering digunakan untuk menghitung *linepack*, volume, dan laju alir gas untuk pipa transmisi. Hasil perhitungan atas persamaan laju alir yang diuji tersebut kemudian dibandingkan dengan kondisi aktual di lapangan. Perbedaan tersebut dapat menjadi acuan seberapa dekat hasil perhitungan persamaan laju alir dengan kondisi aktual di lapangan. Persamaan laju alir yang memiliki persentase nilai P_2 ideal dan P_2 aktual paling tinggi (mendekati 100%) yang akan dipilih untuk diimplementasikan. Berikut adalah rumus dari persamaan yang digunakan [6], [7]:

2) Panhandle A

$$Q = 4,5965 \times 10^{-3} E \left(\frac{Tb}{Pb} \right)^{1,0788} \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{G^{0,8539} T_f L_e Z} \right)^{0,5394} D^{2,6182} \quad (2)$$

3) Panhandle B

$$Q = 1,002 \times 10^{-2} E \left(\frac{Tb}{Pb} \right)^{1,02} \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{G^{0,961} T_f L_e Z} \right)^{0,51} D^{2,53} \quad (3)$$

4) Weymouth

$$Q = 3,7435 \times 10^{-3} E \left(\frac{Tb}{Pb} \right) \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{G T_f L_e Z} \right)^{0,5} D^{2,667} \quad (4)$$

Dimana:

Q = Volume laju aliran, (standar m³/hari)

E = Efisiensi pipa (%)

Pb = *Pressure base*, (psia)

Tb = *Temperature base*, (K (273 + C))

P_1 = Tekanan masuk, (kPa)

P_2 = Tekanan keluar, (kPa)

G = *Specific gravity*

T_f = Temperatur rata-rata, (C)

L_e = Panjang ekuivalen segmen pipa, (km)

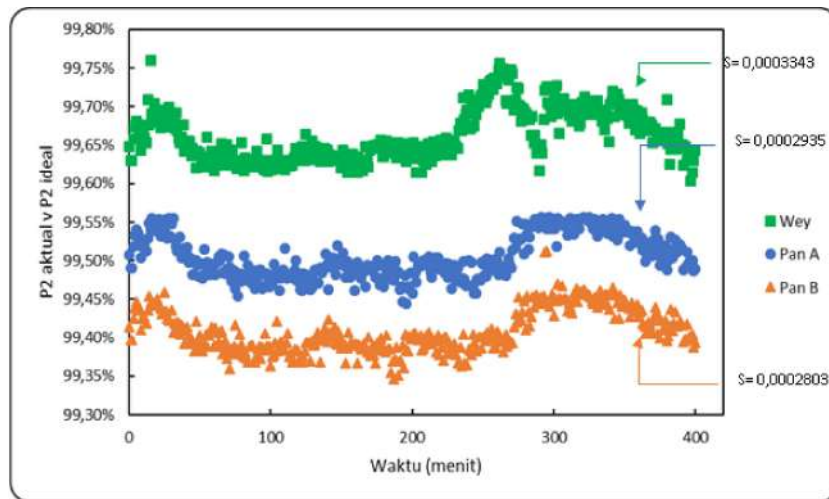
Z = Faktor kompresibilitas

D = Diameter dalam pipa, (inchi)

Dari hasil perhitungan yang telah dilakukan didapatkan hasil perbandingan antara P_2 ideal dan P_2 aktual tiap – tiap persamaan. Dari gambar 4 dapat diketahui bahwa persamaan Weymouth memiliki persentase paling tinggi daripada persamaan lainnya. Selain itu, dari tabel 3 diketahui juga bahwa persamaan Weymouth memiliki persentase perbandingan P_2 ideal dan P_2 aktual paling tinggi diantara persamaan lainnya.

Tabel 3 Hasil Persentase Perbandingan P_2 Antar Persamaan

Keterangan	Panhandle A	Panhandle B	Weymouth
Nilai Tertinggi	99,5565%	99,51206%	99,75985%
Nilai Terendah	99,4415%	99,34659%	99,60344%
Rata-Rata	99,5023%	99,40856%	99,66175%
Simpangan Baku	0,0002935	0,0002802	0,0003343



Gambar 4 Perbandingan Nilai P_2 Aktual dan P_2 Ideal antar Persamaan

Menghitung Nilai Efisiensi Pipa

Mencari nilai efisiensi pipa, dapat digunakan persamaan Panhandle A, Panhandle B dan Weymouth. Dimana rumus tersebut membandingkan penurunan tekanan aktual dengan penurunan tekanan ideal. Penurunan tekanan aktual didapatkan dari hasil pengukuran di lapangan. Data tekanan keluar aktual didapatkan dari hasil pengukuran alat pressure transmitter yang ada di titik masuk yaitu di Stasiun Gas Belawan. Data tekanan keluar aktual didapatkan dari hasil pengukuran alat *pressure transmitter* yang ada di titik keluar yaitu di Stasiun Gas MPP Paya Pasir. Sedangkan penurunan tekanan ideal didapatkan dari perhitungan menggunakan persamaan laju alir Panhandle A, Panhandle B, dan Weymouth. Pada dasarnya, untuk mencari efisiensi pipa dapat menggunakan persamaan sebagai berikut [3]:

$$E = \frac{\Delta P_{ideal}}{\Delta P_{aktual}} \quad (5)$$

Dimana:

$\Delta P_{ideal} = (P_1^2 - P_2^2)$ yang didapatkan dari persamaan laju alir

$\Delta P_{aktual} = (P_1^2 - P_2^2)$ yang didapatkan dari pengukuran di lapangan

Untuk mendapatkan nilai ΔP ideal dapat digunakan persamaan Panhandle A, Panhandle B, dan Weymouth. Dari persamaan tersebut dilakukan perhitungan perbedaan antara tekanan masuk dan tekanan keluar. Penyesuaian terhadap persamaan untuk mencari ΔP ideal adalah sebagai berikut:

1) Panhandle A

$$(P_1^2 - P_2^2)_{ideal} = \left(\frac{Q}{435,87 \left(\frac{Tb}{Pb} \right)^{1,0788} D^{2,6182}} \right)^{\left(\frac{1}{0,5394} \right)} G^{0,8539} L_e T_f Z \quad (6)$$

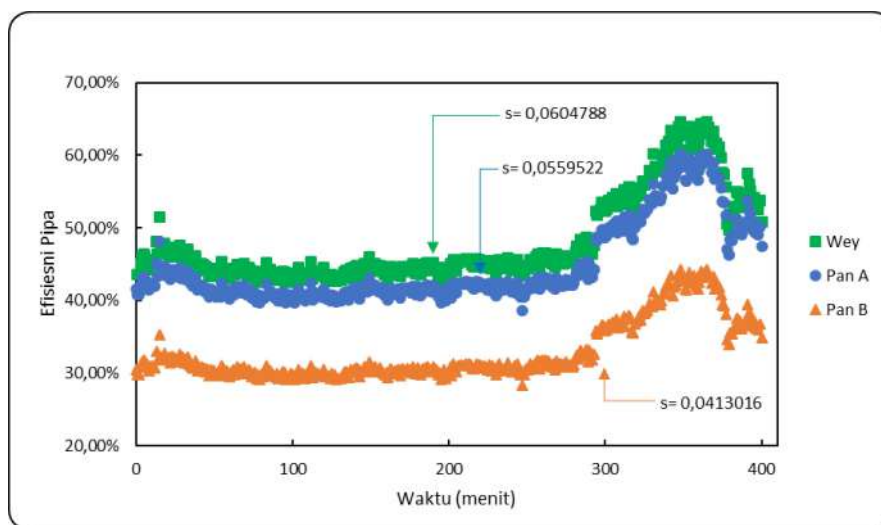
2) Panhandle B

$$(P_1^2 - P_2^2)_{ideal} = \left(\frac{Q}{737E \left(\frac{Tb}{Pb} \right)^{1,02} D^{2,52}} \right)^{\left(\frac{1}{0,51} \right)} G^{0,961} T_f L_e Z \quad (7)$$

3) Weymouth

$$(P_1^2 - P_2^2)_{ideal} = \left(\frac{Q}{433,5E \left(\frac{Tb}{Pb} \right) D^{2,667}} \right)^{\left(\frac{1}{0,5} \right)} G T_f L_e Z \quad (8)$$

Dari hasil perhitungan yang telah dilakukan berdasarkan persamaan (6), (7), dan (8) didapatkan hasil perhitungan ΔP ideal. Atas hasil perhitungan tersebut kemudian disubstitusikan ke dalam perhitungan efisiensi sesuai dengan persamaan (5). Setelah didapatkan hasil perhitungan efisiensi, dari gambar 5 diketahui bahwa persamaan Weymouth memiliki persentase perbandingan efisiensi paling tinggi daripada persamaan lainnya. Dan simpangan baku dari persamaan Weymouth merupakan yang paling tinggi.



Gambar 5 Perbandingan Efisiensi Persamaan

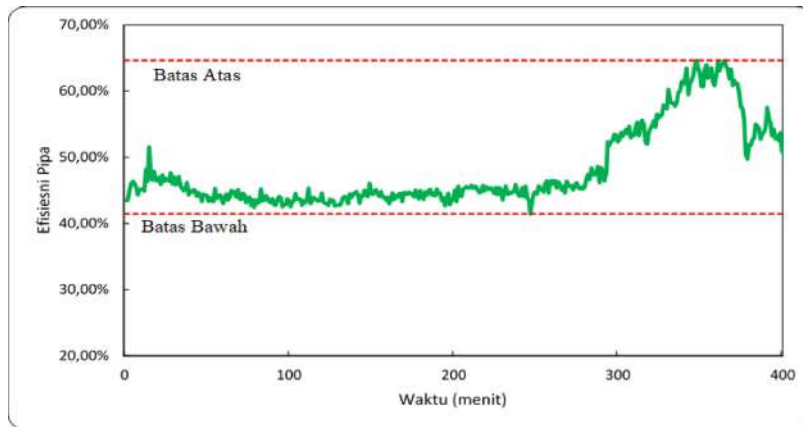
Untuk presentase nilai tertinggi, nilai terendah, nilai rata – rata, dan nilai simpangan baku untuk persamaan Panhandle A, Panhandle B, dan Weymouth dapat dilihat pada tabel 4.

Tabel 4 Perbandingan Efisiensi dan Simpangan Baku Tiap Persamaan

Keterangan	Panhandle A	Panhandle B	Weymouth
Nilai Tertinggi	60,1670%	44,2100%	64,6344%
Nilai Terendah	38,6010%	28,3500%	41,4433%
Rata - Rata	44,8000%	32,8724%	48,0310%
Simpangan Baku	0,0559522	0,0413016	0,0604788

Deteksi Kebocoran Pipa

Dari hasil perhitungan perbandingan antara P_2 aktual dan P_2 ideal telah didapatkan hasil bahwa persamaan Weymouth memiliki presentase yang paling tinggi diantara persamaan lainnya. Begitu pula dari perhitungan nilai efisiensi, didapatkan hasil yang menyatakan bahwa persamaan Weymouth memiliki nilai efisiensi yang paling tinggi. Sehingga dapat diartikan bahwa persamaan Weymouth cocok diimplementasikan untuk menjadi acuan dalam mendeteksi kebocoran pipa transmisi Sumatera Utara. Selain itu persamaan Weymouth memiliki karakteristik yang sesuai dengan pipa transmisi Sumatera Utara.



Gambar 6 Batas Atas dan Batas Bawah Efisiensi Pipa

Metode deteksi kebocoran pipa transmisi Sumatera Utara yang akan diimplementasikan adalah dengan menggunakan persamaan laju alir. Parameter yang penting dan menjadi acuan adalah parameter efisiensi. Tujuannya adalah untuk membuat suatu metode deteksi kebocoran gas dengan cepat dan dapat diaplikasikan pada jaringan gas yang memiliki karakteristik tertentu. Karakteristik yang dimaksud adalah jumlah gas yang masuk dan keluar tidak stabil sehingga mempengaruhi perbedaan tekanan. Nilai Efisiensi pipa didapatkan dengan membandingkan penurunan tekanan ideal yang didapatkan dari persamaan Weymouth dengan penurunan tekanan yang didapatkan dari hasil pengukuran di lapangan.

Berdasarkan data historis kondisi operasi transmisi Sumatera Utara yang tergambar pada gambar 5 dan gambar 6 serta tabel 4 dapat diketahui nilai tertinggi dan nilai terendah dari grafik nilai efisiensi pipa berdasarkan persamaan Weymouth. Sehingga diketahui batas bawah dan batas atas dari nilai efisiensi pipa transmisi Sumatera Utara. Hasil perhitungan nilai efisiensi pipa diketahui bahwa nilai tertinggi yang menjadi batas atas adalah 64,63% dan nilai terendah yang menjadi batas bawah adalah 41,44%. Apabila nilai efisiensi pipa melebihi batas – batas tersebut menandakan bahwa telah terjadi penurunan efisiensi pipa yang salah satunya disebabkan oleh kebocoran pipa. Hal ini terjadi karena apabila terjadi kebocoran, terjadi perubahan *pressure drop* yang diluar kondisi normal. Sehingga jika hasil pengukuran nilai efisiensi aktual melebihi batas – batas tersebut, dapat disinyalir bahwa terjadi kebocoran gas bumi. Dengan demikian, hal ini dapat mempermudah dan mempercepat untuk mendeteksi kebocoran pipa transmisi Sumatera Utara. Nilai efisiensi pipa yang telah didapatkan kemudian dibandingkan dengan nilai efisiensi berdasarkan data historis. Apabila nilai efisiensi yang terukur melebihi batas atas dan batas bawah nilai efisiensi, maka dapat disinyalir telah terjadi kebocoran pipa gas.

Dengan menggunakan metode ini, terdapat beberapa kelebihan, antara lain:

- 1) Metode deteksi awal kebocoran dapat dilakukan dengan lebih cepat.
- 2) Deteksi awal kebocoran pada pipa gas dapat lebih akurat karena tidak terpengaruh jumlah gas yang ada di dalam pipa (*linepack*).
- 3) Dapat digunakan pada jaringan pipa yang memiliki pasokan yang tidak stabil karena efisiensi pipa relatif tetap meskipun terjadi ketidakstabilan pasokan.
- 4) Metode ini dapat diaplikasikan menjadi deteksi awal kebocoran secara daring (*online*).

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisis dan penelitian yang telah dilakukan atas pipa transmisi Sumatera Utara, dapat diambil simpulan sebagai berikut:

- 1) Hasil analisis menunjukkan bahwa deteksi awal kebocoran pipa dapat dilakukan melalui persamaan laju alir dengan metode mengukur parameter efisiensi yang terdapat pada persamaan laju alir. Hasil perhitungan nilai efisiensi pipa berdasarkan persamaan Weymouth diketahui bahwa nilai tertinggi adalah 64,63%, nilai terendah adalah 41,44%, dan nilai rata – rata adalah 48,03% dengan nilai simpangan baku 0,0604.
- 2) Hasil analisis menunjukkan bahwa persamaan laju alir yang cocok untuk diimplementasikan untuk deteksi awal kebocoran pada pipa transmisi Sumatera Utara adalah persamaan Weymouth.
- 3) Solusi untuk mempercepat deteksi awal kebocoran pada pipa transmisi Sumatera Utara adalah dengan melakukan pengukuran nilai efisiensi pipa secara daring (*online*) dengan teknologi SCADA dengan dasar persamaan Weymouth.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] P. Gupta, T. Tar, T. Zan, M. Wang, J. Dauwels, and A. Ukil, “Journal of Natural Gas Science and Engineering Leak detection in low-pressure gas distribution networks by probabilistic,” *J. Nat. Gas Sci. Eng.*, vol. 58, no. April, pp. 69–79, 2018.
- [2] L. Billman and R. Isermann, “Leak Detection Methods for Pipelines,” vol. 23, no. 3, 1987.
- [3] M. S. Yoon, C. B. Warren, and S. Adam, *Pipeline System Automation and Control*. Newyork: ASME, 2007.
- [4] H. P. Sumasaputra and W. D. Wibowo, “Paten Proses Deteksi Kebocora Pada Jaringan Pipa Gas,” No. 2018/S/00293, 2018.
- [5] C. U. Ikoku, *Natural Gas Production Engineering*. Florida: Krieger Publishing Company, 1992.
- [6] E. S. Menon, *Gas Pipeline Hydraulics*. Newyork: CRC Press, 2005.
- [7] H. Amani, H. Kariminezhad, and H. Kazemzadeh, “Development of natural gas flow rate in pipeline networks based on unsteady state Weymouth equation,” *J. Nat. Gas Sci. Eng.*, vol. 33, pp. 427–437, Jul. 2016.

PERANCANGAN DAN PENGUJIAN *HEAT EXCHANGER* TIPE GAS DAN GAS UNTUK PEMANASAN UDARA UMPAN KE MESIN *FLUID SPRAY DRYER*

Putra Perdana Bandi^{1††}, Ramon Trisno^{2‡‡}

^{1,2}Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK. Mesin *FSD (Fluid Spray Dryer)* merupakan salah satu mesin pengolah makanan dan minuman yang digunakan pada proses pengeringan semprot. Proses pengeringannya menggunakan udara panas yang dihasilkan dengan sistem pemanas bertenaga listrik yaitu *electric heater*. Mesin yang digunakan pada laporan ini berskala pabrik percontohan yang memiliki skala produksi yang tidak besar. Karena adanya ketersediaan uap air panas bertekanan yang berpotensi untuk dimanfaatkan sebagai pemanas untuk udara umpan pada proses pengeringan dari pabrik produksi di dekat pabrik percontohan ini, penulis merancang suatu sistem pemanas baru berupa *heat exchanger* bertipe gas dan gas yang digunakan untuk memanaskan udara umpan untuk proses pengeringan tersebut. Perancangan dilakukan dengan metode *NTU*, mengacu pada pengambilan data temperatur udara umpan dengan sistem pemanasan awal. Hasil perancangan dijadikan acuan untuk *heat exchanger* yang tersedia dan akan digunakan. Kemudian dilakukan perhitungan secara teoritis pada sistem yang baru sesuai dengan luas permukaan *heat exchanger* yang ada untuk mencari nilai temperatur udara umpan hasil pemanasan. Selain itu juga dilakukan pendekatan komputasi dengan *software*, dan juga pengujian melalui pengambilan data temperatur aktual pada sisi keluaran udara yang dipanaskan oleh *heat exchanger*. Pada perhitungan secara teoritis dengan metode *NTU*, temperatur hasil perancangannya 378,268 K. Melalui pendekatan komputasi, nilai temperatur yang mampu tercapai pada sisi keluaran udara umpannya adalah 378,322 K. Sedangkan berdasarkan pengambilan data secara aktual, temperatur yang dihasilkan adalah 385,72 K.

Kata kunci—*pengeringan semprot, fluid spray dryer, heat exchanger, temperatur data logger, computational fluid dynamic*

PENDAHULUAN

Teknik pengeringan produk minuman yang cukup populer adalah pengeringan semprot atau spray drying. Mesin yang digunakan untuk menjalankan proses ini adalah *Fluid Spray Dryer (FSD)* yang memerlukan udara panas yang dihasilkan oleh pemanas berupa *electric heater* yang mengonsumsi energi listrik dengan daya yang cukup tinggi selama proses pengolahannya. Pada penelitian ini, mesin yang dioperasikan memiliki skala produksi pabrik percontohan dan letaknya berdampingan dengan pabrik produksi, dimana terdapat ketersediaan uap air panas atau steam air yang berlebih, karena hanya digunakan untuk menjaga temperatur material untuk produksi pada tangki penampungan tetap tinggi, agar produk tidak mengalami pengentalan. Karena adanya ketersediaan uap air panas bertekanan yang cukup dari ketel uap yang tersedia pada pabrik produksi di dekat pabrik percontohan ini, serta memiliki potensi untuk dimanfaatkan sebagai pemanas untuk udara umpan mesin *FSD*, penulis berinovasi untuk merancang suatu sistem pemanas baru yang berupa *heat exchanger* bertipe gas dan gas yang digunakan untuk memanaskan udara panas umpan mesin berskala pabrik percontohan tersebut. Dengan adanya sistem pemanas baru ini diharapkan dapat mengurangi penggunaan konsumsi listrik pada alat ini, khususnya dibagian pemanas yang awalnya menggunakan *electric heater*. Alat penukar kalor baru yang dirancang harus memiliki kemampuan memanaskan udara melebihi sistem pemanas awal. Selain sebagai tuntutan untuk dinyatakan mampu menggantikan *electric heater*, temperatur hasil pemanasan yang lebih tinggi juga dapat dijadikan sebagai peluang untuk pengeringan produk lain pada mesin ini yang membutuhkan temperatur pengeringan yang lebih tinggi. Di samping itu, udara umpan panas yang memiliki temperatur lebih

†† Corresponding author: putrabandi96@gmail.com

‡‡ Corresponding author: ramon_t@univpancasila.ac.id

tinggi juga dapat mempengaruhi proses pengeringan di produk yang sama menjadi lebih cepat. Pada penelitian sebelumnya yang dilakukan oleh Nur Kholis, terdapat beberapa metode untuk memanaskan udara umpan selain dengan listrik, diantaranya adalah dengan menggunakan pemanas refrijerasi dan *dehumidifier* [1]. Pada penelitian tersebut, dilakukan perbandingan antara kinerja pemanas refrijerasi dan *dehumidifier*, dan menunjukkan kecenderungan yang sama dengan sistem pemanas listrik di suhu pemanasan 353 K sampai 433 K. Namun pada penelitian tersebut hanya berfokus pada laju pengeringan udara pada alat penukar kalor. Pada penelitian yang dilakukan oleh T.R. Dwika, dkk. dengan material produk yang dikeringkan seperti karaginan, analisa mengenai pengaruh suhu dan laju alir udara pengering dilakukan. Hasil penelitian menunjukkan bahwa kadar air produk dipengaruhi oleh suhu dan kecepatan udara pengering yang masuk [2]. Temperatur udara umpan hasil sistem pemanas *electric heater* yang dibutuhkan untuk proses pengeringan adalah 373,15 K. Penelitian lain yang dilakukan oleh Boris Golman dan W. Juklang, dimana dilakukan penggunaan *heat exchanger* sebagai pemanasan awal dengan penggunaan kembali panas yang terbuang dari mesin [3]. Alat penukar kalor tersebut dapat meningkatkan efisiensi dari sistem pemanasannya. Namun penelitian tersebut hanya menggunakan simulasi dari *software* Visual Basic, tanpa perancangan alat penukar kalornya. Begitu pula dengan penelitian oleh Timothy G. Walmsley, dkk. penggunaan *heat exchanger* sebagai sistem pemanas kembali juga menunjukkan peningkatan efisiensi pada sistem pemanasannya hingga 10 %. Namun pada kedua penelitian tersebut belum dilakukan penggunaan *heat exchanger* sebagai sistem pemanas utamanya. Temperatur udara yang dibutuhkan pada proses pengeringan pun beragam sesuai dengan material produknya. Contohnya seperti untuk pengeringan konsentrat jus jeruk, temperatur udara umpan yang diperlukan adalah 383 K [4], sedangkan untuk jus buah pada umumnya, temperatur udara umpan yang dipanaskan minimal adalah 363 K [5].

Perumusan masalah

Berdasarkan uraian latar belakang di atas, yang menjadi rumusan permasalahan yang dibahas dalam laporan ini adalah mengenai bagaimana potensi *steam air* yang dapat dijadikan pemanas pada sistem *heat exchanger* bertipe gas dan gas dan dapat menggantikan *electric heater* pada mesin *FSD*, berapa temperatur *inlet* dan *outlet* untuk udara umpan ke mesin *FSD* yang melewati *heat exchanger* tersebut yang akan dimanfaatkan untuk pengeringan cairan produk dan berapa luasan alat penukar kalor tersebut sesuai dengan kebutuhan pemanasan udara umpan pada mesin *FSD* tersebut.

Tujuan

Tujuan penelitian ini adalah untuk merancang suatu sistem *heat exchanger* bertipe Gas dan Gas dengan metode *NTU* yang akan menggantikan *electric heater* pada mesin *FSD* supaya dapat mengurangi konsumsi listrik pada mesin tersebut, menghitung luas penampang alat penukar kalor pada sistem yang baru dan menguji temperatur udara pada *heat exchanger* pada sisi *inlet* dan *outlet* pada udara umpan ke mesin agar udara umpan yang dipanaskan mampu digunakan pada pengeringan cairan produk..

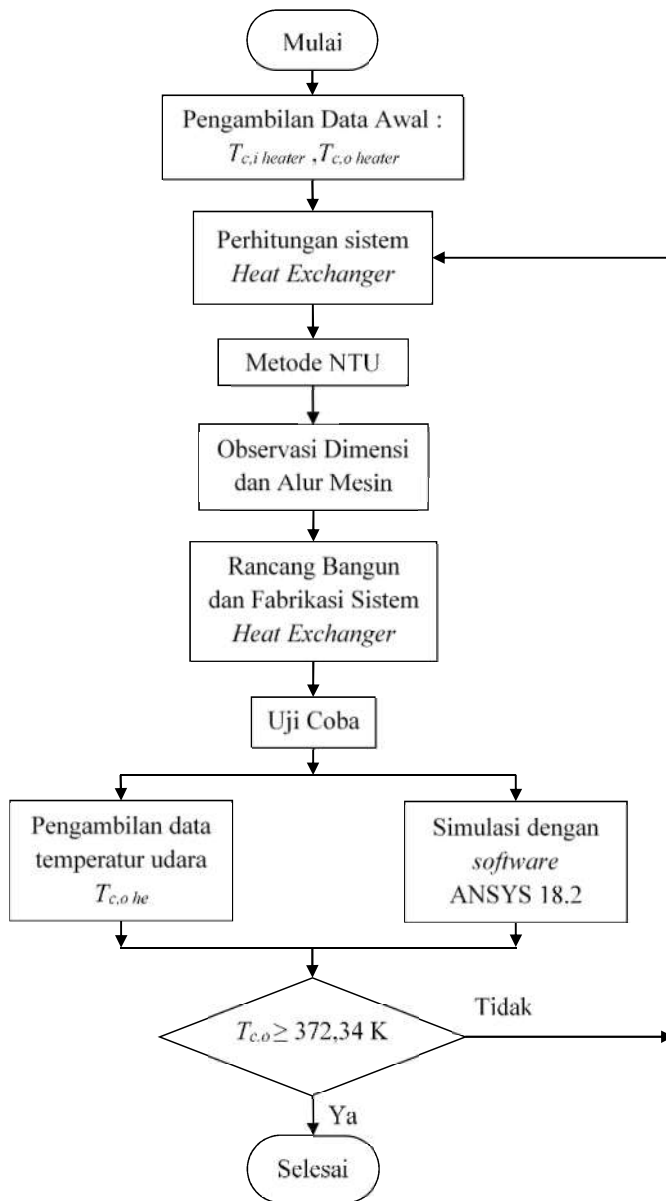
Cakupan penelitian

Dalam laporan ini, penulis tidak membahas mengenai mengenai sifat-sifat material bahan untuk produk umpan ke mesin *Fluid Spray Dryer*, komponen lain pada mesin yang tidak berkaitan dengan sistem pemanasan udara umpan ke mesin *Fluid Spray Dryer*, cara kerja *electric heater* secara detail, dan konsumsi listrik pada *electric heater*. Mesin *Fluid Spray Dryer* yang dibahas hanya yang berskala pabrik percontohan dengan spesifikasi yang sama dengan yang digunakan pada penelitian ini.

METODE

Perancangan dan pengujian ini berfokus pada peningkatan temperatur udara umpan yang masuk ke mesin *Fluid Spray Dryer (FSD)*. Pada perancangannya dilakukan perhitungan perpindahan panas untuk sistem *Heat Exchanger*, perhitungan ini dilakukan dengan metode *NTU (Native Transfer Units)*. Sistem pemanas baru yang akan dibuat akan mengacu pada perhitungan dengan metode tersebut. Setelah seluruh perancangan selesai, maka dilanjutkan ke proses bangun atau pembuatan sistem alat penukar kalor yang baru, dan dilanjutkan dengan pengujian yaitu mengambil data temperatur udara panas hasil alat penukar kalor pada sistem yang baru untuk melihat performa *heat exchanger* tersebut.

Selain pengambilan data pada percobaan yang berupa data nilai temperatur pada kondisi aktual, dilakukan juga simulasi dengan perangkat lunak pada komputer atau bisa disebut pendekatan komputansi. menggunakan simulasi CFD dari *software* ANSYS.



Gambar 2.1 Diagram alir penelitian

Peralatan penelitian

Perancangan dan pengujian dilakukan pada mesin *FSD* dengan merek NIRO type Mobile Minor, khususnya pada bagian-bagian yang berkaitan dengan perancangan sistem pemanasnya. Bagian-bagian berkaitan tersebut adalah yang dapat mempengaruhi kinerja perpindahan panas pada alat penukar kalornya, sehingga dapat dikatakan sebagai peralatan penelitian.

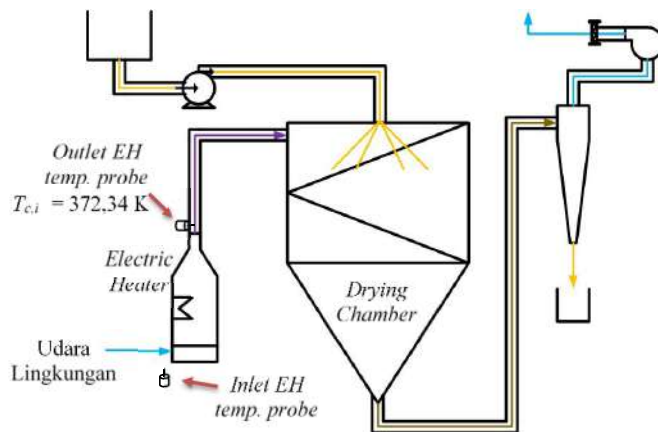
Peralatan pengukuran

Data yang digunakan pada laporan ini adalah data temperatur udara. Untuk mendapatkan data temperatur tersebut pada perancangan dan pengujian ini diperlukan beberapa peralatan pengukuran yaitu *temperatur data logger probe* dan perangkat komputer dengan *software Qlever*.

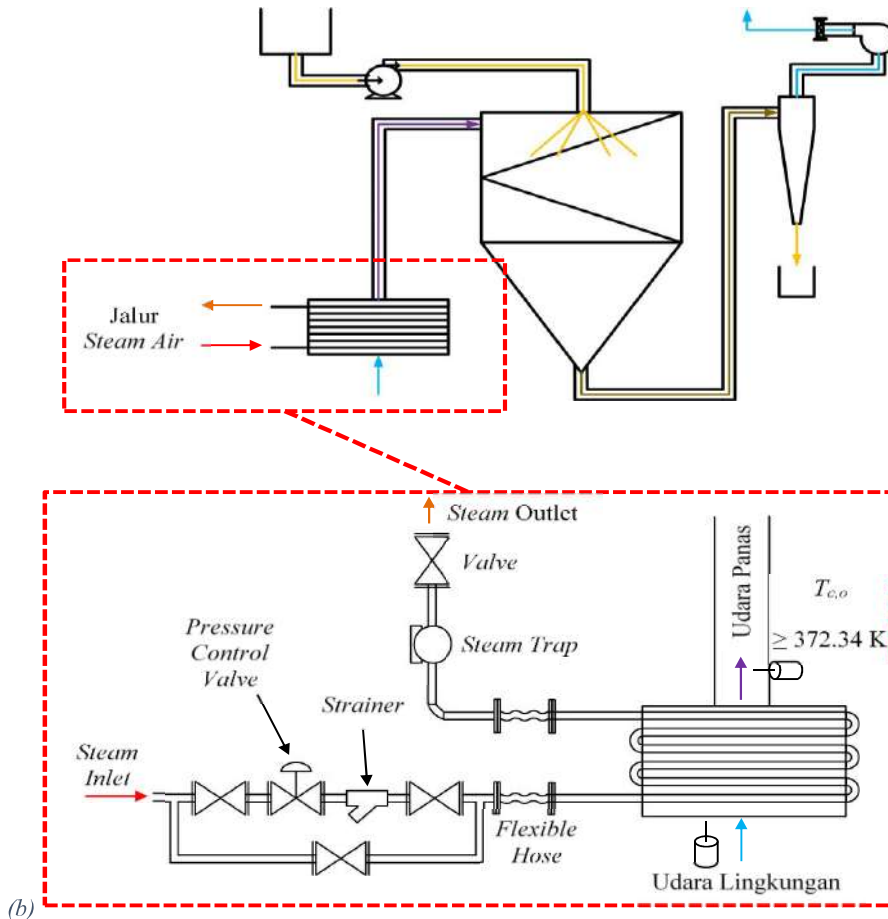
Kondisi percobaan

Pengambilan data awal dengan sistem pemanas yang berupa *electric heater*. Pengukuran temperatur udara dilakukan dengan menggunakan *temperature data logger* yang dipasang di sisi *inlet* dan *outlet*-nya. Data temperatur udara tersebut akan dijadikan sebagai acuan pada perancangan alat penukar kalor yang baru. Kondisi pertama, dimana sistem pemanasan pada mesin masih sesuai dengan desain dari pabrik pembuatannya, yaitu dengan *electric heater*.

Yang kedua adalah pengambilan data setelah perancangan, dimana sistem pemanasan pada mesin menggunakan alat penukar kalor yang baru dirancang, yaitu *heat exchanger* tipe gas dan gas. Setelah dilakukan rancang bangun sistem pemanas dengan *heat exchanger* tipe gas dan gas, perlu dilakukan pengambilan data yang baru. Pengambilan data temperatur pada sistem yang baru ini juga dilakukan pada sisi *inlet* dan *outlet* udara umpannya sebagai pembandingan dengan sistem sebelumnya. Untuk lebih detail, dapat dilihat pada gambar berikut.



(a)



Gambar 2.2 Letak pengambilan data perobaan pertama (a) dan kedua (b)

Dasar perhitungan

Pada perancangan ini perpindahan kalor terjadi antar kedua fluida yang bergerak, sehingga jenis perpindahan kalornya adalah perpindahan kalor konveksi. Untuk mendapatkan nilai koefisien perpindahan kalor konveksi perlu dilakukan perhitungan untuk bilangan *Nusselt*, bilangan *Reynold* dan bilangan *Prandtl*, yang dipengaruhi oleh luas penampang alat penukar kalor dan sifat material dari fluida panas dan dinginnya. Sistem pemanas pada alat laporan ini menggunakan *steam air* sebagai fluida pemanasnya dan yang dipanaskan adalah udara atmosfer dengan suhu lingkungan.

Pada awal perancangan perlu dilakukan perhitungan bilangan *Reynolds*. Rumus untuk menghitung bilangan *Reynolds* adalah sebagai berikut :

$$Re = \frac{c \times d \times \rho}{\mu} \quad (2.1)$$

Untuk perhitungan bilangan *Nusselt*, terdapat perbedaan perhitungan pada fluida pemanas dan fluida pendinginnya. Pada sisi fluida pemanas yang berupa *steam air*, uap air panas mengalir dalam pipa dan dengan aliran turbulen, sehingga rumus bilangan *Nusselt*-nya adalah :

$$Nu = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^n \quad (2.2)$$

Sedangkan pada fluida yang dipanaskan berupa udara atmosfer yang melewati pipa-pipa tersebut. Jumlah pipa di alat laporan ini melebihi 16 buah dan bertipe *staggered* atau saling silang. Rumus perhitungan bilangan *Nusselt*-nya adalah :

$$Nu = 0,35 \times Re^{0,6} \times Pr^{0,36} \times \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} \times \left(\frac{X_t}{X_l} \right)^{0,2} \quad (2.3)$$

Kemudian, setelah mendapat nilai bilangan *Nusselt* pada kedua sisi fluidanya, maka langkah selanjutnya adalah menghitung koefisien perpindahan kalor konveksi di masing-masing fluida dengan persamaan sebagai berikut :

$$Nu = \frac{h \times l}{k} \quad (2.4)$$

Setelah selesai melakukan perhitungan koefisien perpindahan kalor konveksi, selanjutnya perlu dilakukan perhitungan koefisien perpindahan kalor menyeluruh. Dengan rumus :

$$U = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o}{A_i} R_{fi} + \frac{A_o \ln(D_o + D_i)}{2\pi k L} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}} \quad (2.5)$$

Berdasarkan hukum kekekalan energi, nilai laju perpindahan panas dapat ditentukan dengan rumus dibawah ini :

$$Q = \dot{m}_c \times c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2.6)$$

NTU (The Number of Transfer Units) adalah jumlah satuan perpindahan panas yang merupakan tolak ukur perpindahan panas suatu penukar panas. Metode $\varepsilon - NTU$ dapat digunakan, jika temperatur sisi keluar pada salah satu sisi alat penukar kalor baik itu sisi fluida panas maupun fluida dingin tidak diketahui.

Pada perhitungan luas penampang dengan metode *NTU*, perlu dilakukan perhitungan C_{min} pada tahap awal terlebih dahulu. C_{min} adalah harga terkecil dari perkalian antara laju aliran massa fluida dingin dengan c_c atau c_h .

$$C_c = \dot{m}_c \times c_c \quad (2.7)$$

Nilai Q_{maks} dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$Q_{maks} = C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2.8)$$

Sehingga nilai C adalah yang merupakan pembagian C_{min} dan C_{max} adalah :

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.9)$$

Maka nilai efektifitas yang didapat menjadi :

$$\varepsilon = \frac{Q_{aktual}}{Q_{maks}} \quad (2.10)$$

Alat penukar kalor untuk perancangan dan pengujian ini berjenis *cross-flow*, maka nilai efektifitasnya dapat menggunakan rumus sebagai berikut :

$$NTU = \frac{-1}{C} \ln(1 + C \ln(1 - \varepsilon)) \quad (2.11)$$

Sehingga luas penampang minimalnya yang dapat dihitung dengan persamaan adalah :

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2.12)$$

Selain pengambilan data pada percobaan yang berupa data nilai temperatur pada kondisi aktual, dilakukan juga simulasi dengan perangkat lunak pada komputer atau bisa disebut pendekatan komputansi. Tahap komputasi ini menggunakan simulasi CFD dari software ANSYS. Tujuan dari simulasi ini adalah untuk :

1. Mendapatkan gambaran tentang performa sistem pemanas baru yang menggunakan alat penukar kalor berupa heat exchanger
2. Membandingkan hasil simulasi CFD yang didapat dengan hasil pengambilan data yang dilakukan setelah perancangan.
3. Simulasi CFD ini dapat memvisualisasikan nilai temperatur yang dihasilkan pada sisi outlet yang dihasilkan oleh heat exchanger.

Bentuk geometri dari heat exchanger ini dibuat dalam 3D. Pembuatan geometri model menggunakan software SolidWORKS versi 2013. Model diekspor menjadi file dengan ekstensi parasolid (.x_t) setelah model tersebut selesai dibuat, sehingga file ini dapat terbaca oleh software ANSYS Fluent. Geometri yang sudah dibuat, diimpor ke dalam DesignModeler untuk diedit. Setelah selesai, maka dilanjutkan dengan mengedit Meshing. Dalam proses pemecahan persamaan-persamaan pengatur pada komputasi ini, digunakan pendekatan metode volume (finite volume) hingga dengan bantuan sebuah pemecahan persamaan (solver) yang merupakan bagian dari perangkat lunak komersial ANSYS 18.2 yaitu Fluid Flow (Fluent). Secara ringkas beberapa tahapan-tahapan pada proses ini adalah aproksimasi aliran yang tidak diketahui dilakukan dengan menggunakan fungsi sederhana, diskritisasi dengan mensubstitusi hasil aproksimasi ke dalam persamaan aliran disertai dengan manipulasi matematik, dan penyelesaian persamaan aljabar. Proses ini merupakan pencarian solusi numerik terhadap persamaan-persamaan yang meliputi persamaan kekekalan massa dan momentum. Kondisi pendekatan komputasi untuk pengujian ini adalah sebagai berikut.

Tabel 2.1 Kondisi komputasi untuk pengujian

Kondisi Komputasi	Pengukuran Frekwensi
<i>Model :</i>	3 D
<i>Solver :</i>	
- <i>Type</i>	<i>Pressure Based</i>
- <i>Velocity Formulation</i>	<i>Absolute</i>
- <i>Time</i>	<i>Transient</i>
- <i>Units</i>	- <i>Length (mm)</i> - <i>Temperature (K)</i>
<i>Models :</i>	
- <i>Viscous Model</i>	<i>k-epsilon (2eqn)</i>
- <i>k-epsilon Model</i>	<i>Realizable</i>
- <i>Near-Wall Treatment</i>	<i>Scalable Wall Function</i>
<i>Boundary Condition :</i>	
- <i>Velocity Specification Method</i>	<i>Magnitude, normal to Boundary</i>
- <i>Turbulence Intensity</i>	5%

<i>Reference Values :</i> - Fluids - Solid	- Air - Water-vapor Copper
<i>Surface :</i> - 3 body	solid
<i>Solution Method :</i> - Pressure-Velocity Coupling - Turbulent Kinetic Energy - Turbulent Dissipation Rate	Simple First order upwind First order upwind
<i>Solution Control :</i> - Body Forces - Momentum - Turbulent viscosity	1 0,7 1
<i>Solution Initialization :</i> - Initialization Methods	: Hybrid Initialization
Run Calculation : - Time Step Size (s) - Number of Time Steps - Max Iterations/Time Step	0,1 (60 data/s) 50 100

HASIL

Perhitungan

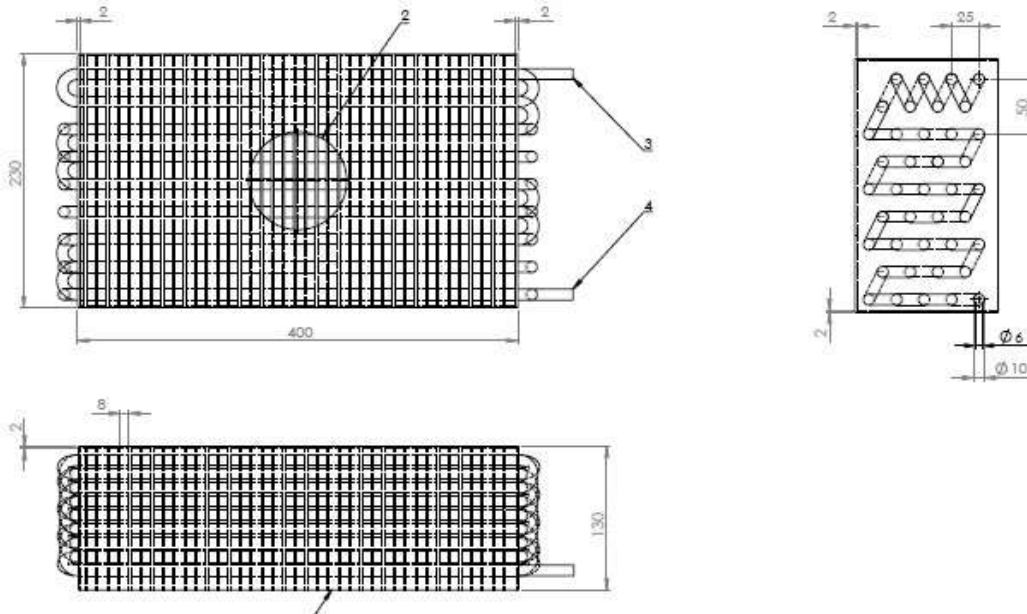
Berdasarkan hasil pengambilan data pada sistem pemanas awal, menunjukkan bahwa temperatur tertinggi hasil *electric heater* yang perlu dicapai pada udara umpan ($T_{c,o}$) adalah 372,34 K dan temperatur rata-rata udara lingkungannya ($T_{c,i}$) adalah 306,33 K. Oleh karena itu, kedua data tersebut dapat dijadikan sebagai dasar perhitungan system *heat exchanger*.

Sifat material *steam air* pada tekanan 4,761 bar yang digunakan sebagai fluida pemanas pada *heat exchanger ini* memiliki massa jenis 2,542 kg/m³, dan viskositas dinamik 1,39×10⁻⁵ kg/ms. *Steam air* diatur dengan *pressure control valve* di tekanan 4,761 bar, dengan asumsi bahwa pada *steam table* suhunya akan mencapai 150 °C pada tekanan tersebut. Lalu kecepatan aliran *steam* untuk memanaskan *tube* berdiameter 0,006 m adalah 15,186 m/s. Nilai bilangan *Prandatl* sebesar 1,0697. Pada bagian fluida udara umpan berupa udara, massa jenisnya 1,153 kg/m³, Viskositas dinamik 1,87 kg/ms, kecepatan aliran udara 3,167 m/s, dan bilangan *Prandatl* sebesar 0,712. Mengacu pada data tersebut, maka dari hasil perhitungan didapatkan nilai koefisien kalor konveksi pada *steam air* adalah 282,339 W/m²K, sedangkan untuk udara nilainya adalah 417,383 W/m²K.

Setelah selesai melakukan perhitungan koefisien perpindahan kalor konveksi di sisi luar dan dalam *tube* dari *heat exchanger*, selanjutnya perlu dilakukan perhitungan koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada alat penukar kalor ini dan hasilnya adalah 75,826 W/m²K

Nilai laju perpindahan panas alat penukar kalor ini adalah 1.475,69J/s. Pada perhitungan luas penampang dengan metode NTU, perlu dilakukan perhitungan C_{min} pada tahap awal terlebih dahulu. C_{min} adalah harga terkecil dari perkalian antara laju aliran massa fluida dingin dimana yang dipilih adalah c_c yang nilainya 22,357 J/sK. Nilai Q_{maks} dapat dihitung dan nilainya adalah 2.611,576 J/s. Maka nilai efektifitas yang didapat hasilnya 0,565. Sehingga nilai C adalah yang merupakan pembagian C_{min} dan C_{max} adalah 0,757. Alat penukar kalor untuk perancangan dan pengujian ini berjenis *cross-flow*, maka nilai NTU -nya adalah 1,315. Dan luas penampang yang dibutuhkan adalah 0,3876 m².

Alat penukar yang digunakan pada perancangan dan pengujian merupakan sebuah *heat exchanger* yang berbentuk *cross-flow* yang memiliki *tube* berdiameter luar 10 cm dan memiliki panjang *tube* 40 cm.



Gambar 3.1 Heat Exchanger tipe gas dan gas yang tersedia dan digunakan dalam perancangan)

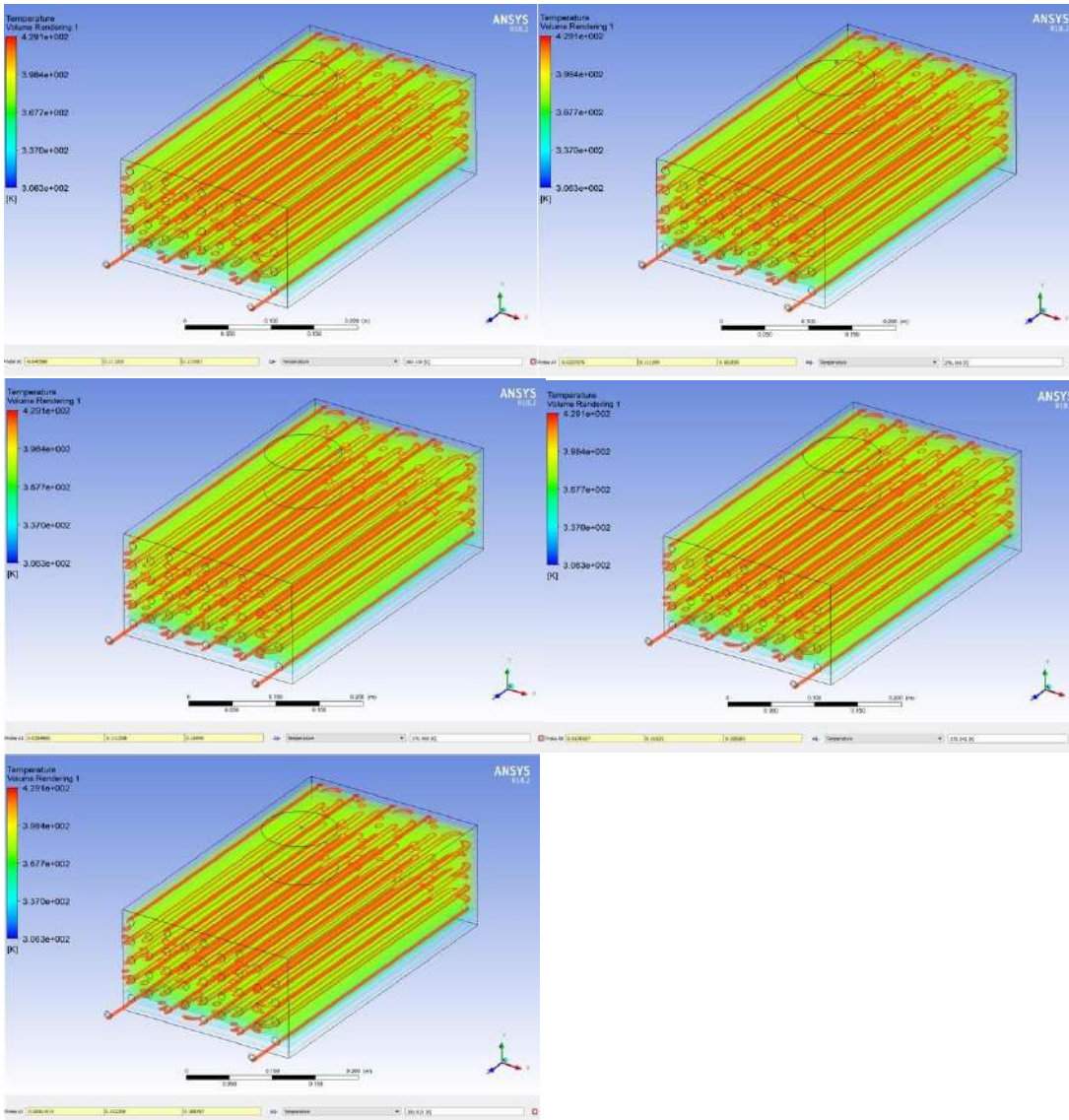
Pipa-pipa yang bersusunan *staggered* pada alat penukar kalor ini berjumlah 40 buah sehingga luasnya adalah 0,50286 m². Dari luas alat penukar tersebut, apabila dibandingkan dengan perhitungan perancangan dengan metode NTU , dapat dilihat bahwa luasnya sudah lebih dari cukup dari perhitungan keduanya. Sehingga alat penukar kalor ini dapat diasumsikan mampu untuk mengganti kinerja dari *electric heater*. Luasan yang lebih besar ini akan berpengaruh terhadap hasil akhir dari T_{co} . Karena itu pada pengoperasiannya perlu dilakukan penyesuaian tekanan udara *steam* agar temperatur yang dicapai dapat lebih tepat.

Karena terdapat perbedaan luas penampang, maka nilai temperatur udara panas yang dihasilkan oleh *heat exchanger* ini pun berbeda. Luas yang dimiliki oleh alat penukar kalor ini lebih besar sehingga mengindikasikan temperatur *outlet* T_{co} yang lebih tinggi. Perhitungan nilai temperatur pada sisi keluaran udara umpan yang dipanaskan juga dilakukan dengan metode NTU , dimana hasilnya 1,706.

Untuk mendapatkan nilai kenaikan suhu, perlu dilakukan perhitungan nilai Q kembali. Nilai yang berpengaruh perhitungannya adalah ϵ , karena nilai Q_{maks} telah diperoleh tanpa harus mencari suhu keluaran pada fluida dinginnya. Setelah dilakukan perhitungan, nilainya adalah 0,616 dan laju perpindahannya 1.608,992 J/s. Dengan laju perpindahan panas yang sesuai dengan metode NTU dan dimensi alat penukar kalor yang terpasang ini, maka dapat dilakukan perhitungan nilai temperatur udara pada sisi *outlet* udara umpannya dan hasilnya 378,268 K.

Dari perhitungan tersebut, dapat ditarik kesimpulan bahwa sistem pemanas yang baru dengan alat penukar kalor berupa *heat exchanger* tipe gas dan gas ini mampu meningkatkan suhu dari udara lingkungan menjadi 378,268 K pada metode NTU . Sesuai dengan perhitungan tersebut *heat exchanger* ini diasumsikan mampu melebihi kebutuhan sistem pemanasan udara.

Selain pengujian aktual dengan melakukan pengambilan data pada sisi *inlet* dan *outlet* pada *heat exchanger* yang sudah dirancang, dilakukan juga pengambilan data dengan menggunakan pendekatan komputasi melalui perangkat lunak *ANSYS 18.2* pada komputer. Data yang diambil ini merupakan nilai temperatur udara pada sisi keluaran *heat exchanger*. Dibawah ini merupakan gambar-gambar hasil pendekatan komputasi, dimana pada setiap gambar terdapat data-data nilai temperatur yang diambil pada beberapa titik di sisi *outlet heat exchanger*.



Gambar 3.2 Diagram alir penelitian

Dibawah ini merupakan tabel hasil pengujian dengan pendekatan komputasi pada masing-masing koordinat titiknya.

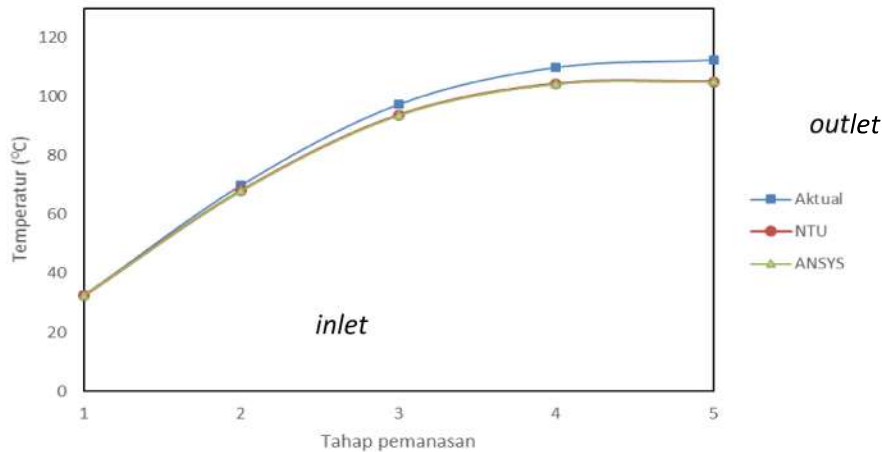
Tabel 3.1 Tabel hasil pengujian dengan pendekatan komputasi di beberapa titik

Koordinat	Temperatur udara (K)
X : -0,0377; Y : 0,1113; Z : 0,2096	380,108
X : -0,0041; Y : 0,1113; Z : 0,1621	376,568
X : 0,0377; Y : 0,1113; Z : 0,1883	376,568

X : 0,0073; Y : 0,1113; Z : 0,2338	376,541
X : -5,177e-05; Y : 0,1113; Z : 0,1934	381,825

Dari beberapa data tersebut dapat diamati bahwa nilai temperatur udaranya mengalami peningkatan dari suhu lingkungan menjadi lebih panas dan berada di rata-rata temperatur yaitu sekitar 378,322 K melebihi nilai peningkatan temperatur yang dibutuhkan, yaitu $T_{c,o} \geq 372,34$ K.

Setelah melakukan perhitungan secara teoritis melalui metode *LMTD*, metode *NTU*, pendekatan komputasi dengan *software ANSYS 18.2*, dan pengambilan data aktual secara langsung, terdapat beberapa data temperatur udara di sisi keluaran fluida dingin sesuai dengan metode masing-masing.



Gambar 3.3 Grafik nilai temperatur pada beberapa hasil perancangan dan pengujian

Grafik di atas adalah keempat nilai temperatur di sisi *outlet* pada fluida dinginnya, dalam hal ini adalah udara umpan. Pada grafik di atas dapat dilihat terdapat sedikit perbedaan pada beberapa nilai temperatur udara keluarnya sesuai dengan masing-masing sumbernya. Nilai temperatur yang dihasilkan pada hasil perancangan dengan metode *NTU* 378,268 K. Melalui pendekatan komputasi, nilai temperatur yang mampu tercapai pada sisi keluaran udara umpannya adalah 378,322 K. Sedangkan berdasarkan pengambilan data secara aktual, temperatur yang dihasilkan adalah 385,72 K.

KESIMPULAN

Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan dan pembahasan pada bab sebelumnya, dapat disimpulkan bahwa:

- Heat Exchanger* bertipe Gas dan Gas yang tersedia dan dipakai pada perancangan dan pengujian ini dinyatakan dapat menggantikan fungsi *heating elements* sebagai pemanas udara umpan mesin *FSD*.
- Luas penampang alat penukar kalor yang dibutuhkan oleh mesin, jika dihitung secara teoritis dengan menggunakan metode *NTU* adalah 0,3876 m². Sedangkan luas penampang *heat exchanger* yang tersedia adalah 0,5029 m².
- Berdasarkan hasil pengujian, *heat exchanger* baru yang terpasang pada mesin *FSD* mampu memanaskan udara dari temperatur 306,33 K hingga melebihi 372,34 K.

Saran

Setelah perancangan dan pengujian ini, diharalatkan penukar kaloran ada penelitian selanjutnya yang membahas mengenai:

- a. Nilai temperatur udara yang diperlukan sesuai dengan kualitas material
- b. Sistem kontrol otomatis pada *pressure control valve* agar mengatur tekanan udara paada *steam* agar temperatur udara yang dihasilkan dapat lebih stabil sesuai dengan kebutuhan.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] N. Kholis, “Perancangan, Simulasi CFD dan Eksperimen Pengering Semprot: Perbandingan Antara Pemanas Listrik dengan Pemanas Refrijerasi dan Dehumidifer,” 2010.
- [2] T. R. Dwika, C. Ceningsih, and S. B. Sasongko, “Pengaruh Suhu dan Laju Alir Udara Pengering Pada Pengeringan Karaginan Menggunakan Teknologi Spray Dryer,” *J. Teknol. Kim. dan Ind.*, vol. 1, no. 1, pp. 298–304, 2012.
- [3] B. Golman and W. Julklang, “Simulation of exhaust gas heat recovery from a spray dryer,” *Appl. Therm. Eng.*, 2014.
- [4] A. M. Goula and K. G. Adamopoulos, “A new technique for spray drying orange juice concentrate,” *Innov. Food Sci. Emerg. Technol.*, 2010.
- [5] B. R. Bhandari, A. Senoussi, E. D. Dumoulin, and A. Lebert, “Spray Drying of Concentrated Fruit Juices,” *Drying Technology*. 1993.
- [6] C. Anandharamakrishnan and S. Padma Ishwarya, *Spray Drying Techniques for Food Ingredient Encapsulation*. 2015.
- [7] Z. Fang and B. Bhandari, “Spray drying, freeze drying and related processes for food ingredient and nutraceutical encapsulation,” in *Encapsulation Technologies and Delivery Systems for Food Ingredients and Nutraceuticals*, 2012.
- [8] H. L. Raji Putri, A. Hidayati, D. T. Widyaningsih, N. Wijayanti, and J. M. Maligan, “Pengendalian Kualitas Non Dairy Creamer pada Kondisi Proses Pengeringan Semprot di PT. Kievit Indonesia, Salatiga: Kajian Pustaka,” *J. Pangan dan Agroindustri*, vol. 4, no. 1, pp. 443–448, 2016.
- [9] J. P. Holman, “Heat Transfer (10th Edition),” The McGraw-Hill Companies, 2010. .
- [10] L. Sadik Kakac, Hangtan, “Heat exchangers selection, design and construction,” *Fuel Processing Technology*. 1989.
- [11] I. Bizzy and R. Setiadi, “Studi Perhitungan Alat Penukar Kalpor Tipe Shell and Tube denga program Heat Transfer Research Inch (HTRi),” *Stud. Perhitungan Alat Penukar Kalpor Tipe Shell Tube denga Progr. Heat Transf. Res. Inch*, vol. 13, no. 1, p. 67, 2013.

PERANCANGAN SISTEM BAHAN BAKAR HIBRIDA DIESEL DAN LNG PADA KENDARAAN LOGISTIK

Madina Annanisa^{1§§} dan Ismail²

¹Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

²Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK. Berdasarkan Kebijakan Energi Nasional (KEN), khususnya target bauran energi, Indonesia harus mengurangi konsumsi BBM hingga menjadi 26% pada tahun 2050. Penyumbang konsumsi BBM terbesar pada sektor transportasi sehingga perlu dilakukan konversi dari BBM ke bahan bakar alternatif lain. Salah satu bahan bakar yang telah banyak digunakan di dunia adalah Bahan Bakar Gas (BBG), namun penerapannya di Indonesia masih sangat rendah. Program konversi ini akan diterapkan pada kendaraan logistik di PT X yang awalnya menggunakan bahan bakar diesel menjadi berbahan bakar hibrida diesel dan LNG. Dari hasil evaluasi sistem bahan bakar HPDI 2.0 paling optimal untuk digunakan pada kendaraan logistik di PT X karena mampu mengonversi bahan bakar diesel sebesar 90%, sehingga investasi ini dinyatakan layak secara ekonomi dengan *payback period* selama 5 tahun. Keuntungan yang didapat dari sistem tersebut berupa penghematan bahan bakar sebesar Rp 88.924.452/tahun. Perancangan sistem bahan bakar HPDI 2.0 dimulai dari perancangan tiap komponen seperti tangki LNG, pompa LNG, *heat exchanger*, filter, *storage* CNG, dan regulator. Agar program konversi bahan bakar kendaraan ini dapat berjalan terdapat beberapa faktor pendukung yang harus dipenuhi antara lain ketersediaan *refuelling station*, ketersediaan kendaraan, dan pemberian insentif untuk pemilik kendaraan.

Kata kunci— *Kendaraan Logistik Hibrida; Diesel; LNG.*

PENDAHULUAN

Keadaan di Indonesia mendukung pertumbuhan bisnis logistik dari tahun ke tahun, seiring dengan peningkatan kebutuhan konsumsi masyarakat dan perkembangan teknologi yang semakin canggih. Pertumbuhan bisnis logistik ini tentunya diikuti dengan pertumbuhan sarana pendukung, salah satunya kendaraan. Kenaikan jumlah kendaraan logistik ini tentunya diiringi dengan peningkatan jumlah energi, khususnya bahan bakar solar. Untuk memenuhi konsumsi solar yang semakin besar, pemerintah meningkatkan impor BBM sehingga berimbas pada defisit neraca perdagangan di sektor minyak dan gas (migas). Berdasarkan Kebijakan Energi Nasional (KEN), khususnya target bauran energi, Indonesia harus mengurangi konsumsi BBM hingga menjadi 26% pada tahun 2050. Perlu dicari bahan bakar substitusi untuk kendaraan logistik yang dapat menjadi solusi atas permasalahan tersebut.

PT X merupakan perusahaan yang bergerak di sektor industri semen. Kendaraan logistik di PT X beroperasi menggunakan bahan bakar diesel. Dalam rangka efisiensi PT X akan mengonversi bahan bakar kendaraan logistik yang awalnya berbahan bakar diesel menjadi berbahan bakar hibrida diesel dan LNG. Diharapkan dengan berhasilnya pengkonversian kendaraan logistik pada PT X dapat menarik pelaku industri lain untuk ikut menggunakan teknologi ini. Sehingga program konversi LNG (*Liquefied Natural Gas*) ini akan didukung oleh pemerintah dan pada akhirnya dapat mengurangi konsumsi BBM khususnya bahan bakar diesel di Indonesia.

Tujuan

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Menganalisis keuntungan dari mengonversi kendaraan logistik di PT X menjadi berbahan bakar hibrida diesel dan LNG.

§§ Madina Annanisa: madina.annanisa@gmail.com

2. Menentukan sistem bahan bakar hibrida diesel dan LNG yang optimal pada kendaraan logistik di PT X.

Cakupan Penelitian

Perancangan hibrida kendaraan logistik berbahan bakar hibrida diesel dan LNG perlu ditinjau dari banyak aspek, untuk itu pada penelitian ini akan dibatasi pada faktor berikut:

1. Kendaraan logistik berupa Truk Angkutan Muat di PT X
2. Wilayah operasi di Pulau Jawa
3. Kendaraan logistik menggunakan bahan bakar diesel berjenis HSD (*High Speed Diesel*).

TINJAUAN PUSTAKA

Gas bumi merupakan bahan bakar berfasa gas yang berasal dari perut bumi. Gas bumi dapat ditemukan di sumur minyak, sumur gas bumi dan juga tambang batu bara [1]. Komposisi gas bumi bervariasi antara sumber yang satu dengan sumber yang lain. Di beberapa sumber, gas bumi memerlukan pemrosesan tambahan sebelum dapat digunakan. Salah satu tahapan pemrosesan gas bumi pada tahapan pengangkutan, pada tahapan ini gas bumi yang telah memenuhi spesifikasi akan diangkut untuk menuju ke lokasi niaga gas. Beberapa moda pengangkutan gas bumi antara lain gas pipa, CNG (*Compressed Natural Gas*), dan LNG. Pengangkutan dengan moda CNG dan LNG berfungsi agar memiliki kepadatan energi yang lebih tinggi dari gas bumi normal. Untuk mengubah gas bumi menjadi CNG maupun LNG memerlukan proses pengolahan tambahan. Pada LNG, gas bumi yang awalnya berfasa gas akan diubah menjadi fasa cair dengan suhu yang sangat rendah (*cryogenic*).

Agar LNG dapat digunakan perlu dilakukan konversi pada kendaraan beberapa teknologi yang sudah banyak diterapkan, antara lain *dedicated*, *bi-fuel*, dan *dual fuel*. Agar konversi bahan bakar kendaraan mendapatkan hasil yang optimal perlu dicari teknologi yang tepat. Pemilihan teknologi ini kembali lagi bergantung pada kondisi operasi dan tujuan dilakukannya konversi itu sendiri. Beberapa teknologi konversi bahan bakar antara lain [2]:

a. *Dedicated*

Konversi bahan bakar dengan berteknologi *dedicated* berarti kendaraan hanya dapat menggunakan satu jenis bahan bakar. Sehingga apabila bahan bakar kendaraan telah dikonversi sudah tidak dapat lagi menggunakan bahan bakar yang lama. Pada teknologi kendaraan *dedicated* biasanya harus melakukan banyak perubahan pada sistem mesin. Sebagai contoh mobil yang bermesin diesel bila ingin *dedicated* berbahan bakar LNG harus mengubah mesin diesel menjadi mesin gas.

b. *Bi-Fuel*

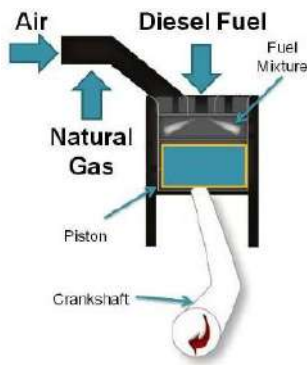
Sistem *bi-fuel* dapat dipilih bahan bakar apa yang akan dipakai. Kendaraan memiliki dua sistem bahan bakar yang terpisah, sehingga memungkinkan untuk memilih salah satu bahan bakar yang akan digunakan. Pada umumnya sistem *bi-fuel* digunakan untuk kendaraan ringan. Sistem *bi-fuel* termuktahir, pergantian bahan bakar dapat dilakukan secara otomatis, apabila bahan bakar alternatif (contohnya: CNG, LPG) habis dapat langsung berganti ke bahan bakar aslinya.

c. *Dual Fuel*

Sistem *dual fuel* akan terjadi proses pencampuran dua bahan bakar di dalam ruang bakar mesin. Walaupun jenis kendaraan ini memiliki dua sistem bahan bakar yang terpisah, tetapi bahan bakar akan dicampur pada ruang bakar dengan persentase tertentu. Pada sistem ini tidak akan mengubah karakteristik mesin, namun masih dapat mengurangi konsumsi bahan bakar aslinya. Sehingga *dual fuel* banyak digunakan untuk kendaraan berat karena konversi ke bahan bakar alternatif dapat berpotensi mengurangi performa mesin. Apabila bahan bakar alternatif habis, tidak perlu melakukan penggantian. Secara otomatis bahan bakar asli akan digunakan 100% sehingga mesin akan beroperasi seperti semula.

Terdapat beberapa teknologi yang dapat diterapkan pada mesin diesel *dual fuel*, salah satunya teknologi yang dikembangkan oleh perusahaan American Power Group melalui produknya V5000.[3]. LNG yang telah menjadi CNG difumigasi dengan udara pada saluran masuk melalui venturi yang dipasang sebelum *turbocharger* pada mesin *dual fuel*. Gas yang mengalir diatur dengan *throttle valve*. Banyaknya gas yang dialirkan pada saluran masuk tergantung dari beban mesin dan kecepatan. Campuran udara dan gas dikompresi pada silinder lalu akan

diinjeksikan sedikit bahan bakar diesel pada akhir langkah kompresi untuk menginisiasi pembakaran. Cara kerja mesin diesel *dual fuel* dapat dilihat pada Gambar 1 [4]:

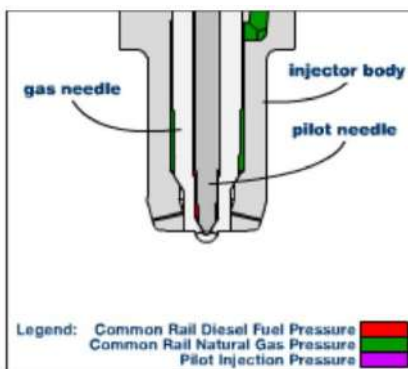


Gambar 1 Operasi Mesin Dual Fuel [5]

Sistem ini tidak memerlukan modifikasi pada sistem kerja internal mesin ataupun sistem injeksi bahan bakar diesel. Gas akan mengonversi kebutuhan diesel untuk menjalankan mesin, sehingga dapat mengurangi konsumsi diesel untuk menghasilkan daya keluaran yang sama [4]. Bahan bakar gas bumi dapat mensubstitusi bahan bakar diesel dengan proporsi yang bervariasi tergantung dengan kondisi operasi. Tingkat substitusi sistem *dual fuel* dioptimasi dengan sistem sensor dan sistem kontrol logika yang terdapat pada paket peralatan. Banyak faktor mempengaruhi tingkat substitusi bahan bakar aktual, namun secara umum tingkat substitusi gas sebesar 50% - 60% energi. Terdapat rentang kondisi operasi beban mesin dan kecepatan mesin optimal yang dapat memaksimalkan tingkat substitusi gas bumi, rentang ini disebut “sweet spot” [5].

Teknologi lain untuk mesin diesel *dual fuel* adalah dengan *High Pressure Direct Injection (HPDI) 2.0* dari Westport. Pada sistem ini LNG dapat mengonversi 90% - 95% konsumsi diesel. Namun diperlukan penggantian komponen pada sistem bahan bakar diesel eksisting. Penggantian yang perlu dilakukan pada komponen injektor, injektor digantikan dengan produk HPDI 2.0. Pada sistem ini tidak terjadi pencampuran gas dengan udara maupun diesel, pencampuran hanya akan terjadi pada saat pembakaran di dalam silinder [6].

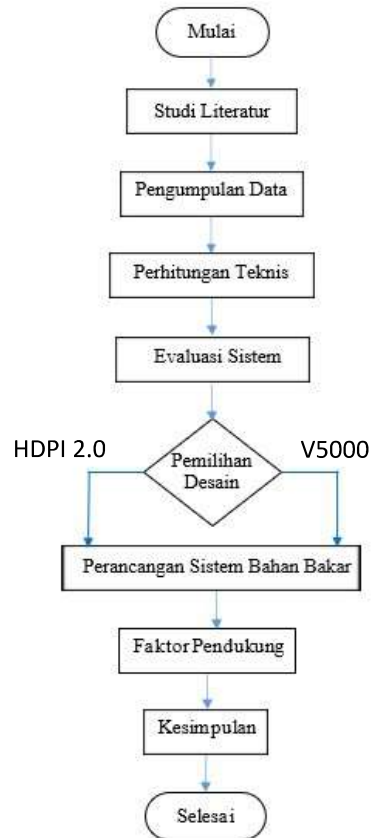
Pada HPDI 2.0 terdapat 2 saluran pada injektor, yaitu saluran diesel dan saluran gas. Bahan bakar diesel akan diinjeksikan pada akhir langkah kompresi, lalu ketika sudah terjadi pembakaran gas akan diinjeksikan ke silinder. Pengoperasian HPDI 2.0 dapat dilihat pada Gambar 2 berikut:



Gambar 2 Operasi HPDI 2.0 [6]

METODE PENELITIAN

Pada pembahasan sebelumnya telah diketahui beberapa teknologi yang dapat diterapkan pada konversi bahan bakar kendaraan. Pada penelitian ini konversi bahan bakar hibrida akan menggunakan teknologi *dual fuel*. Selanjutnya dari teknologi *dual fuel* tersebut terdapat 2 jenis sistem bahan bakar yang dapat diterapkan, antara lain sistem bahan bakar V5000 dan sistem bahan bakar HPDI 2.0. Berikut ini uraian dari metode yang digunakan dalam melakukan penelitian:



Gambar 3 Diagram Metode Penelitian

Pada penelitian ini penulis akan merancang sistem bahan bakar dari yang awalnya menggunakan bahan bakar diesel menjadi berbahan bakar hibrida diesel dan LNG pada kendaraan logistik di PT X. Merk kendaraan logistik yang digunakan pada PT X adalah truk Hino FM 260 JD. Untuk merancang konversi tersebut perlu dievaluasi kelebihan apa saja yang ditawarkan masing – masing sistem. Lalu, dilakukan pemilihan teknologi yang akan digunakan untuk perancangan. Selanjutnya perlu dicari faktor pendukung agar program konversi LNG pada kendaraan logistik dapat berjalan sukses di Indonesia.

a. Studi Literatur

Tahap studi literatur digunakan untuk mencari semua informasi yang mendukung penelitian ini. Beberapa tinjauan pustaka yang diperlukan antara lain mengenai gas bumi secara umum, pendahuluan mengenai LNG, prinsip kerja mesin diesel dan perhitungan performa mesinnya, jenis-jenis bahan bakar alternatif untuk kendaraan, teknologi yang diterapkan pada konversi bahan bakar, dan aplikasi kendaraan Bahan Bakar Gas (BBG) di seluruh dunia. Tinjauan pustaka ini diambil dari beberapa buku, jurnal, riset, laporan, dan bahan-bahan lain yang telah tercantum pada Daftar Pustaka.

b. Pengumpulan Data

Pada tahap ini penulis mengumpulkan data-data sebelum diolah lebih lanjut. Data-data yang akan dikumpulkan antara lain spesifikasi mesin Hino FM 260 JD, konversi konsumsi bahan bakar diesel menjadi konsumsi LNG, komponen-komponen yang perlu dikonversi untuk menggunakan bahan bakar LNG, data operasi PT X, harga bahan bakar diesel dan LNG, besaran emisi kendaraan diesel, dan aplikasi kendaraan LNG di negara-negara lain.

Spesifikasi mesin Hino FM 260 JD digunakan untuk mengetahui spesifikasi teknis mesin dan dimensi mesin. Data spesifikasi teknis mesin yang sangat diperlukan adalah data konsumsi bahan bakar spesifik dari mesin tersebut. Selanjutnya, data persentase konsumsi bahan bakar diesel menjadi bahan bakar LNG didapat dari spesifikasi sistem yang dipilih. Pada Bab 2 telah dibahas mengenai teknologi *dual fuel* dimana terdapat sistem bahan bakar HPDI 2.0 dan V5000, kedua sistem ini yang akan dirancang dan dievaluasi hasilnya pada penelitian ini.

Data operasi PT X yang dibutuhkan antara lain data jam operasi, jarak/rute perjalanan, dan konsumsi bahan bakar truk Hino FM 260 JD. Sebagai pengayaan dapat ditambahkan beberapa kondisi lingkungan yang mempengaruhi transportasi kendaraan logistik tersebut. Harga bahan bakar diesel mengacu pada data yang dipublikasikan PT Pertamina untuk tingkat agen, sedangkan harga LNG akan mengacu pada harga rata-rata LNG di Indonesia. Bersarnya kandungan emisi kendaraan diesel dipengaruhi dari bahan bakar yang digunakan, data ini akan mengacu pada Standar Euro VI yang mengatur kadar emisi dari kendaraan *dual fuel* berbahan bakar diesel dan LNG. Aplikasi kendaraan LNG di negara-negara lain akan memberikan gambaran mengenai tantangan dalam memulai program konversi ini, sehingga dapat dicari faktor-faktor pendukung apa saja yang perlu dipersiapkan di Indonesia.

c. Perhitungan Teknis

Tahap awal dalam merancang sistem bahan bakar LNG pada kendaraan Hino FM 260 JD adalah dengan menghitung konsumsi bahan bakar. Data konsumsi bahan bakar spesifik didapat dari spesifikasi mesin Hino FM 260 JD. Selanjutnya akan dihitung konsumsi bahan bakar diesel pada truk Hino FM 260 JD dengan persamaan (1) berikut:

$$FOC_{load} = BPH_{load} \times SFOC_{load} \times t \times 10^{-6}$$

Keterangan:

FOC_{load} = Fuel Oil Consumption / konsumsi bahan bakar diesel (ton)

$SFOC_{load}$ = Specific Fuel Oil Consumption / konsumsi bahan bakar spesifik diesel (g/kWh)

BPH_{load} = Brake Horse Power / daya rem (kW)

Selanjutnya dihitung konsumsi bahan bakar pada truk Hino FM 260 JD apabila berbahan bakar hibrida diesel dan LNG. Konversi bahan bakar ini akan mengacu pada nilai konversi LNG dari masing-masing sistem yang dipilih sehingga akan didapat besarnya konsumsi bahan bakar LNG per hari.

d. Evaluasi Sistem Bahan Bakar Hibrida

Pada tahap ini beberapa aspek yang akan dievaluasi adalah aspek teknis, aspek lingkungan dan aspek ekonomis. Dari sisi teknis akan dibahas mengenai keuntungan yang didapatkan apabila menggunakan sistem bahan bakar hibrida berteknologi *dual fuel* LNG dan diesel. Pada aspek teknis akan dijabarkan dari sisi *ouput* daya dan torsi kendaran, penggantian komponen kendaran, dan peluang bahan bakar diesel yang dapat dikonversi dengan bahan bakar LNG.

Dari sisi lingkungan akan dibahas mengenai pengurangan emisi kendaraan setelah menggunakan sistem bahan bakar hibrida berteknologi *dual fuel* diesel dan LNG. Lalu, dari aspek keekonomian akan dihitung kelayakan dari program konversi bahan bakar ini, sampai pada tahun ke berapa investasi yang dikeluarkan dapat kembali. Program konversi pada kendaraan logistik di PT X ini dinyatakan layak apabila *payback period* (PBP) lebih rendah dari masa pemanfaatan kendaraan truk.

Apabila dari ketiga hasil evaluasi ternyata penggunaan sistem bahan bakar hibrida *dual fuel* diesel dan LNG pada kendaraan logistik di PT X tidak memberikan kelebihan dibandingkan sistem bahan bakar sebelumnya, maka perlu melakukan perubahan teknologi maupun rancangan sistem bahan bakar menjadi lebih efisien, dan optimal dan dapat memberikan nilai tambah pada PT X.

e. Perancangan Sistem Bahan Bakar

Perancangan ini ditentukan dari sistem yang dipilih, yaitu sistem HDPI 2.0 atau sistem V5000. Beberapa komponen yang perlu ditambahkan antara lain tangki LNG, pompa bahan bakar LNG, *heat exchanger*, *storage* CNG, saluran bahan bakar LNG, dan peralatan kontrol LNG valve regulator tekanan, *flow control valve*, dan alat – alat instrumentasi lainnya.

Dari sistem bahan bakar LNG yang telah dirancang perlu dilakukan perhitungan spesifikasi desain dari komponen inti rancangan tersebut. Pada penelitian ini komponen yang akan dihitung antara lain tangki LNG dan pompa LNG, dikarenakan kedua komponen ini merupakan komponen inti pada sistem bahan bakar ini. Spesifikasi desain ini pastinya berbeda pada tiap sistem, maka perlu dihitung spesifikasi desain dari sistem terpilih.

f. Faktor Pendukung

Dari keunggulan konversi bahan bakar LNG pada kendaraan logistik yang telah dievaluasi pada tahap sebelumnya, dapat dilihat bahwa perlu dilakukan akselerasi program ini di Indonesia. Indonesia yang masih awam dalam hal ini dapat merujuk pada negara-negara yang sudah melaksanakan program ini secara masif. Dari pengalaman-pengalaman negara lain dapat diambil faktor-faktor pendukung program ini yang dapat diterapkan di Indonesia.

HASIL DAN PEMBAHASAN

PT X merupakan merupakan industri di sektor semen. Proses logistik PT X dikelola oleh 26 perusahaan logistik, dengan tujuan pengiriman yang mencapai 1.200 titik tiap harinya. Dalam satu hari jumlah kendaraan logistik PT X yang beroperasi lebih dari 5.000 unit. Setiap harinya PT X mengirimkan truk logistik dari Pabrik PT X ke Pelabuhan Khusus PT X yang berjarak sejauh 10 km. Truk logistik ini digunakan untuk mengangkut batu bara yang akan digunakan sebagai bahan bakar untuk pembangkit listrik PT X. Kendaraan logistik yang akan dikonversi pada penelitian ini adalah truk Hino FM 260 JD. Tabel 1 menunjukkan data operasi dari PT X dan spesifikasi dari truk Hino FM 260 JD:

Tabel 1 Data Kondisi Operasi

No	Parameter	Besaran
1	Ritase	9/hari
2	Kecepatan Truk	20 – 40 km/jam
3	Model Mesin	J08E-UF
4	Bahan Bakar	Diesel
5	Aspiration	Turbocharger Intercooler
6	Tipe Injeksi	Direct Injection
7	Jumlah Langkah	4
8	Tenaga Maksimum	260 (pada 2.500 rpm)
9	SFOC (<i>Specific Fuel Oil Ratio</i>)	168
10	Rasio Kompresi	18:1

Dari data yang telah tersedia dapat dihitung konsumsi bahan bakar diesel pada beban maksimal (*full load*) dengan persamaan (1) seperti berikut:

$$\begin{aligned} \text{FOC}_{\text{load}} &= \text{BHP}_{\text{load}} \times \text{SFOC}_{\text{load}} \times t \times 10^{-6} \\ &= 260 \text{ PS} \times 168 \text{ g/PS jam} \times 1 \text{ jam} \times 10^{-6} = 0,044 \text{ ton/jam} = 0,012 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Berdasarkan hasil perhitungan, konsumsi bahan bakar spesifik diesel sebesar 0,044 ton/jam. Dengan total energi bahan bakar sebesar:

$$\begin{aligned} Q_{\text{Diesel}} &= \dot{m} \times \text{GHV}_{\text{Diesel}} \\ &= 0,044 \text{ ton/jam} \times 43,448 \text{ MJ/kg} = 1.909,6 \text{ MJ/jam} = 0,53 \text{ MJ/s} \end{aligned}$$

Spesifikasi produk HPDI 2.0 menyatakan bahwa konversi LNG sebesar 90% - 95% dari bahan bakar diesel. Untuk merancang sistem bahan bakar LNG maka akan diambil rentang maksimum yaitu konversi LNG sebesar 95%, maka didapat laju konsumsi LNG pada sistem HPDI 2.0 sebesar 0,01 kg/s seperti berikut:

$$\begin{aligned} Q_{\text{LNG HPDI 2.0}} &= 95\% \times Q_{\text{Diesel}} \\ &= 95\% \times 0,53 \text{ MJ/s} = 0,504 \text{ MJ/s} \end{aligned}$$

$$\dot{m}_{\text{LNG HPDI 2.0}} = \frac{Q_{\text{LNG HPDI 2.0}}}{\text{GHV}_{\text{LNG}}}$$

$$= \frac{0,504 \text{ MJ/s}}{48,632 \text{ MJ/kg}} = 0,01 \text{ kg/s}$$

Sedangkan pada produk V5000 konversi LNG hanya sebesar 50% - 60% dari bahan bakar diesel. Untuk merancang sistem bahan bakar LNG maka akan diambil rentang maksimum yaitu konversi LNG sebesar 60%, maka didapat laju konsumsi LNG pada sistem HPDI 2.0 sebesar 0,007 kg/s seperti berikut:

$$Q_{\text{LNG V5000}} = 60\% \times Q_{\text{Diesel}}$$

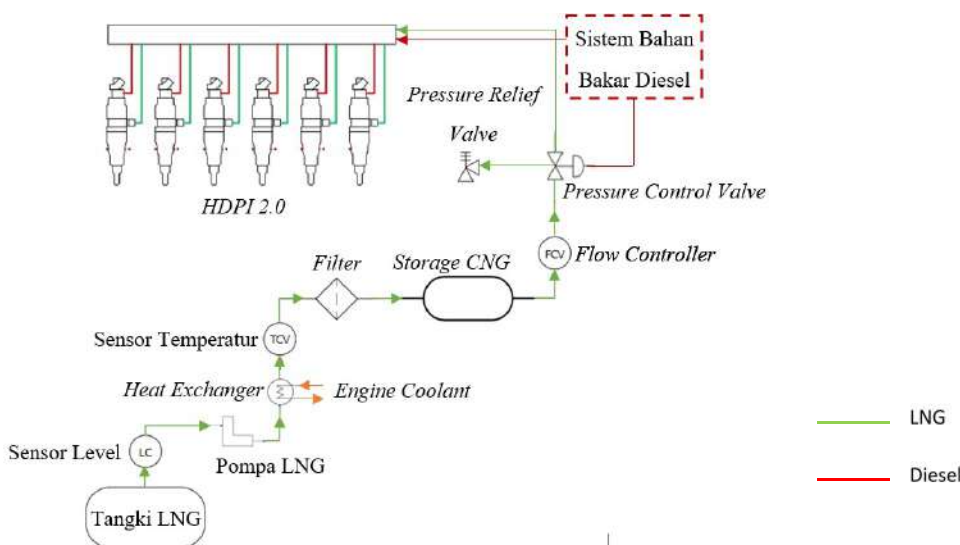
$$= 60\% \times 0,53 \text{ MJ/s} = 0,318 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{m}_{\text{LNG V5000}} = \frac{Q_{\text{LNG V5000}}}{\text{GHV}_{\text{LNG}}}$$

$$= \frac{0,318 \text{ MJ/s}}{48,632 \text{ MJ/kg}} = 0,007 \text{ kg/s}$$

LNG yang digunakan sebagai bahan bakar diisi dari *refuelling station*, kondisi operasi dari *refuelling station* akan menentukan penanganan LNG dalam sistem bahan bakar kendaraan. Pada *refuelling station* LNG berfase *unsaturated liquid* dan rata-rata kondisi operasi *refueling station* bertekanan 1,66 MPa dan temperatur -131,67 °C.

Pada pembahasan sebelumnya masih membahas mengenai 2 produk yaitu produk HPDI 2.0 dari Westport dan produk V5000 dari American Power Group (APG). Untuk menggunakan produk HPDI 2.0 memerlukan beberapa perubahan komponen pada kendaraan Hino FM 260 JD. HPDI 2.0 akan menggantikan injektor bawaan pabrik (OEM) Hino FM 260 JD, lalu diperlukan sistem bahan bakar LNG untuk ditambahkan pada kendaraan. Untuk sistem bahan bakar diesel sendiri tidak ada perubahan. Gambar 4 merupakan diagram alir dari sistem bahan bakar LNG pada HPDI 2.0:



Gambar 4 Diagram Alir Sistem Bahan Bakar LNG HPDI 2.0

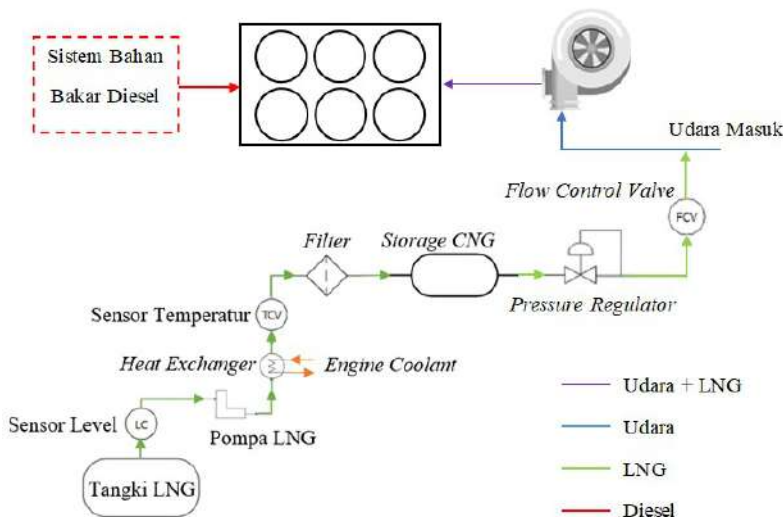
Pertama-tama LNG dari *refuelling station* akan disimpan pada tangki LNG, tangki ini dilengkapi dengan alat instrumentasi sensor Level untuk mengetahui ketersediaan LNG yang tersimpan pada tangki. Dari tekanan LNG yang sebesar 1,66 MPa lalu selanjutnya dipompa dengan pompa LNG, pompa LNG ini merupakan pompa khusus karena tekanan LNG tinggi dan temperturnya sangat rendah. Setelah LNG dipompa, lalu LNG akan dilewatkan pada *heat exchanger*. *Heat exchanger* ini akan menukar panas antara LNG dengan *engine coolant*, sehingga akan merubah fasa LNG dari yang cair menjadi gas. Namun gas ini masih bertekanan tinggi sehingga disebut *Compressed Natural Gas (CNG)*. Pada proses ini memerlukan alat instrumentasi untuk mengontrol temperatur. Setelah LNG berubah menjadi CNG perlu dilewatkan ke *filter* untuk menyaring kotoran yang mungkin terikut. Selanjutnya CNG akan disimpan pada tangki penyimpanan, CNG yang akan keluar dari tangki diatur menggunakan alat instrumentasi kontrol aliran.

Setelah itu, CNG akan melalui kontrol tekanan. Kontrol tekanan ini untuk menyesuaikan tekanan CNG dengan tekanan bahan bakar diesel. Tekanan bahan bakar diesel setelah dipompa sekitar 196 kPa. Sehingga kontrol tekanan berupa regulator untuk menurunkan tekanan CNG. Selain itu kontrol tekanan ini dilengkapi dengan *pressure relief valve* sebagai instrument keselamatan dengan membuang CNG ke lingkungan. Selanjutnya CNG akan dialirkan ke *common rail*. *Common rail* ini sendiri sudah sepaket dengan injector HPDI 2.0. Pada HPDI 2.0 tidak ada pencampuran antara bahan bakar diesel dengan bahan bakar CNG. Pada sistem ini juga tidak diperlukan proses pengapian. CNG diinjeksikan ke dalam silinder pada akhir langkah kompresi. CNG membutuhkan temperatur pengapian lebih tinggi dibandingkan dengan diesel, sehingga diesel perlu diinjeksikan terlebih dahulu untuk menginisiasi pengapian baru setelahnya CNG akan diinjeksikan ke silinder. CNG akan langsung terbakar karena tingginya temperatur dari pembakaran diesel.

Tidak seperti pada HPDI 2.0, untuk menggunakan produk V5000 tidak memerlukan perubahan komponen pada kendaraan Hino FM 260 JD. Pada sistem V5000 hanya diperlukan penambahan sistem bahan bakar LNG pada kendaraan. Sedangkan untuk sistem bahan bakar diesel sendiri tidak ada perubahan. Setelah dari *storage*, CNG akan melewati valve regulator tekanan. CNG yang awalnya memiliki tekanan hingga 40 bar akan diturunkan sesuai dengan tekanan udara masuk *turbocharger* yaitu sekitar 1 atm. Lalu gas akan melewati valve pengatur aliran, valve ini akan mengatur banyaknya gas yang dicampurkan dengan udara. Gas yang sudah bercampur dengan udara di saluran masuk *turbocharger* akan melewati *turbocharger* untuk dinaikan tekanannya. Lalu campuran gas dan udara bertekanan ini akan dimasukkan ke silinder pada saat langkah hisap.

Keseluruhan sistem ini memerlukan proses kontrol yang kompleks sehingga diperlukan sistem kontrol terkomputerisasi. Semakin akurat sistem kontrol maka efisiensi semakin tinggi dan pembakaran lebih optimal.

Gambar 5 merupakan diagram alir dari sistem bahan bakar LNG pada V5000:



Gambar 5 Diagram Alir Sistem Bahan Bakar LNG V5000

Evaluasi dari ketiga aspek tersebut dapat tersebut dapat diambil perbandingan sebagai berikut:

Tabel 4. 2 Evaluasi Produk HPDI 2.0 dan V5000

No	Kriteria	HPDI 2.0	V5000
1	Konversi LNG	90% - 95%	50% - 70%
2	Kembali ke operasi normal	Tidak	Ya, 100% diesel
3	Penggantian Komponen	Ya, penggantian injektor	Tidak
4	Penghematan per tahun	Rp 88.924.452	Rp 44.462.226
5	Payback Period (PBP)	5 tahun	10 tahun

Sistem V5000 tidak ekonomis dikarenakan PBP lebih dari masa pemanfaatan truk yaitu selama 8 tahun. PBP untuk sistem V5000 dan HPDI 2.0 tinggi dikarenakan kendaraan logistik truk Hino FM 260 JD di PT X beroperasi untuk jarak dekat sehingga konsumsi bahan bakar rendah. Namun hal ini menguntungkan karena jalur kendaraan dan jadwal pengoperasian tetap, sehingga memudahkan untuk pengaturan sistem pengisian bahan bakar LNG. Risiko kendaraan logistik Hino FM 260 JD kehabisan bahan bakar LNG sangat kecil. Sehingga kendaraan logistik Hino FM 260 JD lebih tepat menggunakan sistem HPDI 2.0.

Selanjutnya penentuan sistem bahan bakar HPDI 2.0 dari masing – masing komponen sebagai berikut:

a. Tangki LNG

Sebelumnya telah dihitung bahwa konsumsi bahan bakar LNG sebesar 0,037 ton/jam atau 0,01 kg/s. Berdasarkan SAE (Society of Automotive Engineers) Standard J2343, waktu penyimpanan LNG pada tangki LNG kendaraan selama 5 hari, waktu penyimpanan ini menunjukkan lamanya LNG dapat disimpan tanpa memerlukan venting dari BOG (*Boil of Gas*). Dikarenakan jarak tempuh yang pendek, maka untuk desain kendaraan logistik di PT X ditentukan untuk 1 hari. Sehingga untuk kapasitas tangki LNG dapat dihitung sebagai berikut:

$$V_{\text{Tangki}} = \frac{\dot{m}_{\text{LNG}} \times t}{\rho}$$
$$= \frac{37 \text{ kg/jam} \times 4,5 \text{ jam/hari} \times 1 \text{ hari}}{420 \text{ kg/m}^3} = 0,395 \text{ m}^3$$

Maka, perlu dicari tangki LNG dengan spesifikasi dengan tekanan 1,6 MPa, temperatur -110 °C dan kapasitas sebesar 0,395 m³.

b. Pompa LNG

Pompa LNG yang akan digunakan berjenis pompa torak, pada pemilihan pompa harus memperhatikan kapasitas pompa dan *head* pompa. Dari pembahasan sebelumnya telah diketahui bahwa konsumsi bahan bakar LNG sebesar 0,037 ton/jam, sehingga kapasitas pompa LNG dapat dihitung sebagai berikut:

$$Q_{\text{Pompa}} = \frac{\dot{m}_{\text{Tangki}}}{\rho}$$
$$= \frac{37 \text{ kg/jam}}{420 \text{ kg/m}^3} = 0,088 \text{ m}^3/\text{jam} = 0,024 \text{ L/s}$$

Maka, perlu dicari pompa LNG dengan spesifikasi kapasitas sebesar 0,024 L/s dengan tekanan hisap sebesar 1,6 MPa dan tekanan keluar sebesar 4 MPa.

c. Heat Exchanger

Heat Exchanger yang akan digunakan bertipe *shell and tube* dengan aliran *cross flow*. LNG akan berukar panas dengan *engine coolant* yang merupakan etilena glikol. Sistem bahan bakar LNG tidak akan mengubah kondisi operasi normal *engine coolant*. Pada *heat exchanger* tidak terjadi perubahan temperatur namun terjadi perubahan fasa dan memungkinkan terjadinya kenaikan temperatur tergantung dari kondisi operasi *engine coolant*.

d. Filter CNG

Filter CNG untuk kendaraan sudah banyak tersedia di pasaran, untuk dapat memilih *filter* yang sesuai dengan sistem HPDI 2.0 melihat kondisi berikut:

Tekanan = 4 MPa

Temperatur Min = -87,222°C

e. Storage CNG

Storage CNG pada sistem ini berfungsi sebagai penyimpanan sementara CNG yang sudah terkonversi dari LNG tapi belum sempat terpakai untuk proses pembakaran. *Storage* CNG tidak memerlukan kapasitas yang

besar karena didesain hanya untuk menampung CNG selama 1 jam pemakaian karena *storage* CNG hanya digunakan sebagai tempat penyimpanan sementara dan tidak memerlukan kapasitas yang besar, sehingga kapasitas *storage* dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned}V_{\text{Tangki}} &= V_{\text{CNG}} \times t \times \rho \\ &= 37 \text{ kg/jam} \times 1 \text{ jam} \times 6 \text{ lb/ft}^3 \times 16,0185 \text{ kg ft}^3/\text{lb m}^3 = 3,556 \text{ L}\end{aligned}$$

f. Pressure Regulator

Pada spesifikasi mesin Hino FM 260 JD dinyatakan bahwa rasio kompresi mesin sebesar 18:1 dengan tekanan kompresi sebesar 3,4 – 3,6 MPa. CNG akan diinjeksikan ke dalam silinder pada 5° putaran engkol. Dapat dihitung tekanan ruang bakar pada saat CNG diinjeksikan yaitu sebagai berikut:

$$\begin{aligned}P_{\text{CNG1}} &= 3,4 \text{ MPa} - \left\{ \frac{5^\circ}{180^\circ} \times \left(3,4 \text{ MPa} - \frac{3,4 \text{ MPa}}{18} \right) \right\} \\ &= 3,31 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}P_{\text{CNG2}} &= 3,6 \text{ MPa} - \left\{ \frac{5^\circ}{180^\circ} \times \left(3,6 \text{ MPa} - \frac{3,6 \text{ MPa}}{18} \right) \right\} \\ &= 3,506 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Sehingga CNG yang awalnya bertekanan 4 MPa menjadi 3,31 MPa – 3,506 MPa. CNG bertemperatur minimum -87,222°C dengan *flowrate* sebesar 37 kg/jam atau 10,278 g/s.

KESIMPULAN

Berdasarkan dari hasil dan pembahasan sebelumnya, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Kendaraan logistik yang menggunakan sistem bahan bakar hibrida LNG dan diesel dengan teknologi *dual fuel* dilihat dari aspek lingkungan dapat mengurangi emisi sampai dengan 90%, selain itu dengan sistem HPDI 2.0 dapat menghemat biaya bahan bakar sebesar Rp 88.924.452/tahun sehingga investasi ini dinyatakan layak secara ekonomi dengan *payback period* selama 5 tahun.
2. Pada kendaraan logistik di PT X lebih optimal apabila menggunakan sistem HPDI 2.0, sistem bahan bakar HPDI 2.0 memerlukan komponen tangki LNG, pompa LNG, *heat exchanger*, filter, *storage* CNG, dan regulator.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] W. C. Lyons and J. Zaba, *Standard Handbook of Petroleum & Natural Gas Engineering*, no. v. 1. Gulf Publishing Company, 1996.
- [2] K. Kay, "What Fleets Need to Know About Alternative Fuel Vehicle Conversions , Retrofits , and Repowers."
- [3] American Power Group, "Introduction to Dual Fuel Diesel Conversions Growing High-Horsepower Dual Fuel Natural Gas Markets," 2016.
- [4] W. N. Mansor, "Dual Fuel Engine Combustion and Emissions – an Experimental Investigation coupled with computer simulation," p. 162, 2014.
- [5] T. Power and N. G. Fueling, "Natural Gas Fuel for Diesel Displacement / Dual Fuel & Bi-Fuel," no. May, 2014.
- [6] M. Dunn, "Optimised Natural Gas Engines For Phase II GHG Compliance," *Westport Fuel Syst. Brand. Mark. Breadth*.

OPTIMASI KAPASITAS JARINGAN PIPA DISTRIBUSI GAS UNTUK MEMENUHI KEBUTUHAN TEKANAN DI PT X SEBESAR 25 BAR

Rayvario Sultan^{1***} dan Ismail²

¹Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

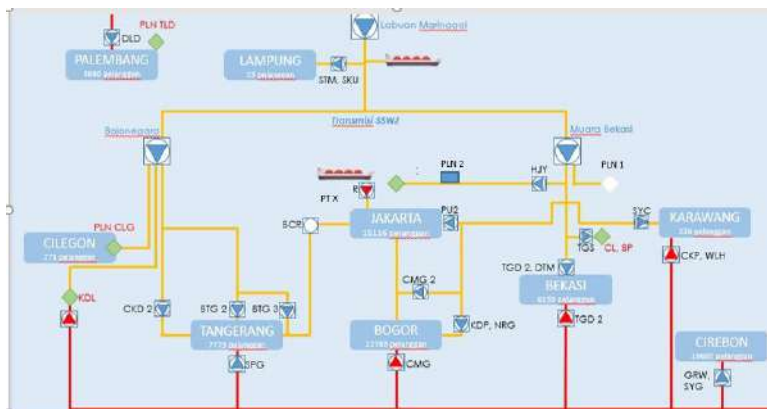
²Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK. PT X merupakan salah satu pelanggan di PGN yang berada pada segmen pipa Muara Tawar – Muara Karang yang akan melakukan penggantian bahan bakar dari bahan bakar minyak menjadi sepenuhnya gas bumi sebagai salah satu bentuk penghematan serta konservasi energi sehingga kebutuhan penyerapan gas PT X menjadi meningkat. Tujuan penelitian ini adalah untuk menghasilkan jaringan distribusi yang optimal untuk mengakomodir kebutuhan peningkatan penyerapan gas PT X tersebut serta meningkatkan *revenue* perusahaan. Penelitian ini dimulai dengan pengumpulan data teknis, operasi dan kondisi jaringan distribusi eksisting, dilanjutkan dengan analisis kapasitas jaringan distribusi eksisting, optimasi kapasitas jaringan baik perubahan pola operasi maupun perancangan pipa untuk lokasi *tapping* baru, serta simulasi hasil optimasi yang didapat dengan menggunakan aplikasi Pipeline Studio agar didapat kondisi yang sesuai dengan kondisi di lapangan. Dari hasil evaluasi didapatkan bahwa dengan jaringan pipa eksisting PT X hanya mendapat 24,42 m³/s dan tekanan 2 MPa. Oleh karena itu dilakukan beberapa skenario optimasi jaringan distribusi gas. Dari hasil simulasi beberapa skenario tersebut, didapat skenario 1 yang dapat diterapkan pada kondisi di lapangan. Dari hasil simulasi skenario 1, PT X dapat mendapatkan laju alir sebesar 31,68 m³/s dan tekanan sebesar 2,5 MPa dengan kecepatan gas yang masih dibawah 20 m/s. Estimasi perhitungan keekonomian untuk mengaplikasikan skenario 1 menghasilkan nilai IRR sebesar 12,13% dengan PBP selama 7 tahun.

Kata kunci— Kapasitas jaringan; Perancangan pipa; Pipeline Studio.

PENDAHULUAN

Gas bumi merupakan energi primer ketiga yang paling banyak digunakan di dalam negeri setelah minyak bumi dan batubara. Untuk itu gas bumi memegang peranan penting dalam kebijakan bauran energi di Indonesia karena merupakan salah satu energi yang ramah lingkungan sehingga berpotensi untuk menggantikan peran minyak bumi dalam berbagai kebutuhan energi di Indonesia. Pemerintah secara agresif terus mendorong pemanfaatan gas bumi domestik, diantaranya melalui pembangunan infrastruktur gas bumi untuk menstimulasi industri dalam negeri dan menjaga lingkungan hidup yang lebih bersih.



Gambar 1 Penyederhanaan Skematik

*** Rayvario Sultan: rayvario9@gmail.com

PT X merupakan perusahaan yang bergerak di sektor pembangkit listrik. Sebagai bentuk penghematan serta konservasi energi, PT X menerapkan kebijakan untuk menggunakan bahan bakar gas secara penuh untuk kebutuhan pembangkitnya. Hal ini menyebabkan meningkatnya penyerapan di PT X yang semula 10,12 – 20,24 m³/s menjadi 29,7 – 31,68 m³/s. Dari kasus tersebut dilakukan analisis kondisi jaringan pipa distribusi eksisting untuk menerapkan kondisi tersebut kemudian akan dilakukan optimasi kapasitas jaringan pipa dengan mencari pola operasi maksimum dari semua pelanggan pada jalur pipa yang sama untuk dilakukan simulasi serta merancang jaringan pipa yang paling optimal untuk menerapkan perubahan operasi tersebut. Kondisi paling optimal didapat dengan pertimbangan bahwa tekanan operasi jaringan masih berada dibawah tekanan maksimal pipa, *valve* dan regulator, kemudian semua kebutuhan operasi pelanggan dapat terpenuhi dengan memperhatikan faktor keamanan dan juga ekonomi serta dapat diaplikasikan di lapangan.

Tujuan

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

3. Mengevaluasi spesifikasi teknis dan kapasitas maksimal dari sistem pipa distribusi eksisting ke PT X.
4. Merancang sistem pipa jaringan distribusi gas yang optimal untuk memenuhi perubahan kebutuhan operasi PT X.
5. Menganalisis skenario optimasi yang terpilih dari aspek teknik dan keekonomian.

Cakupan Penelitian

Optimasi kapasitas jaringan distribusi gas perlu ditinjau dari banyak aspek, untuk itu pada penelitian ini akan dibatasi pada faktor berikut:

4. Jaringan distribusi terbatas pada jaringan pipa Muara Bekasi ke jaringan distribusi Jakarta, Tangerang, Bekasi, Bogor dan Karawang.
5. Data operasi dan spesifikasi gas yang digunakan sesuai PT PGN.
6. Aplikasi yang digunakan adalah Pipeline Studio.

TINJAUAN PUSTAKA

Persamaan perhitungan aliran gas adalah persamaan yang digunakan untuk menghitung banyaknya volume gas yang lewat dalam pipa persatuan waktu. Persamaan yang dapat digunakan diantaranya adalah *General Flow Equation*, Weymouth, Panhandle A, Panhandle B dan AGA.

d. Persamaan Weymouth

Persamaan Weymouth digunakan untuk gas tekanan tinggi, laju aliran tinggi, dan diameter pipa yang besar [1].

$$Q = 433,5 \times \left(\frac{T_b}{P_b} \right) \times \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{G \times T_f \times L_e \times Z} \right)^{0,5} \times D^{2,667} \quad (1)$$

Keterangan:

- Q : *Flow rate gas* (SCFD)
P_b : Tekanan *base* (psia)
T_b : Temperatur *base* (°R)
P₁ : Tekanan *upstream* (psia)
P₂ : Tekanan *downstream* (psia)
G : *Specific gravity*
T_f : Temperatur gas rata-rata (°R)
L_e : Panjang pipa ekuivalen (mill)
Z : Faktor kompresibilitas
D : Diameter dalam pipa (inch)

e. Persamaan Panhandle A

Persamaan Panhandle A digunakan pada perhitungan pipa gas, dengan bilangan Reynold antara lima juta sampai sepuluh juta [1].

$$Q = 433,87 \times \left(\frac{T_b}{P_b}\right)^{1,0788} \times \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{G^{0,8539} \times T_f \times L_e \times Z}\right)^{0,5394} \times D^{2,6182} \quad (2)$$

Keterangan:

- Q : *Flow rate gas* (SCFD)
P_b : Tekanan *base* (psia)
T_b : Temperatur *base* (°R)
P₁ : Tekanan *upstream* (psia)
P₂ : Tekanan *downstream* (psia)
G : *Specific gravity*
T_f : Temperatur gas rata-rata (°R)
L_e : Panjang pipa ekuivalen (mill)
Z : Faktor kompresibilitas
D : Diameter dalam pipa (inch)

f. Persamaan Panhandle B

Persamaan Panhandle B disebut juga revisi dari persamaan Panhandle A. Persamaan Panhandle B digunakan apabila diameter pipa besar, pada tekanan transmisi yang tinggi, dan pada bilangan Reynold antara 4 juta sampai 40 juta [1].

$$Q = 737 \times \left(\frac{T_b}{P_b}\right)^{1,02} \times \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{G^{0,962} \times T_f \times L_e \times Z}\right)^{0,51} \times D^{2,5} \quad (3)$$

g. Persamaan AGA

Berdasarkan AGA perhitungan aliran gas dipengaruhi oleh *transmission factor* (F). *Transmission factor* dapat dihitung dengan menggunakan *smooth pipe* pada daerah *partially turbulent* dan untuk *rough pipe* pada daerah turbulen [1].

$$Q = 77,548 \times \left(\frac{T_b}{P_b}\right) \times \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{G \times T_f \times L \times Z \times f}\right)^{0,5} \times D^{2,5} \quad (4)$$

Keterangan:

- Q : *Flow rate gas* (SCFD)
P_b : Tekanan *base* (psia)
T_b : Temperatur *base* (°R)
P₁ : Tekanan *upstream* (psia)
P₂ : Tekanan *downstream* (psia)
G : *Specific gravity*
T_f : Temperatur gas rata-rata (°R)
L_e : Panjang pipa ekuivalen (mill)
Z : Faktor kompresibilitas
D : Diameter dalam pipa (inch)
f : *Friction factor*

h. Kecepatan Gas

Kecepatan aliran gas pada pipa merepresentasikan kecepatan perpindahan molekul gas dari satu titik ke titik lainnya. Karena sifat kompresibilitasnya, besaran kecepatan aliran gas akan bervariasi meskipun pada pipa dengan diameter yang sama. Kecepatan gas paling tinggi berada pada titik penerima akhir dimana tekanan pada titik itu adalah terendah begitu juga sebaliknya [2].

$$u = 14,7349 \times \left(\frac{Q_b}{D^2}\right) \times \left(\frac{P_b}{T_b}\right) \times \left(\frac{Z \times T}{P}\right) \quad (5)$$

Keterangan:

- u : kecepatan gas, m/s
Q_b : *flow rate* gas, m³/hari

- D : diameter dalam pipa, mm
- Pb : tekanan *base*, kPa
- Tb : temperature *base*, K
- P : tekanan, kPa
- T : temperatur gas rata-rata, K
- Z : faktor kompresibilitas

i. Pipeline Studio

Simulasi yang terdapat di dalam Pipeline Studio ada dua macam yaitu, simulasi *Steady State* dan *Transient* [3].

- Simulasi *Steady State*

Simulasi *Steady State* digunakan jika kondisi jaringan memiliki jumlah *flow in* sama dengan *flow out*. Simulasi ini merupakan metode analisa jaringan perpipaan yang terjadi dalam waktu yang relatif cepat, sehingga tidak ada *line packing* pada pipa.

- Simulasi *Transient*

Simulasi *Transient* digunakan untuk dapat memprediksi kondisi jaringan dalam waktu yang akan datang dengan memakai data yang telah tersedia. Simulasi ini merupakan metode jaringan perpipaan dalam waktu yang relatif lama. Sehingga jumlah gas yang masuk tidak sama dengan jumlah gas yang keluar. Hal ini disebabkan karena adanya *line packing* di dalam pipa tersebut.

METODE PENELITIAN

Pada pembahasan sebelumnya telah diketahui beberapa persamaan yang dapat diterapkan pada kondisi jaringan. Dari beberapa persamaan tersebut, akan digunakan hasil yang paling optimal dan ekonomis sebagai acuan pemilihan dari beberapa skenario yang disimulasikan. Berikut ini uraian dari metode yang digunakan dalam melakukan penelitian:



Gambar 2 Diagram Metode Penelitian

g. Studi Kasus

Studi kasus diambil sesuai pada latar belakang yang telah di bahas sebelumnya. Hal yang perlu diperhatikan pada perubahan kondisi operasi suatu pelanggan adalah dampak yang ditimbulkan dari peningkatan kebutuhan tekanan PT X terhadap kondisi tekanan jaringan pipa serta pengaruh terhadap kondisi tekanan pelanggan lain yang berada di jalur pipa yang sama. Pengelompokan pelanggan yang mempengaruhi kondisi jaringan dan harus dijaga penyerapannya antara lain PLN 1, PLN 2, jaringan distribusi Kota Karawang, jaringan distribusi Kota Bekasi, jaringan distribusi Kota Bogor, jaringan distribusi Kota Jakarta dan jaringan distribusi Kota Tangerang, sedangkan untuk titik *supply* hanya berasal dari satu titik pada stasiun Muara Bekasi.

h. Pengumpulan Data

Data-data pendukung yang diambil antara lain data teknis pipa seperti jumlah segmen pipa, diameter pipa, panjang pipa dan sifat fisik material pipa.

Tabel 1 Spesifikasi Pipa

	Diameter	Panjang	Tebal
Segmen 1	0,8128 m	90.000 m	0,01427 m
Segmen 2	0,7112 m	36.000 m	0,00952 m
Segmen 3	0,4064 m	55.000 m	0,00635 m
Segmen 4	0,4064 m	50.000 m	0,00635 m

Pipa yang digunakan pada jaringan distribusi Jawa Barat merupakan pipa baja API 5L Grade B dan API 5L Grade X-65, sedangkan untuk jaringan distribusi rumah tangga menggunakan pipa PE (*polyethylene*). Selain data teknis pipa diperlukan juga data operasi pelanggan PT X selama suatu periode tertentu untuk mengetahui pola penyerapan dari pelanggan, data kontrak pelanggan yang mempengaruhi kondisi jaringan serta spesifikasi teknis dari alat metering (meter, regulator) dan *rating* kerangan yang sudah terpasang pada tiap-tiap pelanggan.

i. Perhitungan Teknis

Setelah dilakukan studi literatur dan pengumpulan data-data pendukungnya, kemudian dilakukan analisa terhadap kondisi jaringan eksisting sebagai berikut:

- Menghitung *Specific Gravity* dari data komposisi gas alam dengan menggunakan persamaan sebagai berikut [4].

$$G = \frac{BM \text{ gas}}{BM \text{ udara}} \quad (7)$$

Keterangan :

G : *Spesific Gravity*

BM : Berat molekul

- Menghitung tekanan desain maksimum pada tiap segmen pipa eksisting (MAOP) sesuai data pada Tabel 1 sebagai batas atas tekanan yang dapat dioperasikan dengan persamaan berikut [5]:

$$P = \frac{2 \times t \times S \times E \times F \times T}{D} \quad (8)$$

Keterangan :

P : Tekanan desain (MPa)

D : Diameter luar pipa (m)

t : Tebal dinding pipa (m)

S : SMYS (MPa)

E : Faktor sambungan pipa

F : Faktor desain
T : Faktor temperatur

- Menghitung *stress* pada sistem perpipaan yang terjadi akibat beban statis maupun dinamis pada pipa eksisting karena adanya massa, tekanan dan temperatur fluida di dalam pipa. Analisa ini dilakukan dengan tujuan agar sistem eksisting tidak mengalami tegangan berlebih, baik pada perpipaan itu sendiri maupun perpipaan yang terhubung dengan *mechanical equipment* sehingga perpipaan dapat beroperasi dengan optimal. Kondisi pipa dinyatakan masih dalam kondisi aman dalam pengoperasian apabila *stress* pada pipa yang terjadi masih dibawah 60% dari *yield strength* nya dengan persamaan berikut [5]:

$$S_h = \frac{P \times D}{2 \times t} \quad (9)$$

Keterangan :

S_h : *Circumferential stress* material pipa (MPa)
P : Tekanan internal (MPa)
D : Diameter luar pipa (m)
t : Tebal dinding pipa (m)

- Menghitung rugi-rugi pada masing-masing segmen pipa, baik itu *mayor loses* maupun *minor loses*.
- Menghitung kapasitas eksisting pada tiap-tiap segmen pipa eksisting secara teoritis. Hal ini digunakan untuk mengetahui kapasitas maksimum yang dapat dioperasikan dari pipa untuk mendukung penambahan volume penyaluran dari PT X. Setelah itu, dilakukan analisis dari hasil perhitungan kapasitas pipa eksisting menggunakan aplikasi Pipeline Studio untuk melihat pengaruh perubahan operasi PT X terhadap keseluruhan sistem pipa yang terhubung. Hal ini penting dilakukan untuk menganalisa dampaknya terhadap spesifikasi dari pipa cabang dan alat ukur dari pelanggan lain yang berada pada satu jalur pipa yang sama. Parameter yang dapat dijadikan acuan antara lain *class rating* dari *valve*, regulator dan juga sistem metering baik PT X maupun pelanggan lain yang berada dalam satu jalur pipa yang sama. Dalam simulasi ini digunakan persamaan Weymouth sesuai persamaan 1 kemudian dibuat desain model jaringan pipa yang menyerupai kondisi aktual agar diperoleh hasil simulasi yang akurat.
- Setelah dilakukan perhitungan secara teoritis, kemudian dilakukan simulasi menggunakan aplikasi Pipeline Studio untuk mendapatkan hasil yang mendekati kondisi di lapangan, karena pada jaringan distribusi aliran merupakan satu sistem sehingga perubahan satu variabel pengukuran pada satu titik dapat mempengaruhi pelanggan-pelanggan lain.

j. Pembuatan Skenario Optimasi

Membuat beberapa skenario permodelan yang dimungkinkan dilakukan secara teknis dengan variasi perhitungan untuk menentukan diameter pipa pada tiap-tiap skenario menggunakan persamaan Weymouth, persamaan Panhandle A, persamaan Panhandle B dan persamaan AGA untuk mencari diameter yang paling optimal dan ekonomis (diameter paling kecil).

- Skenario 1

Pada skenario 1 dilakukan perubahan diameter pipa eksisting pada jalur pipa ke PT X yang semula mempunyai diameter 0,4 m dan panjang 55.000 m, dengan pertimbangan spesifikasi desain dan kapasitas jaringan pipa eksisting secara teoritis masih diatas permintaan PT X namun pada hasil simulasi jaringan eksisting tidak dapat mengalirkan ke PT X sesuai kebutuhan. Sehingga perlu dilakukan penambahan diameter pada jalur pipa PT X untuk menambah kapasitas pipanya dan memperbesar perbedaan tekanan antara *upstream* dan *downstream* sehingga laju alir ke PT X dapat meningkat.

- Skenario 2

Pada skenario 2 dilakukan penambahan pipa baru dengan titik *tapping* pada jalur pipa setelah PLN 1, dengan pertimbangan dilakukan *tapping* pada pipa *backbone* setelah *bulk customer* dengan pemakaian besar yang kondisi operasinya juga dijaga dan mempengaruhi kondisi jaringan secara keseluruhan.

- Skenario 3

Pada skenario 3 dilakukan penambahan pipa baru dengan titik *tapping* pipa pada *future connection* yang terletak di jalur pipa setelah PLN 2, dengan pertimbangan sudah tersedianya *future connection* yang memang disediakan untuk ekspansi pasar sehingga tidak perlu melakukan *hot tapping* pada jalur pipa eksisting.

k. Perhitungan Optimasi dan Simulasi

Dari masing-masing skenario kemudian dilakukan simulasi menggunakan aplikasi Pipeline Studio untuk dilakukan analisa terhadap besarnya laju alir dan tekanan yang dapat di alirkan ke masing-masing pelanggan khususnya ke PT X. Acuan yang digunakan untuk menilai dapat diterapkan atau tidaknya skenario adalah hasil simulasi dari masing-masing skenario terhadap terpenuhinya kebutuhan tekanan dan laju alir PT X, yaitu tekanan minimal 2,2 MPa dan maksimal 2,5 MPa serta laju alir minimal 29,7 m³/s dan maksimal 31,68 m³/s.

1. Verifikasi Skenario

Setelah didapatkan skenario yang memenuhi aspek teknis (kebutuhan tekanan dan laju alir), kemudian dilakukan verifikasi dengan perhitungan kecepatan gas yang mengalir pada segmen pipa serta perhitungan *stress* pada pipa. Perhitungan kecepatan gas yang mengalir dapat menggunakan persamaan 6 sedangkan perhitungan *stress* pipa dapat menggunakan persamaan 9. Acuan yang digunakan untuk kondisi aman apabila kecepatan gas yang mengalir di bawah 20 m/s serta *stress* yang terjadi pada pipa dibawah 60% dari *yield strength* nya. Setelah itu, dilakukan analisa secara keekonomian, seperti perhitungan IRR, PBP dan juga NPV. Acuan untuk menentukan apakah skenario layak secara ekonomis apabila IRR berada diatas 10% dengan umur teknis pipa 16 tahun serta nilai NPV positif.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Gas bumi yang mengalir dilakukan *sampling* dan didapatkan komposisi gas seperti berikut:

Tabel 2 Komposisi Gas

Komposisi	% mol	Fraksi mol	BM	M gas
C1	80,995	0,80995	16,04	12,9916
C2	9,353	0,09353	30,07	2,812447
C3	9,178	0,09178	44,1	4,047498
N ₂	0,405	0,00405	28,01	0,113441
O ₂	0,067	0,00067	32	0,02144
H ₂ O	0,002	0,00002	18,02	0,00036
Jumlah	100	1		19,98678

berdasarkan data pada Tabel 2 digunakan untuk menghitung SG dengan persamaan 7 sehingga diperoleh nilai SG 0,69. Kemudian dari Tabel 1 digunakan untuk menghitung tekanan desain maksimal dengan persamaan 8 sehingga diperoleh hasil seperti Tabel 3:

Tabel 3 Perhitungan Tekanan Maksimum

	Standar Pipa	Kelas Lokasi	Tipe Sambungan	Yield Strength (MPa)	MAOP (MPa)
Segmen 1	API 5L X-65	4	<i>seamless</i>	450,22	6,33
Segmen 2	API 5L X-65	4	<i>seamless</i>	450,22	4,82
Segmen 3	API 5L Gr. B	4	<i>seamless</i>	244,76	3,06
Segmen 4	API 5L Gr. B	4	<i>seamless</i>	244,76	3,05

Setelah didapatkan parameter yang dijadikan batas operasi, kemudian dilakukan simulasi menggunakan Pipeline Studio untuk kondisi jaringan eksisting sesuai Tabel 4:

Tabel 4 Hasil Simulasi

	Constrain		Hasil simulasi	
	Laju alir (m ³ /s)	Tekanan (MPa)	Laju alir (m ³ /s)	Tekanan (MPa)
Muara Bekasi	-	Maks 5,5	288	5,5
PLN 1	Maks 33	-	33	4
PLN 2	Maks 29,7	Maks 2,5	29,7	4,1

PT X	Min 29,7	Min 2	24,4	2
Karawang	-	Min 1	39,6	1
Bekasi	-	Min 1,5	36,9	1,5
Tangerang	-	Min 1	33	2,56
Bogor	-	Min 1	36,3	1
Jakarta	-	Min 2	55,1	2

berdasarkan hasil simulasi pada Tabel 4, didapat tekanan pada PT X sebesar 2 MPa dan laju alir sebesar 24,42 m³/s. Oleh karena itu diperoleh kesimpulan bahwa dengan kondisi jaringan eksisting, kebutuhan tekanan dan laju alir PT X tidak dapat terpenuhi sehingga diperlukan optimasi dari jaringan pipa distribusi eksisting tersebut

g. Skenario 1

Pada skenario 1, dilakukan perubahan diameter pipa pada lajur pipa PT X yang semula 0,4 m menjadi pemilihan menggunakan beberapa persamaan aliran fluida untuk mendapatkan diameter terkecil sedangkan parameter yang lain tidak berubah. Skenario 1 dipilih untuk melakukan optimasi dengan perubahan seminimal mungkin, karena secara kapasitas kondisi jaringan pipa eksisting masih dibawah tekanan maksimumnya sehingga masih dimungkinkan untuk menambah laju alirnya.

h. Skenario 2

Pada skenario 2, dilakukan *tapping* pipa sepanjang 75.000 m ke pipa 0,81 m 15.000 m setelah titik *tapping* PLN 1 sedangkan parameter yang lain tidak berubah. Skenario 2 dipilih karena PLN 1 merupakan salah satu pelanggan *peaker* dan kondisi penyerapannya cenderung berfluktuasi sehingga harus disediakan ruang untuk menaikkan atau menurunkan tekanan.

i. Skenario 3

Pada skenario 3, dilakukan *tapping* pipa sepanjang 30.000 m ke pipa 0,4 pada *future connection* di PLN 2 sedangkan parameter yang lain tidak berubah. Skenario 3 dipilih karena menggunakan *future connection* eksisting yang memang sudah direncanakan untuk menambah pelanggan di jalur tersebut. Selain itu kondisi tekanan jaringan masih cukup besar sehingga dimungkinkan untuk melakukan ekspansi *market*.

Berdasarkan ketiga skenario tersebut dilakukan pemilihan diameter terkecil menggunakan beberapa persamaan aliran fluida, dengan hasil sebagai berikut:

Tabel 5 Perbandingan Diameter

	Weymouth	Panhandle A	Panhandle B	AGA
Hasil Perhitungan Skenario 1	0,56 m	0,392 m	0,381 m	0,677 m
Hasil Perhitungan Skenario 2	0,4 m	0,4 m	0,407 m	0,65 m
Hasil Perhitungan Skenario 3	0,34 m	0,34 m	0,34 m	0,46 m

Pada skenario 1 dipilih diameter 0,56 m karena pada kondisi eksisting dengan diameter 0,4 m PT X tidak dapat tercukupi kebutuhan laju alirnya sehingga perlu penambahan diameter pipa untuk menambah kapasitas aliran sehingga dipilih diameter 0,56 m. Untuk skenario 2 dan 3 dipilih diameter terkecil yaitu 0,4 m dan 0,34 m.

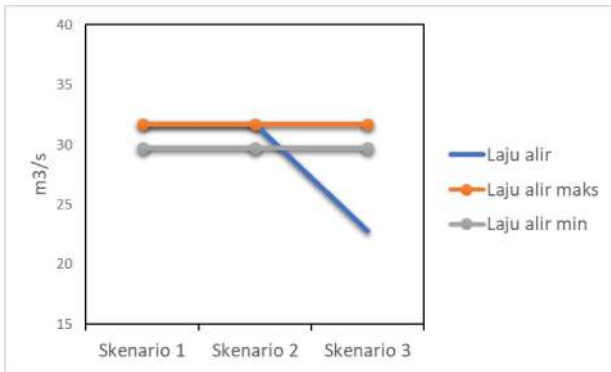
Setelah didapat diameter dari ketiga skenario, dilakukan simulasi dengan Pipeline Studio dengan hasil sebagai berikut :

Tabel 6 Perbandingan Hasil Simulasi

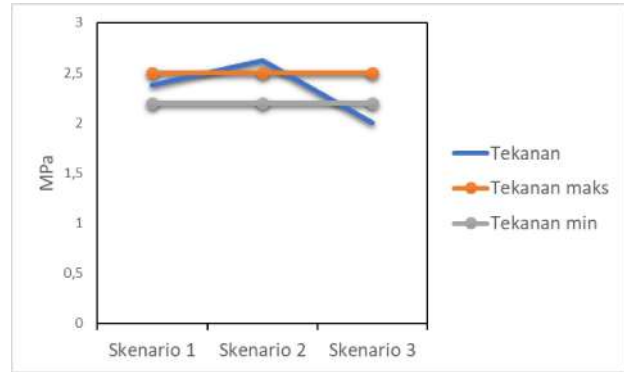
	Skenario 1		Skenario 2		Skenario 3	
	Q (m ³ /s)	P (MPa)	Q (m ³ /s)	P (MPa)	Q (m ³ /s)	P (MPa)
Muara Bekasi	280,5	5,07	280,5	5,17	280,5	5,1
PLN 1	33	3,58	33	3,73	33	3,64
PLN 2	44,55	2,23	44,55	2,47	44,55	2
PT X	31,68	2,38	31,68	2,62	22,77	2
Karawang	34,65	1	33,3	1	35,6	1

Bekasi	31,68	1,5	30,36	1,5	33	1,5
Bogor	33	2,17	33	2,24	33	2,31
Jakarta	31,35	1	31,3	1	33	15
Tangerang	40,6	2	43,2	2	45,8	2

Tabel 6 merupakan hasil simulasi menggunakan Pipeline Studio untuk setiap skenario yang diterapkan pada pelanggan-pelanggan yang dijadikan acuan. Untuk perbandingan hasil pada PT X dari ketiga skenario dapat dilihat pada Gambar 3 dan 4 :



Gambar 3 Hasil Simulasi Laju Alir Tekanan



Gambar 4 Hasil Simulasi Tekanan

Evaluasi dari ketiga skenario ditinjau dari laju alir dapat dilihat pada Gambar 3, dimana pada simulasi kondisi maksimum operasi, pada skenario 3 kebutuhan laju alir PT X tidak dapat terpenuhi. Sedangkan hasil simulasi kondisi tekanan, pada skenario 2 terdapat kelebihan tekanan sehingga tekanan yang diterima PT X akan di atas *range* operasi dan spesifikasi peralatannya sehingga perlu dilakukan perubahan spesifikasi alat baik peralatan di pelanggan dan juga peralatan metering dan regulator, serta dengan hilangnya tekanan (*venting*) akan menyebabkan potensi hilangnya *revenue* dari tekanan yang tidak dimanfaatkan tersebut.

Untuk verifikasi skenario yang akan dipilih, dilakukan perhitungan aspek keamanan dan kehandalan dengan menghitung kecepatan gas dan juga *stress* yang terjadi pada pipa dengan persamaan 5 dan persamaan 9, serta aspek ekonomi, seperti IRR, PBP dan juga nilai NPV, didapatkan hasil seperti Tabel 7 :

Tabel 7 Perbandingan Hasil Evaluasi

	Skenario 1	Skenario 2	Skenario 3
Perubahan Pipa eksisting	Ya	Tidak	Tidak
Penambahan jalur pipa	Tidak	Ya	Ya
Laju alir	31,68 m ³ /s	31,68 m ³ /s	22,77 m ³ /s
Tekanan	2,38 MPa	2,63 MPa	2 MPa
Kecepatan Gas	10,5 m/s	9,5 m/s	7,82 m/s
<i>Stress</i> Pipa	33% yield	35% yield	33% yield
IRR	12,13%	9,91%	
PBP	7 Tahun	8,5 Tahun	
NPV	USD 1.954.312	USD 584.198	
Potensi <i>loss revenue</i>	Tidak	Ada	

Pada skenario 2 dilakukan *tapping* pipa 0,4 m sepanjang 65.000 m pada titik *tapping* setelah PLN 1, secara teknis pipa masih dalam keadaan aman dan secara ekonomi layak untuk diterapkan, namun terdapat potensi *loss revenue* sebesar Rp 105.000.000.000/bulan. Pada skenario 3, permodelan yang dilakukan tidak dapat memenuhi

kebutuhan operasi PT X baik dalam tekanan maupun laju alirnya sehingga skenario 3 tidak dapat diterapkan. Untuk skenario 1, secara teknis pipa masih dalam keadaan aman dan secara ekonomi layak untuk diterapkan. Dari hasil evaluasi tersebut terdapat 2 skenario yang layak secara teknis dan secara ekonomi (skenario 1 dan skenario 2), namun pada skenario 1 dari segi ekonomi lebih menguntungkan dengan IRR 12,13%, PBP 7, NPV sebesar USD 1.954.312 dan tidak terdapat potensi *loss revenue* karena tekanan dan laju alir yang didapat sudah dalam *range* operasi, sehingga skenario 1 merupakan skenario yang optimal untuk menyalurkan gas ke PT X

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil dan pembahasan sebelumnya, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

3. Kondisi jaringan pipa distribusi eksisting tidak dapat digunakan untuk memenuhi kebutuhan tekanan dan penyerapan PT X, dimana PT X hanya mendapat laju alir sebesar 24,42 m³/s dan tekanan sebesar 2 MPa.
4. Dilakukan beberapa skenario optimasi jaringan distribusi dengan menggunakan perhitungan teoritis serta simulasi menggunakan Pipeline Studio. Dari beberapa skenario, dipilih skenario 1 yang dapat diterapkan untuk memenuhi kebutuhan penyaluran dan tekanan dari PT X dan pelanggan lain yang dijadikan acuan. Dari perhitungan menggunakan beberapa persamaan aliran fluida, dipilih persamaan Weymouth untuk mendapatkan diameter yang paling optimal dan ekonomis yaitu merubah diameter pipa menuju PT X eksisting dari 0,4 m menjadi 0,6 m.
5. Hasil simulasi didapatkan tekanan yang akan diterima oleh PT X sebesar 2,38 MPa dan laju alir sebesar 31,68 m³/s dengan kecepatan gas 10,5 m/s sehingga jaringan pipa sesuai skenario 1 optimum dan dapat dioperasikan dalam keadaan aman. Perhitungan keekonomian dari proyek sesuai skenario 1 didapatkan nilai IRR sebesar 12,31% dengan PBP selama 7 tahun sehingga proyek dapat dinyatakan layak.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Menon, E. Sashi, *Gas Pipeline Hydraulics*, Taylor & Francis Group, 2005.
- [2] Mohitpour, Mo., et all, *Pipeline Operation & Maintenance: A Practical Approach*. ASME Press, 2005.
- [3] L. K. Mylapilli, "Hydraulic and Surge Analysis in a Pipeline Network using Pipeline Studio," vol. 4, no. 02, pp. 41–48, 2015.
- [4] Miesner, Thomas O. dan William L. Leffler, *Oil and Gas Pipeline in Nontechnical Language*. PennWell, 2006.
- [5] ASME B31.8-2003, *Gas Transmission and Distribution Piping Systems*, ASME, New York, 2004.

ANALISIS KESETIMBANGAN ENERGI PADA BOILER TIPE *PULVERIZED COAL* BERDASARKAN PENCAMPURAN BATUBARA KALORI MENENGAH DAN BATUBARA KALORI RENDAH

Wisnu Yoga Prasetya^{†††}, La Ode M. Firman²

¹Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

²Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK.

Suatu pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) menggunakan batubara sebagai bahan bakar utamanya. PLTU dituntut untuk memiliki biaya pokok produksi listrik yang murah serta mempunyai efisiensi yang baik. Terbatasnya jumlah batubara yang di produksi dan mahalnya batubara saat ini merupakan salah satu contoh permasalahan pada PLTU di Indonesia. Dengan demikian dibutuhkan suatu upaya agar biaya pokok produksi listrik tetap murah dengan cara melakukan pencampuran batubara antara batubara kalori menengah dengan batubara kalori rendah. Analisis kesetimbangan energi pada boiler adalah suatu analisis perhitungan yang harus diperhatikan dalam proses produksi listrik di PLTU untuk mengetahui besarnya penurunan efisiensi dan mengetahui penyebab kehilangan panas dari penurunan efisiensi. Penulisan ini bertujuan untuk mendapatkan hasil perhitungan efisiensi boiler dan *heat rate*, kemudian membandingkan penggunaan batubara campuran yang dipakai ketika pengujian performa tes dengan batubara pada saat pengujian *commissioning* di PLTU LBX. Pengambilan data dengan melaksanakan pengujian performa tes dan metode observasi di PLTU LBX. Metode perhitungan yang digunakan adalah berdasarkan standar ASME PTC. Dalam perhitungan kesetimbangan energi diperlukan analisis bahan bakar bakar, hal ini dibutuhkan karena kita dapat melakukan analisis dengan membandingkan batubara campuran sehingga kita dapat melakukan perbaikan agar PLTU dapat beroperasi secara optimal dan mempunyai efisiensi yang baik. Hasil perhitungan dan analisis ketika dilakukan performa tes menunjukkan efisiensi boiler PLTU LBX terbaik sebesar 83,95% dan *Net Plant Heat Rate* (NPHR) terbaik sebesar 2.705,42 kCal/kWh. Biaya pokok penyediaan (BPP) tenaga listrik PLTU LBX masih rendah pada semua variasi pencampuran batubara, sehingga masih sangat menguntungkan berdasarkan kepmen esdm no 55 tahun 2019 di wilayah Jawa.

Kata kunci : *PLTU, efisiensi, boiler, batubara*

PENDAHULUAN

Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) merupakan salah satu pembangkit listrik yang di kelola oleh PT PLN (persero) untuk menyuplai sebagian besar kebutuhan listrik ke konsumen. Pada PLTU LBX terdapat beberapa komponen untuk menjalankan berbagai sistem maupun siklus yang ada pada pembangkit. Salah satu komponen utamanya adalah boiler (ketel uap). Didalam boiler terjadi proses konversi energi yaitu energi kimia yang berasal dari bahan bakar batubara akan diubah menjadi energi panas pada proses pembakaran. Energi panas akan mendidihkan air yang ada didalam pipa-pipa boiler menjadi uap. Uap ini kemudian digunakan untuk menggerakkan turbin uap dan selanjutnya turbin uap dikopel dengan generator akan menghasilkan listrik.

PLTU LBX menggunakan bahan bakar batubara kalori menengah (*Medium Rank Coal*, MRC) dan batubara kalori rendah (*Low Rank Coal*, LRC). Pencampuran bahan bakar batubara berguna untuk menghemat biaya produksi dan menjaga performa PLTU LBX. Pencampuran dari kedua jenis batubara ini dilakukan dengan menggunakan metode *in-furnace blending* maupun *coal mixing*, yaitu dengan cara mengumpukan satu jenis batubara saja pada setiap *coal burner*. Sehingga pencampuran batubara dengan menggunakan komposisi tertentu dapat diperoleh nilai kalor batubara yang mendekati nilai kalor desain dari boiler tersebut.

††† Corresponding author: wisnuyogaprasetya@gmail.com

Berdasarkan rencana usaha penyediaan tenaga listrik (RUPTL) PLN tahun 2019-2028, produksi batubara yang ada di Indonesia yaitu sekitar 400 juta ton tiap tahunnya, sedangkan cadangan batubara di Indonesia sebesar 24.239,96 juta ton dan tidak ada penambahan cadangan baru. Dimana dari jumlah tersebut batubara kalori rendah dan kalori menengah yang paling banyak. Sehingga diperkirakan cadangan batubara di Indonesia akan habis dalam kurun waktu 61 tahun yaitu tahun 2079. Pemerintah Indonesia menerapkan kebijakan *domestic market obligation* (DMO) untuk memenuhi kebutuhan batubara dalam negeri dan melindungi harga batubara. Dari penetapan DMO ini, maka PLTU dapat menekan biaya pokok produksi (BPP) dengan mendapatkan harga batubara sebesar 70 USD per ton. DMO ditetapkan sebesar 25% dari produksi nasional, dimana 80% merupakan untuk kebutuhan pembangkit listrik. ^[19]

Performa PLTU (*heat rate*) sangat ditentukan oleh efisiensi panas pada proses pembakaran, sehingga suatu boiler dapat dikatakan baik apabila nilai efisiensinya tinggi yaitu jumlah energi keluar haruslah mendekati energi yang masuk. Metode yang digunakan untuk mengetahui efisiensi boiler adalah metode *input-output* dan metode kehilangan panas (*heat loss*). Namun, terkadang efisiensi suatu boiler tidak sepenuhnya selalu sama dari tahun ke tahun mengingat pasti adanya suatu peralatan yang tidak bekerja optimal atau terjadi kerusakan sehingga dapat mempengaruhi kinerja dari boiler dan nilai kalor dari bahan bakar batubara.

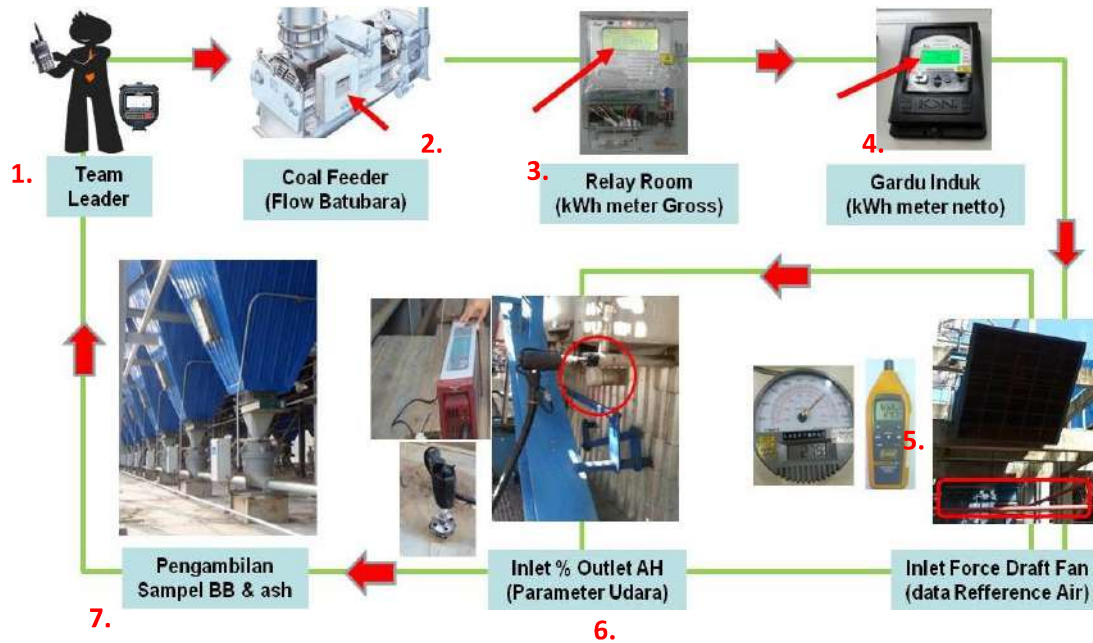
METODE

Metode Pengujian dan Pengambilan data

Berdasarkan standar *American Society of Mechanical Engineers Performance Test Code 4* (ASME PTC 4) untuk pelaksanaan *performance test* dengan boiler tipe *pulverized coal* pada PLTU LBX 300 MW waktu pengambilan data selama 2 jam dengan interval pengambilan data 15 menit. Proses stabilisasi beban dilakukan selama 1 jam.

Adapun kondisi yang harus diperhatikan selama pengujian *performance test* berdasarkan standar ASME PTC 4 yaitu :

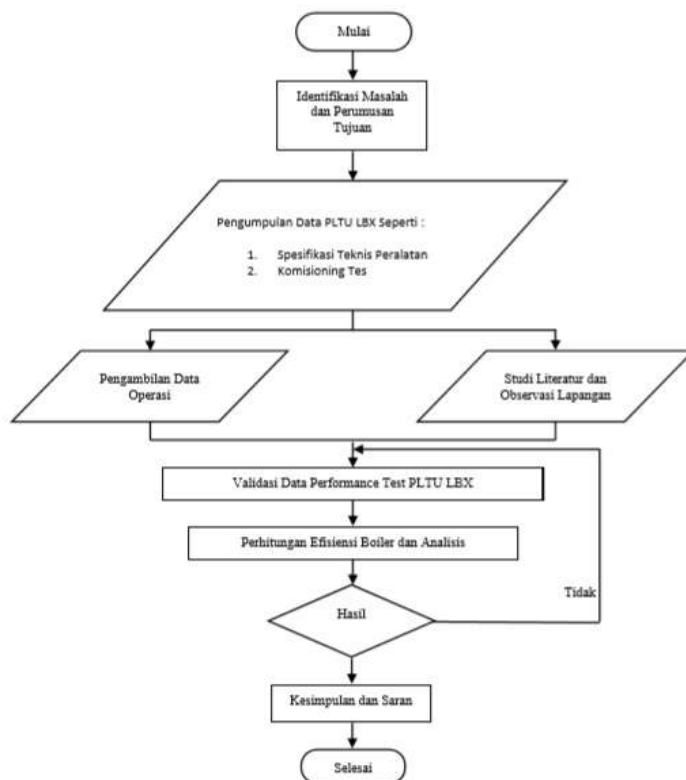
1. Tidak dilakukan *sootblowing* selama pengambilan data *performance test*. *Sootblowing* adalah proses menghilangkan *slagging* dan *fouling* pada pipa di boiler dengan menggunakan uap bertekanan tinggi. *Sootblowing* tidak boleh dioperasikan karena dapat berakibat kehilangan uap pada *steam cycle*.
2. Unit pembangkit dioperasikan dengan kondisi *isolated*. Kondisi *isolated* adalah kondisi tidak ada pengoperasian *blowdown* dan *make up water valve* ditutup penuh.
3. Sampel batubara diambil pada *coal feeder* selama 3 kali selama proses pengambilan data berlangsung, yaitu diawal pengujian, ditengah dan diakhir pengujian *performance test*.
4. Sampel *fly ash* dan *bottom ash* diambil di akhir pengujian *performance test*. Pengambilan *fly ash* dilakukan pada *hopper ESP* yang telah dikosongkan sebelumnya.



Gambar 1. Diagram Proses Performance Test

Metode Pengolahan Data dan Perhitungan

Formulir pencatatan data lokal untuk pengujian *performance test*, sehingga akan mempermudah dalam mencari data yang akan diolah. Semua data pencatatan lokal bisa ditulis pada formulir tersebut. Kemudian pengambilan data dari *record DCS (Digital Control System)* yang biasanya sudah di konversi dalam bentuk excel. Pencatatan data parameter yang diambil dari DCS akan diolah dengan data lokal dan dimasukkan dalam perhitungan efisiensi boiler dalam bentuk excel. Terdapat juga data *print screen* dari komputer yang ada di *Central Control Room (CCR) PLTU*. Data *print screen* berguna jika terdapat kekurangan dari pencatatan data lokal dan data *record DCS*, sehingga hanya sebagai data tambahan.



Gambar 2. Flow Chart Metode Perhitungan

HASIL

Analisis Batubara

Perhitungan efisiensi boiler salah satu komponen utamanya yaitu dengan melakukan analisis sampel batubara di laboratorium batubara. Sampel batubara dan sampel abu baik itu *bottom ash* dan *fly ash* yang telah diambil pada saat *performance test*. Kemudian dilakukan analisis di laboratorium untuk mengetahui kandungan batubara yang diperlukan antara lain yaitu hasil analisis *proximate* dan *ultimate* berbasis *as received* (ar) yang telah dilakukan di laboratorium batubara.

Tabel 1. Analisis *Proximate* dan *Ultimate* Batubara

Parameter	Unit	180 MW	210 MW	240 MW	300 MW	Commissioning (300 MW)
Coal Ratio	%	50 MRC : 50 LRC	50 MRC : 50 LRC	70 MRC : 30 LRC	70 MRC : 30 LRC	50 MRC : 50 LRC
Nilai Kalori Batubara (HHV-AR)	kCal/kg	4.343	4.312	4.682	4.672	4.360
Nilai Kalori Batubara (HHV-AR)	kJ/kg-f	18.199,22	18.069,47	19.618,64	19.577,05	18.271,15
Analisis <i>Ultimate</i>	Unit	180 MW	210 MW	240 MW	300 MW	Commissioning (300 MW)
Carbon Content (AR)	%	46,10	45,72	48,78	48,53	48,56
Hydrogen Content (AR)	%	3,35	3,36	3,37	3,43	3,51
Oxygen Content (AR)	%	13,24	13,46	12,49	12,33	12,78
Sulfur Content (AR)	%	0,22	0,25	0,35	0,34	0,09
Nitrogen Content (AR)	%	0,74	0,72	0,84	0,87	0,69
Ash Content (AR)	%	3,94	4,04	4,53	4,09	5,92
Moisture Content (AR)	%	32,41	32,45	29,64	30,41	28,45
Analisis <i>Proximate</i>	Unit	180 MW	210 MW	240 MW	300 MW	Commissioning (300 MW)
Total Moisture Content (AR)	w%	32,41	32,45	29,64	30,41	28,45
Fixed Carbon Content (AR)	%	31,46	30,55	32,68	32,45	31,66
Volatile Matter (AR)	%	32,19	32,96	33,15	33,05	33,97
Ash Content (AR)	%	3,94	4,04	4,53	4,09	5,92

Efisiensi Boiler

Perhitungan efisiensi boiler dengan metode kehilangan panas (*heat loss method*) dapat ditentukan dengan mengetahui jumlah *losses* yang terjadi pada boiler dan energi (*heat credit*) yang terbawa masuk ketika proses pembakaran di boiler, sehingga dapat dihitung dengan contoh perhitungan pada beban 300 MW menggunakan rumus sebagai berikut :

Perhitungan Losses Boiler (SmQL)

- Menghitung *dry gas losses* atau panas yang terbuang pada *dry flue gas* yang keluar dari boiler

$$L1 = (HDFgLvCr \times MFrDFg) / Hf \times 100 [\%]$$

$$= 6,85 \%$$

- Menghitung *losses* akibat kandungan air (*moisture*) dalam bahan bakar

$$L2 = MFrWF \times (HstLvCr - Hw) / Hf \times 100 [\%]$$

$$= 4,34 \%$$

- Menghitung *losses* terbentuknya uap air akibat kandungan hidrogen dalam bahan bakar

$$L3 = \text{MfrWH2F} \times (\text{HstLvCr} - \text{Hw}) / \text{Hf} \times 100 \text{ [%]}$$

$$= 4,37 \%$$

- Menghitung *losses* akibat kandungan air (*moisture*) di udara

$$L4 = (\text{MFrWA} \times \text{HWvLvCr}) / \text{Hf} \times 100 \text{ [%]}$$

$$= 0,17 \%$$

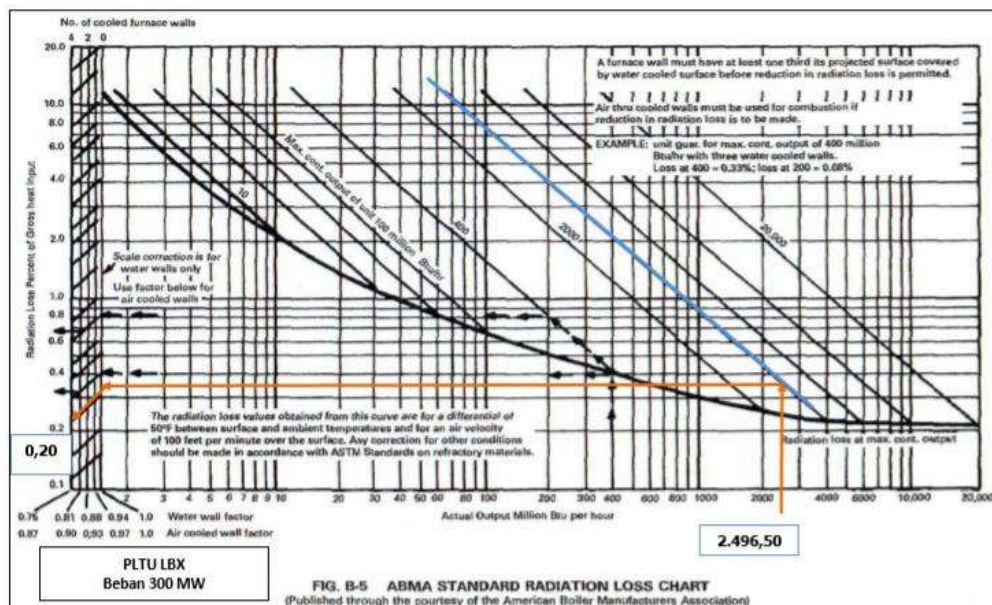
- Menghitung *losses* akibat adanya karbon yang tak terbakar (*unburned carbon*)

$$L5 = (\text{MpUbC}/100) \times 33.700 / \text{Hf} \times 100 \text{ [%]}$$

$$= 0,02 \%$$

- *Losses* akibat radiasi dan konveksi permukaan

Karena radiasi dan konveksi atau radiation loss terjadi melalui dinding ruang bakar. Penentuan nilai radiation loss menggunakan standar yang telah ditentukan oleh *American Boiler Manufacturers Association* (ABMA) yang dapat dilihat pada grafik dibawah ini :



Gambar 3. Diagram ABMA

- Kehilangan panas akibat *losses* yang tidak terukur (*unmeasured losses*). *Losses* ini sudah ditetapkan pada desain boiler sebesar $L7 = 0,28 \%$

- Menghitung *losses* akibat *sensible heat* di *bottom ash*

$$L8 = 0,1 \times \text{MFrR} \times \text{HCba} \times (\text{TCba} - \text{Tre}) / \text{Hf} \times 100 \text{ [%]}$$

$$L8 = 0,05 \%$$

- Menghitung *losses* akibat *sensible heat* di *fly ash*

$$L9 = 0,9 \times \text{MFrR} \times \text{HCfa} \times (\text{TFgLv} - \text{Tre}) / \text{Hf} \times 100 \text{ [%]}$$

$$L9 = 0,03 \%$$

- Menghitung *losses* akibat terbentuknya karbon monoksida (CO) pada gas buang

$$L10 = 23.630,3 \times \text{DVpCO} \times \text{MpCb} / (\text{DVpCO} + \text{DVpCO}_2) / \text{Hf} \times 100 \text{ [%]}$$

$$L10 = 0,35 \%$$

- Menghitung jumlah *losses* pada boiler

$$\text{SmQL} = L1 + L2 + L3 + L4 + L5 + L6 + L7 + L8 + L9 + L10 \text{ [%]}$$

$$\text{SmQL} = 15,86 \%$$

Perhitungan Heat Credit (SmQB)

Heat credit ini meliputi heat credit udara masuk, moisture pada udara masuk dan sensible heat pada bahan bakar.

- Menghitung credit pada udara masuk

$$QqBDA = (MFrDA \times HDA) / Hf \times 100 \text{ [%]}$$

$$QqBDA = 0,41 \text{ %}$$

- Menghitung credit pada moisture di udara masuk

$$QqBWA = (MFrWA \times HWv) / Hf \times 100 \text{ [%]}$$

$$QqBWA = 0,01 \text{ %}$$

- Besarnya credit sensible heat pada bahan bakar

$$QqB = \{ [MFrFc] / 100 \times [HFcRe] + [MFrVm1]x[HVm1Re] + [MFrVm2]x[HVm2Re] +$$

$$[MFrWF] / 100 \times [HWRRe] + [MFrAsF] / 100 \times [HRsrRe] \} / Hf \times 100 \text{ [%]}$$

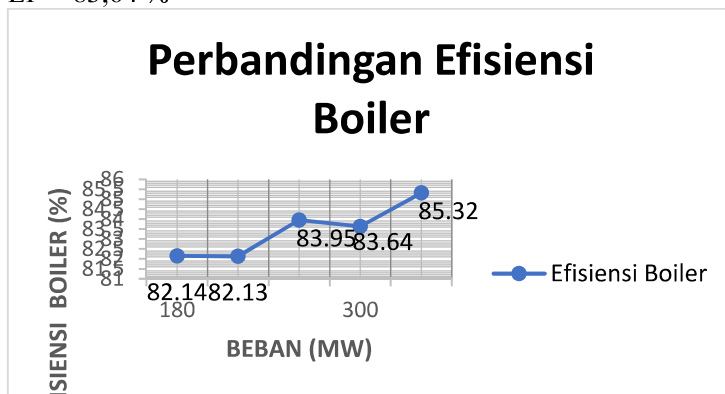
$$QqBF = 0,08 \text{ %}$$

HASIL DAN ANALISIS EFISIENSI BOILER (EF)

Setelah didapatkan hasil dari losses yang terjadi pada boiler dan heat credit, maka dapat dihitung efisiensi boiler sebagai berikut :

$$EF = 100 - SmQL + SmQB \text{ [%]}$$

$$EF = 83,64 \text{ %}$$



Gambar 4. Grafik Perbandingan Efisiensi Boiler terhadap Beban

Berdasarkan tabel 1. dapat dilihat bahwa hasil pencampuran batubara (coal mixing) didapatkan nilai kalori batubara sebesar 4.343 kCal/kg pada beban 180 MW ; 4.312 kCal/kg pada beban 210 MW dan 4.682 kCal/kg pada beban 240 MW. Beban 300 MW didapatkan nilai kalori batubara yang lebih tinggi yaitu sebesar 4.672 kCal/kg, jika dibandingkan dengan nilai kalori pada saat commissioning test yaitu sebesar 4.360 kCal/kg. Jika hasil nilai kalori batubara lebih tinggi, maka energi yang masuk ke dalam boiler juga lebih tinggi. Oleh karena itu nilai kalori batubara berhubungan langsung dengan jumlah kalori yang masuk ke dalam boiler. Hasil dari pencampuran batubara ketika beban 300 MW mengakibatkan penurunan efisiensi boiler sebesar 1,68 % jika dibandingkan saat commissioning test.

Daya pada Boiler

Menghitung daya pada boiler (Q) dengan contoh perhitungan pada beban 300 MW dapat dicari sebagai berikut :

$$m \times h_1 + Q = m \times h_2 \text{ [MW]}$$

$$Q = 543.796,02 \text{ kW} = 543,80 \text{ MW}$$

Tabel 2. Hasil Perhitungan Daya Boiler

Parameter	Unit	Beban 180 MW	Beban 210 MW	Beban 240 MW	Beban 300 MW	Commissioning (300 MW)

Daya Boiler	MW	314,83	369,68	411,86	543,80	570
Final Feedwater Flow	kg/h	518.338,32	608.641,74	678.094,88	895.311,54	938.450,02
Enthalpy of Main Steam	kJ/kg	3.435,46	3.425,41	3.410,25	3.404,26	3.393,06

Tabel 2. menunjukkan bahwa semakin tinggi beban PLTU yang dibangkitkan, maka akan semakin besar daya boiler yang dihasilkan. Hal ini dipengaruhi oleh *feedwater flow* yang masuk kedalam boiler dan main steam yang dihasilkan dari boiler.

Analisis Hasil Specific Coal Consumption (SCC)

Data jumlah pemakaian batubara didapatkan dari *counter* batubara yang terdapat di *coal feeder* selama pengujian *performance test*, sehingga dapat dilakukan contoh perhitungan sebagai berikut :

$$SCC = CC/Daya \text{ Produksi [kg/kWh]}$$

Sehingga *specific coal consumption* (SCC) diperoleh :

Tabel 3. Hasil *Specific Coal Consumption* (SCC)

Parameter	Unit	180 MW	210 MW	240 MW	300 MW
<i>Coal Ratio</i>	%	50 MRC : 50 LRC	50 MRC : 50 LRC	70 MRC : 30 LRC	70 MRC : 30 LRC
Pemakaian Batubara per-jam (CC)	Kg	112.704	127.978	135.139	165.216
Daya <i>Gross</i> Produksi	kWh	183.000	211.000	242.000	300.000
SCC _{Gross}	Kg/kWh	0,616	0,607	0,558	0,551

Berdasarkan tabel 3. terlihat bahwa semakin besar beban atau daya yang dibangkitkan dari PLTU LBX, maka konsumsi spesifik batubara (SCC) akan semakin kecil. SCC *gross* paling besar ketika berada pada beban 180 MW yaitu sebesar 0,616 kg/kWh. Kemudian SCC *gross* paling kecil ketika berada pada beban maksimum 300 MW yaitu sebesar 0,551 kg/kWh. Pada saat beban rendah 180 MW nilai SCC *gross* yang paling besar. Hal ini terjadi karena ketika beban rendah, jumlah *main steam* masuk yang dibutuhkan turbin lebih sedikit daripada ketika beban maksimum. Sehingga ekstraksi uap dari turbin yang digunakan sebagai fluida pemanas air umpan pada *low pressure heater*, *deaerator* dan *high pressure heater* akan memiliki temperatur yang kurang. Akibat kurang optimalnya kinerja dari pemanas air umpan tersebut, maka boiler akan membutuhkan konsumsi batubara yang lebih banyak untuk digunakan memanaskan air hingga berubah menjadi uap superheat.

Analisis Biaya Pokok Penyediaan (BPP) Tenaga Listrik

Batubara PLTU LBX di pasok oleh PT ADC dan PT BA, dimana PT ADC memasok batubara kalori menengah dan PT BA memasok batubara kalori rendah. Setelah didapatkan nilai SCC, maka dapat dihitung BPP pembangkitan tenaga listrik PLTU LBX sebagai berikut :

Diketahui :

Tabel 4. Total Harga Batubara Pemasok

No.	Pemasok	Harga (Rp/kg)			
		Batubara	Transportasi	Pajak	Total
1.	PT BA	526,17	117,75	64,392	708,312
2.	PT ADC	753,71	166	91,971	1.011,681

Tabel 5. Total Harga Setelah dilakukan *Coal Mixing*

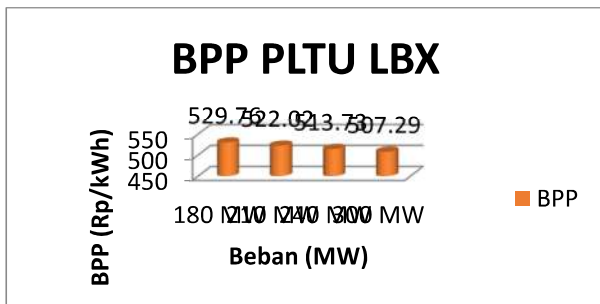
No.	Coal Ratio	Total Harga (Rp/kg)
1.	50% MRC : 50% LRC	859,997
2.	70% MRC : 30% LRC	920,67

Sehingga setelah diketahui total harga dari pencampuran batubara, maka didapatkan biaya pokok penyediaan tenaga listrik contoh pada beban 300 MW sebagai berikut :

$$BPP = 0,551 \times 920,67$$

$$= 507,29 \text{ [Rupiah/kWh]}$$

Didapatkan hasil BPP pada setiap beban dengan masing-masing pencampuran batubara yaitu :



Gambar 5. Grafik BPP terhadap Beban

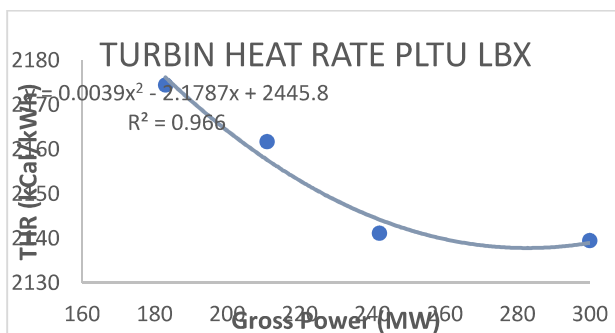
Sesuai grafik gambar 4.11 terlihat bahwa PLTU LBX dengan menggunakan pencampuran batubara 50% MRC dan 50% LRC ketika beban 180 MW membutuhkan BPP sebesar Rp 529,76 per kWh dan saat beban 210 MW membutuhkan BPP sebesar Rp 522,02 per kWh. Untuk pencampuran batubara 70% MRC dan 30% LRC pada beban 240 MW dibutuhkan BPP sebesar Rp 513,73 per kWh dan pada beban maksimum 300 MW dibutuhkan BPP sebesar Rp 507,29 per kWh. Sehingga BPP pembangkitan tenaga listrik PLTU LBX paling murah adalah ketika beban maksimum dengan pencampuran batubara 70% MRC dan 30% MRC.

Turbin Heat Rate

Turbin *heat rate* dapat dihitung dengan mengetahui energi masuk dan energi keluar pada turbin, maka turbin *heat rate* (contoh perhitungan pada beban 300 MW) :

$$HRT = Q/P_{gg} = (Q_{ms} + Q_{hrs} - Q_f - Q_{crs} - Q_{is} - Q_{ir}) / P_{gg} \text{ [kCal/kWh]}$$

$$HRT = 2.139,52 \text{ [kCal/kWh]}$$



Gambar 5. Grafik Turbin *Heat Rate* terhadap Beban *Gross*

Hasil turbin *heat rate* berdasarkan grafik gambar 5. terlihat bahwa besarnya beban mempengaruhi turbin *heat rate*, sehingga semakin tinggi beban maka turbin *heat rate* akan semakin baik. Beban 180 MW dengan pencampuran batubara 50% MRC : 50% LRC didapatkan turbin *heat rate* sebesar 2.174,50 kCal/kWh, beban 210 MW dengan pencampuran batubara 50% MRC : 50% LRC didapatkan turbin *heat rate* sebesar 2.161,78 kCal/kWh, beban 240 MW dengan pencampuran batubara 70% MRC : 30% LRC didapatkan turbin *heat rate*

sebesar 2.141,22 kCal/kWh, beban 300 MW dengan pencampuran batubara 70% MRC : 30% LRC didapatkan turbin *heat rate* sebesar 2.139,52 kCal/kWh. Sehingga nilai turbin *heat rate* paling bagus pada pengujian *performance test* ketika beban 300 MW. Dari grafik tersebut didapatkan persamaan $y = 0,0039x^2 - 2,1787x + 2445,8$.

Daya pada Turbin Uap

Daya yang dihasilkan pada turbin uap dapat diketahui dengan cara mengetahui energi masuk dan energi keluar dari turbin uap. Dengan mengetahui kedua hal tersebut maka daya turbin uap (W) dapat dihitung dengan contoh perhitungan pada beban 300 MW :

$$m \times h_1 = W + Q + m \times h_2 \text{ [MW]}$$

$$W = 836,74 \text{ MW}$$

Tabel 6. Hasil Perhitungan Daya Turbin Uap

Parameter	Unit	Beban 180 MW	Beban 210 MW	Beban 240 MW	Beban 300 MW	Commissioning (300 MW)
Coal Ratio	%	50 MRC : 50 LRC	50 MRC : 50 LRC	70 MRC : 30 LRC	70 MRC : 30 LRC	50 MRC : 50 LRC
Daya Turbin Uap	MW	498,46	574,01	650,96	836,74	570

Tabel 6. menunjukkan bahwa semakin tinggi beban PLTU yang dibangkitkan, maka akan semakin besar daya turbin uap yang dihasilkan. Hal ini dipengaruhi oleh *main steam* yang masuk kedalam turbin uap dan keluaran dari turbin uap.

Plant Heat Rate dan Efisiensi Thermal

Heat rate PLTU terbagi menjadi 2 yaitu *Gross Plant Heat Rate* (GPHR) yang menghasilkan daya *gross* atau bruto yang dibangkitkan, sedangkan *Net Plant Heat Rate* (NPHR) merupakan daya bersih atau *netto* yang dibangkitkan dari suatu PLTU setelah dikurangi oleh *auxiliary power*. Tabel 7. memperlihatkan hasil dari perhitungan *plant heat rate* dan efisiensi *thermal* sebagai berikut :

Tabel 7. Hasil Perhitungan *Heat Rate* dan Efisiensi *Thermal*

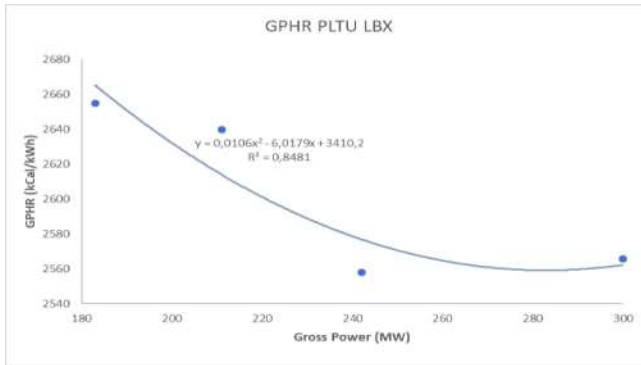
No.	Beban (MW)	Nilai Kalor (HHV-Ar) kCal/kg	Daya (Meter Counter)			Heat Rate Metode Kesetimbangan Energi		Eff. Thermal Power Plant %
			Gross	Netto	UAT	GPHR HHV	NPHR HHV	
			MW	MW	MW	kCal/kWh	kCal/kWh	
1.	180	4.343	183,00	167,36	15,02	2.654,88	2.893,19	29,72
2.	210	4.312	211,00	197,44	13,03	2.639,79	2.814,00	30,56
3.	240	4.682	242,00	227,04	14,43	2.558,08	2.720,66	31,60
4.	300	4.672	300,00	283,98	15,49	2.565,49	2.705,42	31,78
5.	Commissioning (300)	4.360	302,37	290,85	15,64	2.152,94	2.218,97	38,75

Gross Plant Heat Rate (GPHR)

Gross Plant Heat Rate (GPHR) dapat dihitung dengan contoh perhitungan pada beban 300 MW :

$$GPHR = Q / (\eta_B(HHV) \times \eta_{GT}) \times P_{gg} \text{ [kCal/kWh]}$$

$$GPHR = 2.565,49 \text{ kCal/kWh}$$



Gambar 6. Grafik GPHR terhadap *Gross Power*

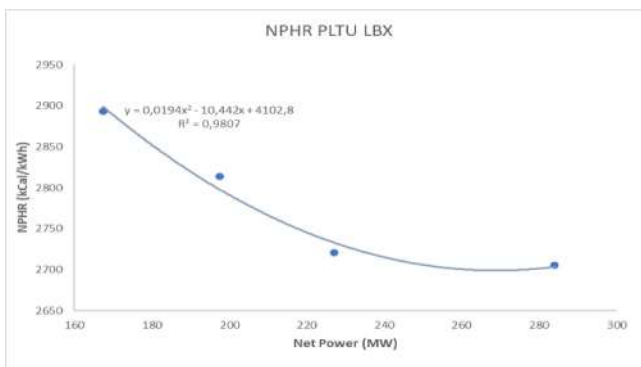
Berdasarkan grafik gambar 6. didapatkan persamaan $y = 0,0106x^2 - 6,0179x + 3410,2$. GPHR paling tinggi terdapat pada beban 180 MW dengan pencampuran batubara 50% MRC : 50% LRC yaitu sebesar 2.654,88 kCal/kWh. Sedangkan GPHR paling rendah (bagus) terdapat pada beban 240 MW dengan pencampuran batubara 70% MRC : 30% LRC yaitu sebesar 2.558,08 kCal/kWh. Perlu diketahui bahwa semakin rendah GPHR dari pembangkit tersebut, maka PLTU tersebut semakin optimal. Tabel 4.12 menunjukkan terdapat deviasi kenaikan GPHR pengujian *performance test* pada beban 300 MW jika dibandingkan dengan saat *commissioning* yaitu sebesar 19,16%.

Net Plant Heat Rate (NPHR)

Net Plant Heat Rate (NPHR) dapat dihitung dengan contoh perhitungan pada beban 300 MW :

$$\text{NPHR} = Q / (\eta_B(\text{HHV}) \times \eta_{\text{GT}}) \times P_g \text{ Net [kCal/kWh]}$$

$$\text{NPHR} = 2.705,42 \text{ kCal/kWh}$$



Gambar 7. Grafik NPHR terhadap *Netto Power*

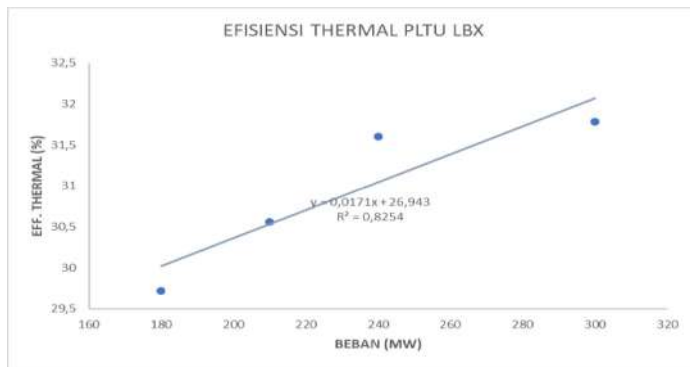
Berdasarkan grafik gambar 7. didapatkan persamaan $y = 0,0194x^2 - 10,442x + 4102,8$. Dari grafik tersebut terlihat bahwa semakin besar daya *netto* yang dibangkitkan, maka akan semakin kecil NPHR yang dihasilkan. NPHR paling tinggi terdapat pada beban 180 MW dengan pencampuran batubara 50% MRC : 50% LRC yaitu sebesar 2.893,19 kCal/kWh. Sedangkan NPHR paling rendah (bagus) terdapat pada beban 300 MW dengan pencampuran batubara 70% MRC : 30% LRC yaitu sebesar 2.705,42 kCal/kWh. Tabel 4.12 menunjukkan terdapat deviasi kenaikan NPHR pengujian *performance test* pada beban 300 MW jika dibandingkan dengan saat *commissioning* yaitu sebesar 17,98%. Jumlah pemakaian daya dari unit *auxiliary* mempengaruhi besarnya NPHR. Hal ini karena sumber daya unit *auxiliary* berasal dari beban generator yang dibangkitkan, sehingga apabila daya unit *auxiliary* yang dibutuhkan besar maka *netto power* yang dihasilkan akan berkurang banyak.

Efisiensi Thermal

Efisiensi *thermal* dapat dihitung dengan contoh perhitungan pada beban 300 MW :

$$\eta_{\text{Thermal}} = \{3600 / (\text{NPHR} \times 4.1868)\} \times 100 [\%]$$

$\eta_{\text{Thermal}} = 31,78 \%$



Gambar 8. Grafik Efisiensi *Thermal* terhadap Beban

Berdasarkan grafik gambar 8. didapatkan persamaan $y = 0,0171x + 26,943$. Dari grafik tersebut terlihat bahwa semakin besar beban yang dibangkitkan, maka akan semakin besar efisiensi *thermal* yang dihasilkan. Efisiensi *thermal* tertinggi adalah 31,78% pada saat beban 300 MW, sedangkan efisiensi *thermal* terendah adalah 29,72% pada saat beban 180 MW. Pengaruh efisiensi *thermal* terhadap beban yaitu sebesar 82,5%, sehingga PLTU LBX akan bekerja optimal dan efisien jika beroperasi pada beban maksimum 300 MW. Pada tabel 4.12 terdapat deviasi penurunan efisiensi *thermal* sebesar 17,98% ketika pengujian *performance test* pada beban 300 MW jika dibandingkan saat *commissioning*.

KESIMPULAN

Kesimpulan

Berdasarkan analisis dari hasil dan pembahasan, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

- Efisiensi boiler terbaik ketika dilakukan *performance test* adalah saat beban 240 MW sebesar 83,95% dengan pencampuran batubara 70% MRC : 30% LRC menghasilkan nilai kalori batubara 4.682 kCal/kg. Sedangkan efisiensi boiler paling rendah ketika dilakukan *performance test* beban 210 MW yaitu 82,13% dengan pencampuran batubara 50% MRC : 50% LRC menghasilkan nilai kalori batubara 4.312 kCal/kg.
- Terdapat deviasi penurunan efisiensi boiler saat *performance test* beban 300 MW, jika dibandingkan dengan *commissioning* sebesar 1,68% serta menghasilkan *output kWh* yang lebih rendah dibanding nilai *commissioning*. Penurunan efisiensi boiler dipengaruhi oleh 3 *losses terbesar* yaitu *heat loss* akibat panas yang terbuang pada *dry flue gas*, *heat loss* akibat kandungan air (*moisture*) dalam bahan bakar dan *heat loss* terbentuknya uap air akibat kandungan hidrogen dalam bahan bakar.
- Nilai GPHR terbaik yaitu 2.558,08 kCal/kWh saat *performance test* beban 240 MW. Sedangkan nilai NPHR terbaik yaitu 2.705,42 kCal/kWh saat *performance test* beban 300 MW.
- Terdapat deviasi kenaikan nilai *heat rate*, baik itu GPHR dan NPHR saat *performance test* beban 300 MW jika dibandingkan dengan *commissioning* masing-masing sebesar 19,16% dan 17,98%.

Saran

- Mengoptimalkan penggunaan dari *sootblower* secara berkala, guna membersihkan *heat transfer surface* dari *slagging* dan *fouling* pada area didalam boiler.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] M. J. MORAN, *FUNDAMENTALS OF ENGINEERING THERMODYNAMICS EDITION 8*. 2003.
- [2] Y. C. Guo, C. K. Chan, and K. S. Lau, "Numerical studies of pulverized coal combustion in a tubular coal combustor with slanted oxygen jet," *Fuel*, vol. 82, no. 8, pp. 893–907, 2003.
- [3] M. H. Murdani, "PENGENALAN PEMBANGKIT," in *Pembangkit Listrik*, 2016.
- [4] S. M. Muhammad Miftah Noor Rizca, Qomariyatus Sholihah, "ANALISIS BEBAN GENERATOR TERHADAP NILAI HEAT RATE DAN," *Heat Rate*, vol. 3, no. 2, pp. 73–84, 2018.

-
- [5] A. T. A. Ubaidillah Anwar, "MODEL MATEMATIKA UNTUK OPTIMASI NILAI KALORI BATUBARA BLENDING DI PT. BATUBARA BUKIT KENDI TANJUNG ENIM – SUMATERA SELATAN," *Fuel*, pp. 26–27, 2011.
- [6] Y. Prasetyo, "Fuels and Combustion," *fuels*, no. May, pp. 5–8, 2014.
- [7] M. H. MURDANI, ANDI KURNIAWAN, "Boiler Performance," *BOILER*, 2006.
- [8] Z. Tang *et al.*, "Experimental investigation of ash deposits on convection heating surfaces of a circulating fluidized bed municipal solid waste incinerator," *J. Environ. Sci. (China)*, vol. 48, pp. 169–178, 2016.
- [9] C. Asme, "FIRED STEAM GENERATORS," *ASME PTC 4*, vol. 2008, 2008.
- [10] C. Asme, "Fired Steam Generators," *ASME PTC 4*, 2013.
- [11] C. Asme, "AIR HEATERS," *ASME PTC 4.3*, 1968.
- [12] C. Asme, "FLUE AND EXHAUST GAS ANALYSES," *ASME PTC 19.10*, 1981.
- [13] A. A. Nugroho, "ANALISA PENGARUH KUALITAS BATUBARA TERHADAP BIAYA PEMBANGKITAN (STUDI KASUS DI PLTU REMBANG)," *PLTU*, vol. 7, no. 1, pp. 23–32, 2014.
- [14] Wahyono and H. Teguh, "Penggunaan mix coal terhadap efisiensi pembangkit dan biaya produksi listrik (bpl) di pltu tanjung jati b unit 3," *EKSERGI J. Tek. Energi*, vol. 11, no. 2, pp. 53–60, 2015.
- [15] N. P. Soelaiman, Sofyan, "Analisa prestasi kerja turbin uap pada beban yang bervariasi," *Turbin Heat Rate*, pp. 1–12, 2009.
- [16] C. Asme, "Steam Turbines," *ASME PTC 6*, no. February, 2004.
- [17] J. Tsou, "Heat Rate Improvement Reference Manual," in *Heat Rate*, 1998.
- [18] A. Aziz, "EVALUASI HEAT RATE DAN EFISIENSI SUATU PLTU," *Heat Rate*, pp. 1–6, 2015.
- [19] MENTERI ESDM, "Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik," 2019.

ANALISIS TURBIN ANGIN VERTIKAL DENGAN SUSUNAN *IN-LINE* MENGGUNAKAN METODE *PARTICLE IMAGE VELOCIMETRY*

Argadio Pratama^{1,a,†††}, Ismail^{2,b*}, dan Ramon Trisno^{3,c*}

^{1,2,3}Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK. Penelitian turbin angin vertikal dengan susunan di ladang angin masih minim dilakukan, sehingga penelitian mengenai turbin angin vertikal dengan susunan *in-line* harus dilakukan guna memanfaatkan lahan secara optimal dan menghasilkan energi yang maksimal. Penelitian ini dilakukan dengan eksperimen pengujian dan metode *particle image velocimetry* menggunakan turbin savonius tipe L dengan 3 sudu serta susunan *in-line* 1D sampai 4D dengan variasi kecepatan 1 m/s sampai 5 m/s. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui karakteristik aliran sesudah melewati turbin. Hasil penelitian ini menunjukkan kontur kecepatan aliran dan intensitas turbulensi pada setiap variasi kecepatan memiliki pola yang sama, perbedaan kontur terjadi ketika adanya perbedaan jarak antar turbin. Fluktuasi profil kecepatan aliran dan intensitas turbulensi yang terjadi dipengaruhi oleh jarak susunan turbin dan kecepatan angin yang diterima. Karakteristik aliran paling baik dan dapat menghasilkan performa turbin paling optimal diperoleh pada kecepatan 5 m/s dengan jarak 4D.

Kata kunci—Turbin Angin Vertikal; *In-line*; *Particle Image Velocimetry*.

PENDAHULUAN

Latar Belakang

Kebutuhan energi terus meningkat karena penambahan penduduk, pertumbuhan ekonomi dan pola konsumsi energi itu sendiri yang senantiasa meningkat juga. Energi fosil yang selama ini merupakan sumber energi utama ketersediaannya sangat terbatas dan terus mengalami penipisan, sedangkan proses alam memerlukan waktu yang sangat lama untuk dapat kembali memperbaharui energi fosil ini, oleh karena itu dibutuhkan sumber energi lain untuk solusi masalah kebutuhan energi ini [1].

Pemanfaatan energi terbarukan sebesar 7% termasuk rendah jika dibanding dengan energi fosil. Energi angin sebagai salah satu sumber energi yang ada di berbagai tempat, ramah lingkungan dan terbarukan sangat berpotensi untuk dilakukan penelitian dan pengembangan lebih lanjut [2]. Potensi energi angin rata-rata di Indonesia secara keseluruhan tidak besar, berdasarkan survei dan pengukuran data angin yang dilakukan sejak 1979, banyak wilayah yang strategis karena memiliki kecepatan angin rata-rata sekitar 3,5-4,5 m/s. Potensi ini bisa digunakan pada pembangkit listrik skala kecil [3].

Turbin angin merupakan contoh penerapan energi angin yang lebih banyak digunakan untuk mengakomodasi kebutuhan pembangkit listrik. Prinsip dasarnya adalah energi mekanik yang berasal dari angin diubah menjadi energi kinetik yang berupa putaran sudu turbin, kemudian akan memutar generator lalu menghasilkan listrik. Salah satu jenis turbin angin yang digunakan dalam pembangkit listrik adalah jenis *Vertical Axis Wind Turbine* (VAWT) yang poros atau sumbu rotor utamanya didesain ke arah vertikal atau tegak lurus terhadap arah aliran angin, salah satu kelebihan turbin jenis ini yaitu kita tidak perlu mengatur turbin menyesuaikan arah angin, sehingga sangat berguna di tempat-tempat yang arah anginnya sangat bervariasi [4].

Turbin angin yang digunakan pada pembangkit listrik biasanya dibangun di atas ladang angin dan terdiri dari beberapa turbin angin yang tersusun. Susunan turbin angin ada 2 jenis, yang pertama adalah *in-line* di mana turbin angin pertama dan seterusnya berbaris sejajar, lalu yang kedua adalah *staggered* di mana turbin pertama dan seterusnya berbaris tidak sejajar. Turbin biasanya ditempatkan dengan jarak yang berjauhan untuk menghindari fluktuasi daya yang besar [5].

††† Corresponding author: ^aargadio.pratama@gmail.com, ^bismail@univpancasila.ac.id, ^cramon_t@univpancasila.ac.id

Penelitian terhadap pengaruh susunan turbin dapat dilakukan dengan beberapa metode pendekatan. Salah satu metode yang bisa digunakan adalah metode eksperimen dengan menggunakan bantuan sistem *Particle Image Velocimetry*. PIV adalah teknik optik yang digunakan untuk mengukur pola perpindahan partikel dan banyak digunakan untuk pengukuran kecepatan aliran. Metode ini telah berkembang pesat dalam beberapa tahun terakhir, namun penelitian yang menggunakan metode PIV kurang berkembang di universitas dan lembaga penelitian di Indonesia dikarenakan peralatan lengkap eksperimen dengan PIV harganya sangat mahal [6].

Penelitian yang dilakukan oleh Heiner Schumann, dkk pada tahun 2013 mengenai pengukuran *wake* dengan turbin yang berukuran sama, *single* dan *tandem* pada terowongan angin guna mencari *flow field* dengan tinjauan 3 dimensi dan inspeksi terhadap putaran *wake*, lalu berdasarkan observasi disimpulkan bahwa kuatnya *wake* dari *tower turbine* dan tidak seragamnya *velocity field* serta distribusi *turbulence* [7].

Penelitian yang dilakukan oleh Aleksandr Sergeevich Aseyev pada tahun 2015 mengenai identifikasi *vortex* untuk menganalisis *flow structure* pada susunan turbin angin di ladang angin menggunakan alat ukur PIV serta pendekatan metode *Galilean decomposition*, *reynold decomposition*, *vorticity* dan *swirling* untuk mengetahui posisi dan perilaku *vortex* lalu didapati bahwa daerah *vortex* yang paling besar terjadi pada posisi ujung *blade* turbin angin [8].

Penelitian yang dilakukan oleh Sulaiman Tampubolon, dkk pada tahun 2017 mengenai eksperimental dengan meneliti fenomena aliran *wake effect* turbin angin pada terowongan angin, dengan menggunakan metode pengukuran dan visualisasi gambar, serta didapati bahwa perubahan kecepatan aliran udara berkorelasi dengan panjang *wake* secara signifikan, sebaliknya pengaruh perubahan kecepatan terhadap lebar *wake* tidak berkorelasi secara signifikan [9].

Berdasarkan penelitian-penelitian yang telah dilakukan, pada objek yang dikaji terutama tentang *wake* turbin angin di ladang angin masih sedikit yang melakukan kajian tentang visualisasi *wake effect* dan tinjauan aspek aerodinamika turbin angin menggunakan metode PIV, lalu penelitian yang menggunakan turbin angin vertikal dengan mengkonfigurasi susunan jarak antar turbin juga masih sedikit yang melakukannya, sehingga topik ini yang menjadi objek pada penelitian ini.

Tujuan

Tujuan penelitian berisi sasaran yang ingin dicapai dalam penelitian yaitu untuk menganalisis karakteristik aliran fluida udara sesudah melewati turbin angin vertikal dengan susunan *in-line* menggunakan metode *particle image velocimetry*.

Cakupan Penelitian

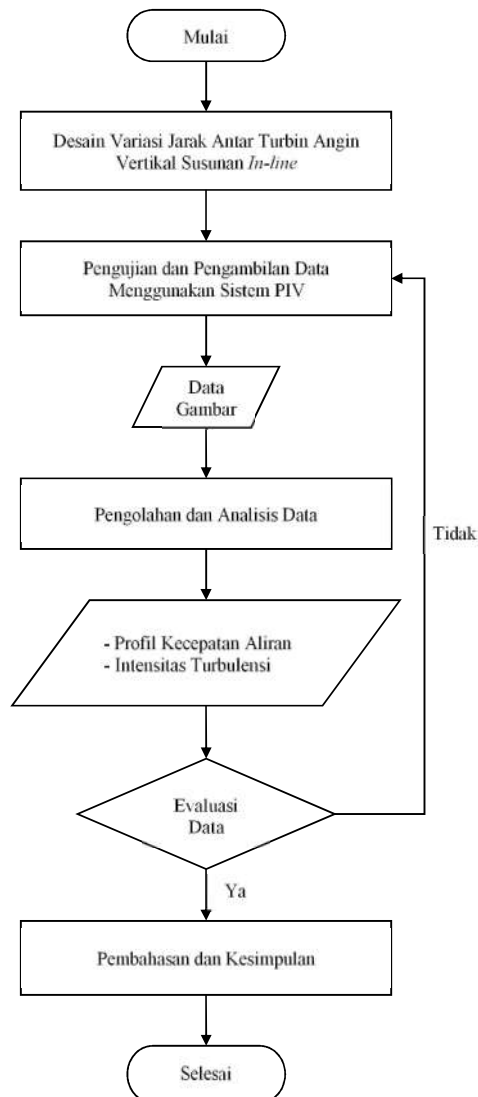
Cakupan penelitian diperlukan agar penelitian lebih terarah dan menghindari pembahasan menjadi meluas. Cakupan dalam penelitian ini adalah:

1. Desain turbin angin yang dianalisis adalah turbin angin vertikal jenis savonius tipe L dengan 3 sudu.
2. Jarak antar turbin yang disusun adalah sebesar 1D, 2D, 3D, 4D (D = diameter rotor turbin).
3. Kecepatan angin yang digunakan antara 1 - 5 m/s dengan arah tegak lurus terhadap rotor turbin.
4. Faktor getaran dan gesekan diabaikan.
5. Sumber fluida adalah angin yang berasal dari terowongan angin yang diberikan partikel asap dari *smoke generator*.
6. Analisis dilakukan dalam kondisi operasional menggunakan metode *particle image velocimetry*.
7. Parameter pengujian yang dicari adalah profil kecepatan aliran dan intensitas turbulensi.

METODE

Kegiatan yang dilakukan dalam penelitian ini adalah mendesain susunan turbin angin vertikal, pengujian dan pengambilan data menggunakan sistem *particle image velocimetry*, lalu analisis data. Pengujian dilakukan pada terowongan angin yang sudah dilengkapi sistem PIV untuk mengetahui karakteristik aliran udara setelah melewati turbin angin berdasarkan variabel bebas dan terikat. Variabel bebas yang dimaksud adalah variabel yang tidak dipengaruhi oleh variabel lain yaitu variasi jarak antar turbin susunan *in-line* dan variasi kecepatan angin berdasarkan potensi kecepatan angin di Indonesia yaitu berkisar antara 1 hingga 5 m/s. Variabel terikat adalah variabel yang dipengaruhi oleh variabel bebas yaitu karakteristik aliran udara seperti profil kecepatan

aliran dan intensitas turbulensi. Tahapan-tahapan proses kegiatan yang dilakukan dalam penelitian ini digambarkan melalui diagram alir penelitian pada Gambar 1.



Gambar 7. Diagram alir penelitian

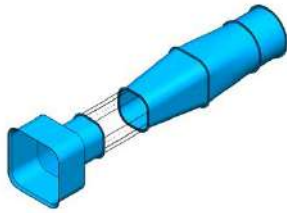
Tahap pertama adalah desain variasi jarak antar turbin angin vertikal susunan *in-line*. Tahapan ini menentukan tipe turbin, dimensi turbin dan variasi jarak antar turbin pada kondisi konfigurasi susunan *in-line*.

Tahap kedua adalah pengujian turbin angin pada kondisi *in-line* dengan variasi jarak antar turbin pada terowongan angin dan pengambilan data dengan menggunakan bantuan alat ukur *anemometer* dan sistem PIV.

Tahap ketiga adalah hasil data yang didapat dari proses pengujian dengan sistem PIV diolah dan dianalisis di komputer yang sudah dilengkapi dengan *software* khusus PIV, kemudian dievaluasi dengan harapan tidak adanya data yang bermasalah, setelah dievaluasi maka selanjutnya dibahas dan akan didapatkan kesimpulan pada penelitian ini.

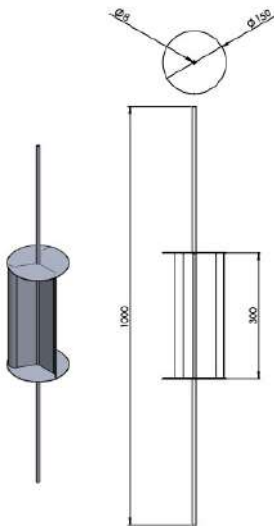
Desain Variasi Jarak Antar Turbin Angin Vertikal Susunan In-line

Tahap pertama adalah melakukan pengukuran dimensi *test section* terowongan angin yang ada di Laboratorium Teknik Mesin Universitas Pancasila. Dimensi *test section* terowongan angin akan menentukan dimensi turbin angin dan jarak antar turbin angin. Desain terowongan angin di Laboratorium Teknik Mesin Universitas Pancasila dapat dilihat pada Gambar 2.



Gambar 8. Terowongan angin di Universitas Pancasila

Tahap kedua adalah penentuan tipe turbin angin vertikal. Turbin angin vertikal yang digunakan adalah jenis savonius tipe L dengan 3 sudu yang ditunjukkan pada Gambar 3. Turbin savonius tipe L memiliki karakteristik aliran udara pada sisi bilah lurus lebih besar dibandingkan pada sisi bilah seperempat lingkaran [10].



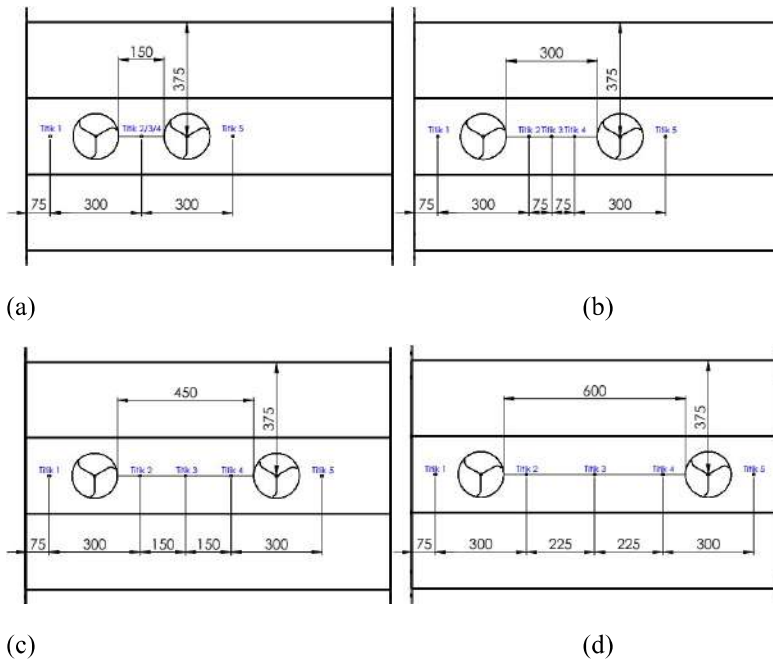
Gambar 9. Turbin angin vertikal jenis savonius tipe L dengan 3 sudu

Turbin angin vertikal yang digunakan merupakan rancangan dari penelitian sebelumnya, di mana turbin angin vertikal ini menghasilkan performa yang optimal saat digunakan pada terowongan angin di Universitas Pancasila. Dimensi keseluruhan turbin angin vertikal yang akan digunakan dapat dilihat pada Tabel 1.

Tabel 2. Dimensi keseluruhan turbin angin vertikal

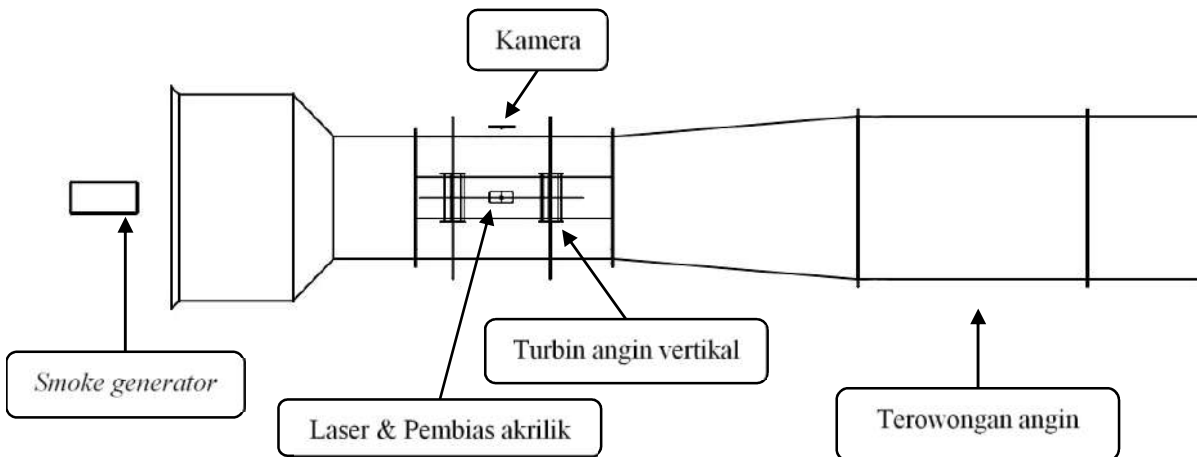
Diameter rotor (<i>endplate</i>)	150 mm
Diameter poros	8 mm
Panjang poros	1000 mm
Dimensi sudu	70 × 300 mm
Sudut kelengkungan sudu	20°

Penentuan jarak antar turbin menyesuaikan ukuran dimensi *test section*. Jarak *center* turbin pertama dengan bagian depan *test section* sebesar 225 mm, jarak *center* turbin dengan dinding terowongan angin adalah 375 mm dan jarak antara turbin pertama dengan turbin kedua adalah 1D, 2D, 3D dan 4D. Kondisi susunan *in-line* 1D sampai 4D dapat dilihat pada Gambar 4.



Gambar 10. Pandangan atas susunan in-line (a) 1D; (b) 2D; (c) 3D; (d) 4D

Setelah penentuan susunan turbin angin vertikal, tahapan selanjutnya pada metode penelitian adalah pengujian dan pengambilan data menggunakan sistem PIV yang sudah terpasang pada terowongan angin sebagai sumber energi angin dengan variasi kecepatan angin 1 m/s sampai 5 m/s. Proses pengujian merupakan suatu proses yang bertujuan untuk memastikan suatu fungsi sistem bekerja dengan baik dan mencari kesalahan yang mungkin terjadi pada sistem. Proses pengujian turbin angin vertikal ini bertujuan untuk mengetahui karakteristik aliran udara setelah melewati turbin angin vertikal serta membandingkan hasil eksperimen pengukuran aktual dengan hasil metode PIV. Skema pengujian dapat dilihat pada Gambar 5.



Gambar 11. Skema pengujian menggunakan sistem PIV

Komponen-komponen yang digunakan dalam pengujian dan pengambilan data antara lain:

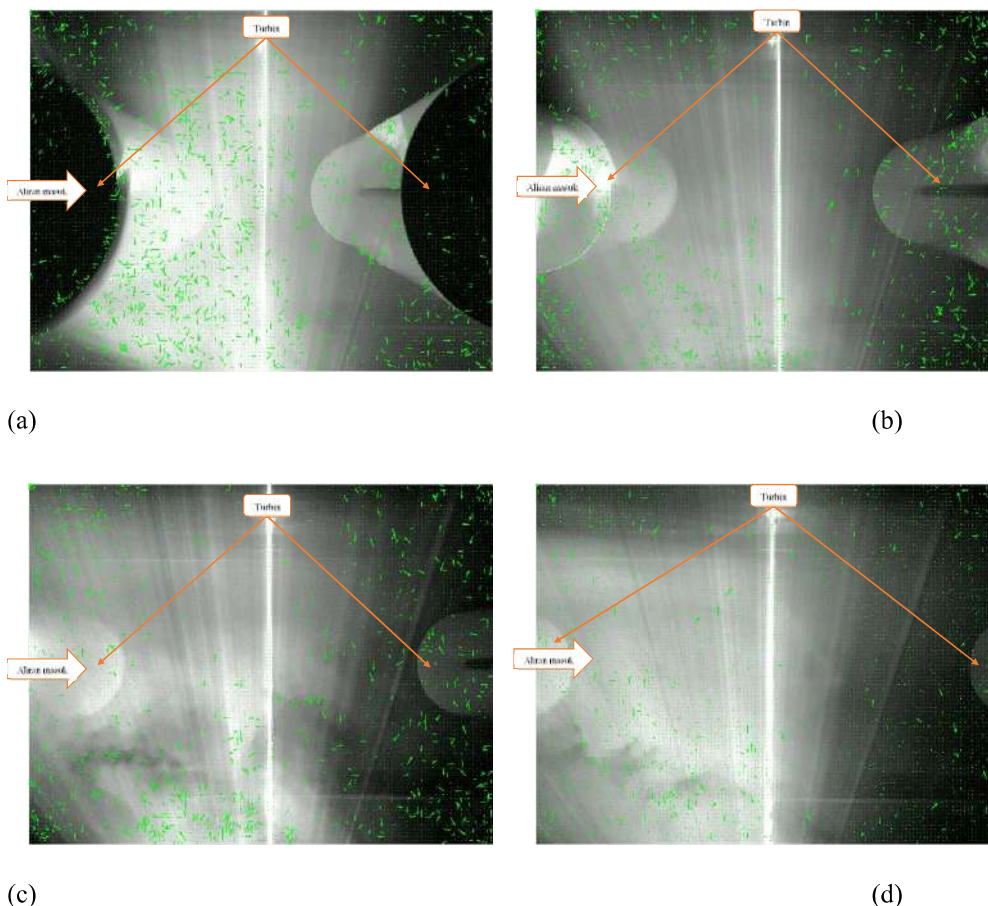
1. Axial Fan
2. Terowongan Angin
3. Turbin Angin Vertikal
4. Seeder/Tracer Particle
5. Smoke Generator

6. Kamera Kecepatan Tinggi
7. Laser
8. Pembias Laser
9. Komputer
10. *Thermo-anemometer*

HASIL

Data hasil pengujian yang didapatkan menggunakan metode *particle image velocimetry* berupa data gambar aliran udara berpartikel dengan fokus pada daerah aliran di antara 2 turbin, nantinya data gambar akan dianalisis menggunakan *software* MATLAB yang dilengkapi *script* khusus yaitu *OpenPIV* dan *OpenPIV Spatial and Temporal Analysis Toolbox*. Data yang dianalisis adalah karakteristik alirannya yang meliputi profil kecepatan aliran dan intensitas turbulensi, di mana karakteristik tersebut merupakan faktor yang mempengaruhi performa dari turbin.

Data gambar yang didapatkan saat pengujian secara eksperimen menggunakan metode *particle image velocimetry* diolah menjadi data vektor menggunakan *script* *OpenPIV* yang nantinya akan diolah lagi menjadi data kontur menggunakan *script* *OpenPIV Spatial and Temporal Analysis Toolbox* sehingga dapat menampilkan besaran profil kecepatan dan intensitas turbulensi yang terdapat pada sisi daerah aliran di antara 2 turbin. Nilai profil kecepatan aliran nantinya ditampilkan dalam bentuk grafik x/d terhadap u/U_0 , sedangkan nilai intensitas turbulensi nantinya ditampilkan dalam bentuk grafik x/d terhadap u_{rms}/U_0 . x/d adalah perbandingan antara panjang grid gambar dengan diameter turbin.

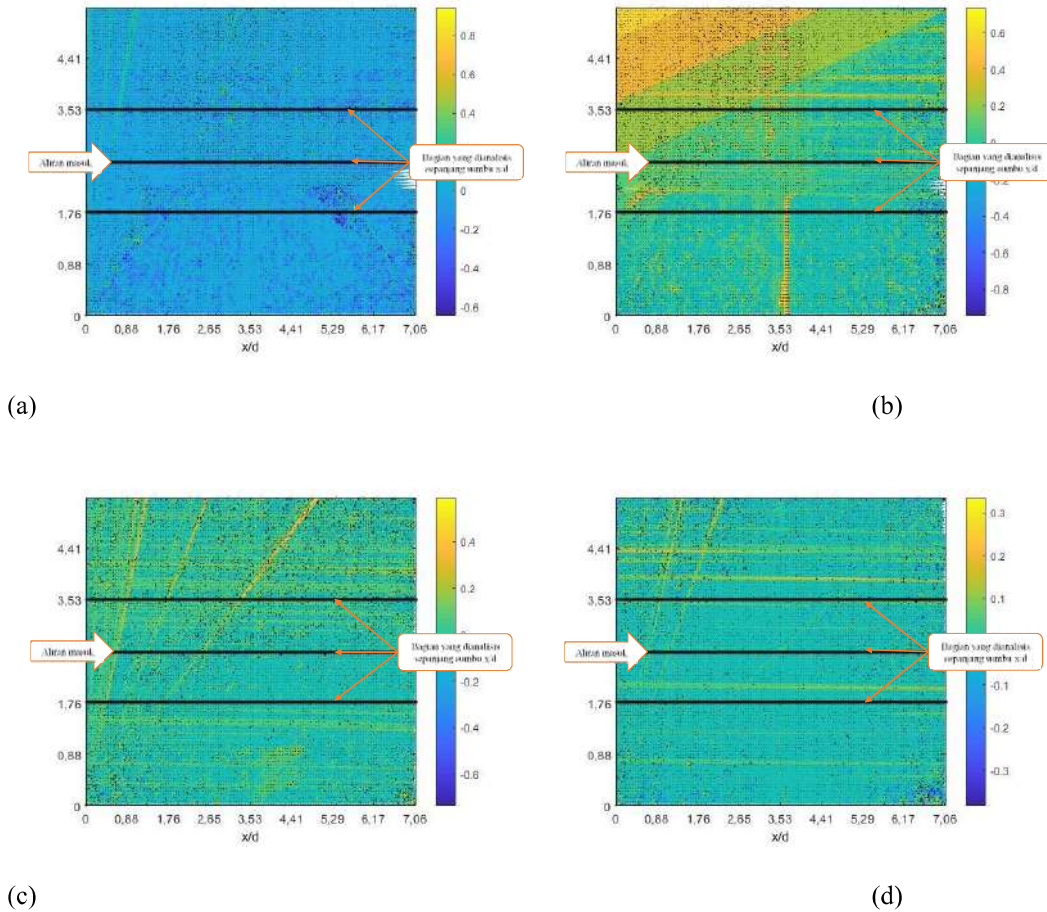


Gambar 12. Vektor arah aliran angin in-line (a) 1D; (b) 2D; (c) 3D; (d) 4D menggunakan PIV

Gambar 6 memperlihatkan vektor arah aliran angin *in-line* 1D, 2D, 3D dan 4D pada daerah aliran di antara 2 turbin dengan kecepatan 2 m/s sampai 5 m/s. Vektor arah aliran masing-masing variasi kecepatan memiliki pola yang sama pada setiap variasi jarak antar turbin, di mana arah aliran yang digambarkan dalam bentuk panah bergerak ke segala arah.

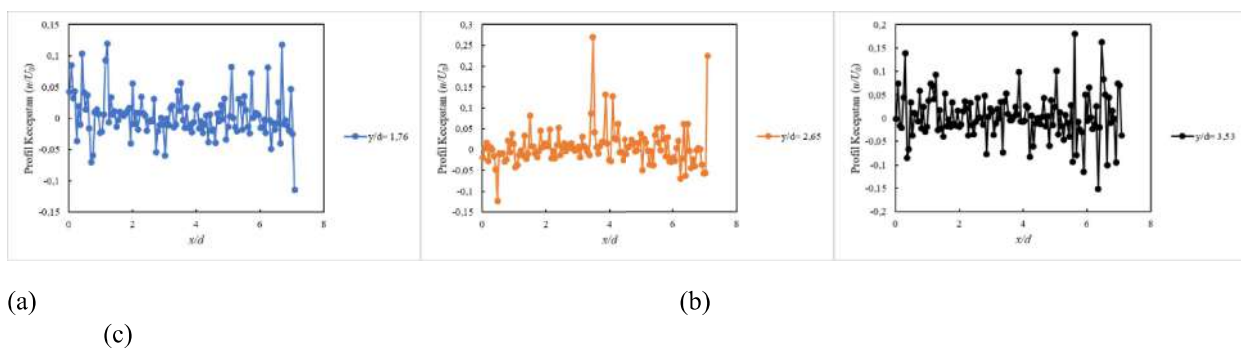
Profil Kecepatan Aliran

Data vektor yang didapatkan diolah menjadi data kontur kecepatan aliran seperti pada Gambar 7 yang memperlihatkan kontur kecepatan angin *in-line* 1D, 2D, 3D dan 4D pada daerah aliran di antara 2 turbin dengan kecepatan 2 m/s hingga 5 m/s.



Gambar 13. Kontur kecepatan angin *in-line* (a) 1D; (b) 2D; (c) 3D; (d) 4D menggunakan PIV

Kontur masing-masing variasi kecepatan memiliki pola yang sama pada setiap variasi jarak antar turbin, perbedaan terletak pada nilai profil kecepatan aliran. Nilai profil kecepatan diperoleh sepanjang sumbu x/d pada posisi $y/d=1,76$; $y/d=2,65$ dan $y/d=3,53$. Berikut ini adalah contoh grafik profil kecepatan aliran pada daerah aliran di antara 2 turbin dengan susunan *in-line* 1D, 2D, 3D dan 4D.

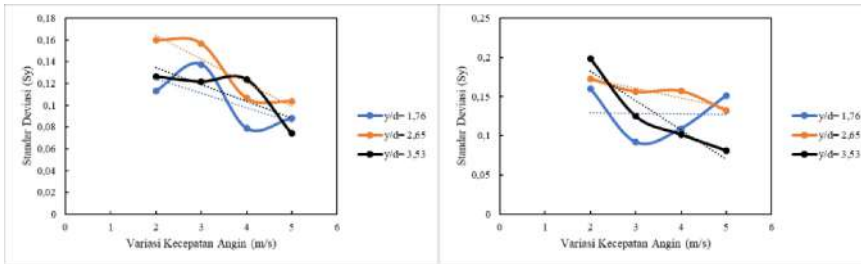


Gambar 14. Grafik profil kecepatan aliran *in-line* (a) $y/d=1,76$; (b) $y/d=2,65$; (c) $y/d=3,53$ menggunakan PIV

Gambar 8 menunjukkan bahwa pada setiap bagian y/d terdapat profil kecepatan yang memiliki nilai negatif, hal ini menandakan daerah terjadinya aliran balik (berlawanan dengan arah aliran *upstream*). Grafik di atas juga

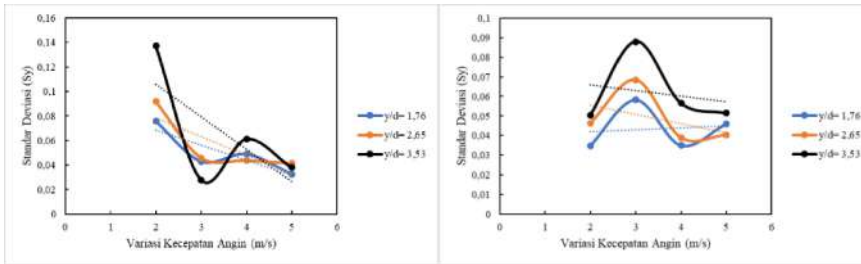
menunjukkan terjadinya fluktuasi kecepatan aliran, besaran dari fluktuasi kecepatan aliran tersebut dapat dinyatakan dalam bentuk nilai standar deviasi. Standar deviasi adalah nilai statistik yang dimanfaatkan untuk menentukan sebuah sebaran data dalam suatu sampel, serta seberapa dekat titik data individu ke mean atau rata-rata nilai sampelnya. Standar deviasi dapat dicari menggunakan *software* Microsoft Excel dengan Persamaan (1) di bawah ini.

$$S_y = \sqrt{\frac{\sum(x - \bar{x})^2}{(n - 1)}} \quad (1)$$



(a)

(b)



(c)

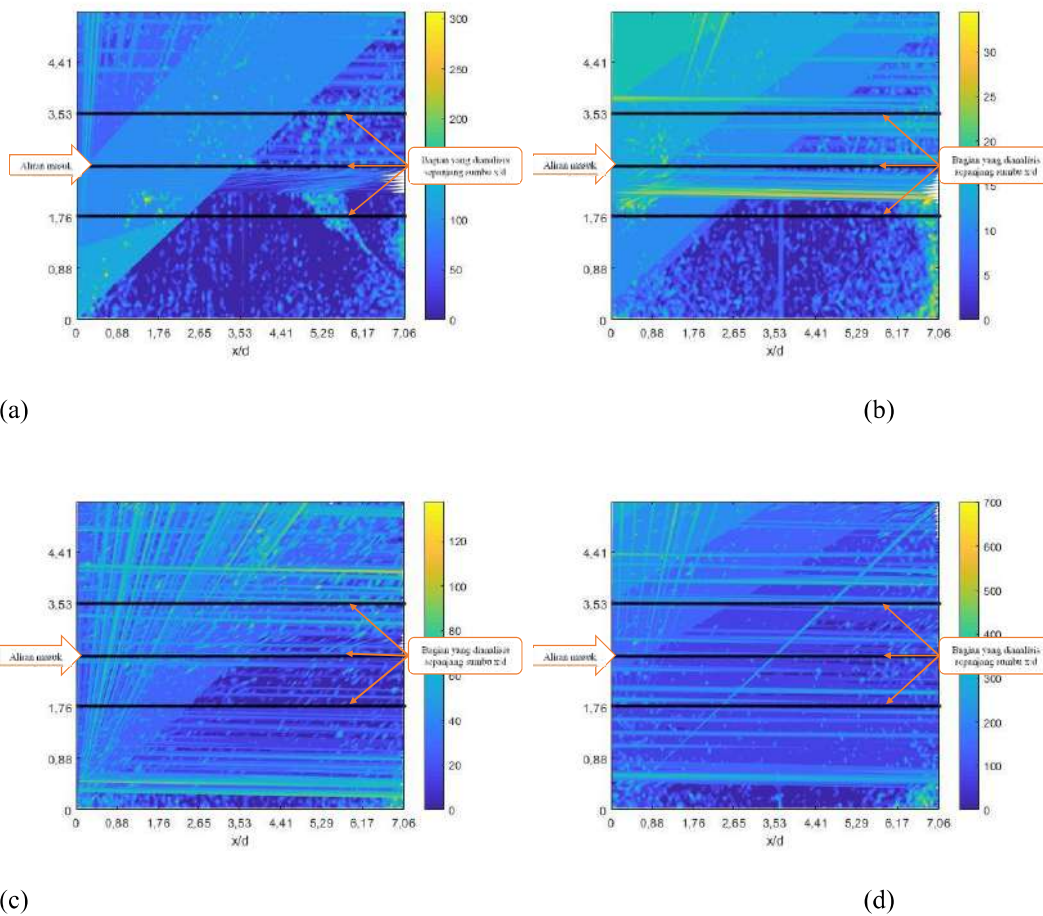
(d)

Gambar 15. Grafik perbandingan kecepatan angin terhadap nilai standar deviasi profil kecepatan aliran in-line (a) 1D; (b) 2D; (c) 3D; (d) 4D

Gambar 9 menunjukkan nilai standar deviasi pada setiap posisi y/d selalu berubah-ubah terhadap peningkatan kecepatan, hal ini dikarenakan *wake* yang berasal dari putaran turbin 1 yang memiliki intensitas turbulensi yang tinggi. Nilai standar deviasi profil kecepatan cenderung memiliki tren menurun seiring dengan meningkatnya kecepatan angin, sehingga semakin menurun nilai standar deviasi profil kecepatan, maka fluktuasi kecepatan aliran yang terjadi juga semakin rendah dan stabil. Aliran yang lebih stabil tentunya akan berdampak pada turbin yang bekerja lebih optimal dan berputar lebih cepat.

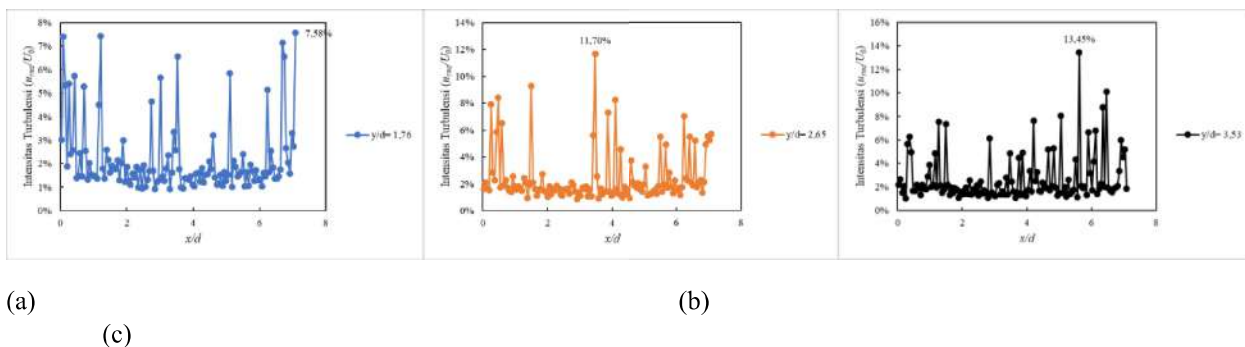
Intensitas Turbulensi

Data vektor yang didapatkan diolah menjadi data kontur intensitas turbulensi seperti pada Gambar 10 yang memperlihatkan kontur intensitas turbulensi *in-line* 1D, 2D, 3D dan 4D pada daerah aliran di antara 2 turbin dengan kecepatan 2 m/s hingga 5 m/s.

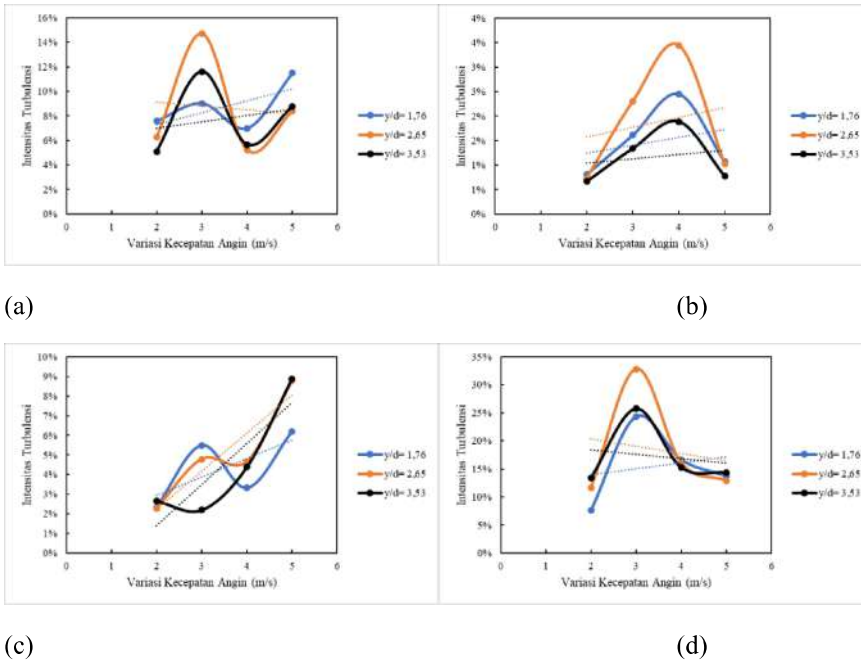


Gambar 16. Kontur intensitas turbulensi in-line (a) 1D; (b) 2D; (c) 3D; (d) 4D menggunakan PIV

Kontur masing-masing variasi kecepatan memiliki pola yang sama pada setiap variasi jarak antar turbin, perbedaan terletak pada nilai intensitas turbulensi. Nilai intensitas turbulensi diperoleh sepanjang sumbu x/d pada posisi $y/d=1,76$; $y/d=2,65$ dan $y/d=3,53$. Gambar 11 menunjukkan contoh grafik intensitas turbulensi pada daerah aliran di antara 2 turbin dengan susunan *in-line* 1D, 2D, 3D dan 4D.



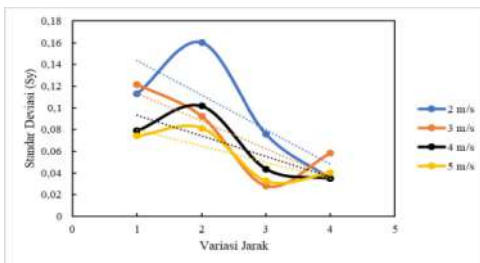
Gambar 17. Grafik intensitas turbulensi in-line (a) $y/d=1,76$; (b) $y/d=2,65$; (c) $y/d=3,53$ menggunakan PIV



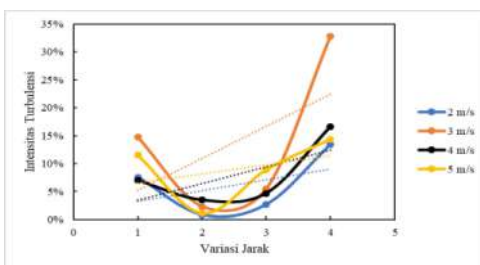
Gambar 18. Grafik perbandingan kecepatan angin terhadap intensitas turbulensi tertinggi in-line (a) 1D; (b) 2D; (c) 3D; (d) 4D

Gambar 12 menunjukkan bahwa intensitas turbulensi tertinggi pada setiap posisi y/d selalu berubah-ubah terhadap peningkatan kecepatan, hal ini dikarenakan *wake* yang berasal dari putaran turbin 1. Intensitas turbulensi cenderung memiliki tren meningkat seiring dengan meningkatnya kecepatan angin.

Analisis lebih lanjut dilakukan untuk menentukan jarak antar turbin yang menghasilkan aliran dengan karakteristik yang paling baik, dengan cara mengambil data standar deviasi profil kecepatan terendah dan intensitas turbulensi tertinggi pada setiap variasi kecepatan angin 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s dan 5 m/s dengan jarak antar turbin yaitu 1D, 2D, 3D dan 4D, kemudian dibandingkan dan dilihat bagaimana tren yang terjadi.



Gambar 19. Grafik perbandingan jarak antar turbin terhadap standar deviasi profil kecepatan aliran terendah pada setiap variasi kecepatan menggunakan PIV



Gambar 20. Grafik perbandingan jarak antar turbin terhadap intensitas turbulensi tertinggi pada setiap variasi kecepatan menggunakan PIV

Gambar 13 menunjukkan bahwa nilai standar deviasi profil kecepatan pada setiap variasi kecepatan selalu berubah-ubah terhadap peningkatan jarak antar turbin, hal ini dikarenakan *wake* yang berasal dari putaran turbin 1 yang memiliki intensitas turbulensi yang tinggi. Nilai standar deviasi profil kecepatan pada setiap variasi kecepatan cenderung memiliki tren menurun seiring dengan meningkatnya jarak antar turbin, sehingga semakin

menurun nilai standar deviasi profil kecepatan, maka fluktuasi kecepatan aliran yang terjadi juga semakin rendah dan stabil. Aliran yang lebih stabil tentunya akan berdampak pada turbin yang bekerja lebih optimal dan berputar lebih cepat. Hasil ini pun diperkuat dengan penelitian Wisnu Ari Nugroho pada tahun 2018, di mana peneliti melakukan pengukuran putaran turbin dan membuktikan bahwa meningkatnya jarak antar turbin dapat meningkatkan putaran turbin [5].

Gambar 14 menunjukkan bahwa intensitas turbulensi tertinggi pada setiap variasi kecepatan selalu berubah-ubah terhadap peningkatan jarak antar turbin, hal ini dikarenakan *wake* yang berasal dari putaran turbin 1. Intensitas turbulensi pada setiap variasi kecepatan cenderung memiliki tren meningkat seiring dengan meningkatnya jarak antar turbin. Hasil ini pun diperkuat dengan penelitian Anton Fransiscus pada tahun 2018, di mana peneliti melakukan simulasi pengukuran intensitas turbulensi pada turbin dan membuktikan bahwa meningkatnya jarak antar turbin dapat meningkatkan intensitas turbulensi [2].

Hasil keseluruhan dari penelitian ini menunjukkan bahwa meningkatnya variasi kecepatan angin dan variasi jarak antar turbin mempengaruhi perubahan profil kecepatan aliran dan intensitas turbulensi yang terjadi. Berdasarkan grafik perbandingan di atas juga dapat terlihat bahwa karakteristik aliran yang paling baik dan dapat menghasilkan performa turbin yang paling optimal terjadi pada susunan turbin jarak 4D kecepatan 5 m/s, sehingga hasil penelitian ini pun juga dapat menguatkan hasil dari penelitian-penelitian yang sebelumnya.

KESIMPULAN

1. Hasil pengujian dengan metode *particle image velocimetry* memperlihatkan kontur dari kecepatan aliran angin dan intensitas turbulensi memiliki pola yang sama untuk setiap variasi kecepatan, perbedaan bentuk kontur terjadi saat variasi jarak antar turbin yang mana dapat menurunkan besaran fluktuasi kecepatan aliran dan meningkatkan intensitas turbulensi yang terjadi.
2. Hasil keseluruhan dari penelitian ini menunjukkan bahwa peningkatan variasi kecepatan angin dan variasi jarak antar turbin mempengaruhi perubahan profil kecepatan aliran, intensitas turbulensi dan putaran turbin yang terjadi. Karakteristik aliran yang paling baik dan dapat menghasilkan performa turbin yang paling optimal terjadi pada susunan turbin *in-line* jarak 4D dengan kecepatan angin 5 m/s.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] L. Hakim, "Analisa Pemakaian Selubung (Shroud) dengan Penambahan Flanged pada Turbin Angin di Daerah Pemukiman," 2012.
- [2] A. Fransiscus, "Analisis Numerik Turbin Angin Savonius dengan Susunan Staggered dan In-Line," 2018.
- [3] Hicary, Suwandi, and A. Qurthobi, "Analisis Pengaruh Jumlah Sudu Pada Turbin Angin Savonius Di Dalam Proses Pengisian Akumulator," vol. 3, no. 3, pp. 4911–4918, 2016.
- [4] M. L. Dewi, "Analisis Kerja Turbin Angin Poros Vertikal Dengan Modifikasi Rotor Savonius L Untuk Optimasi Kinerja Turbin," 2010.
- [5] W. A. Nugroho, "Eksperimental Turbin Angin Savonius dengan Susunan Staggered dan In-Line," 2018.
- [6] I. M. Rahman, "Analisa Dan Visualisasi Medan Aliran Pada Geometri Backward-Facing Step Dengan Injeksi Gas Ishothermal Menggunakan Particle Image Velocimetry," 2013.
- [7] H. Schümann, F. Pierella, and L. Sætran, "Experimental Investigation of Wind Turbine Wakes in the Wind Tunnel," *Energy Procedia*, vol. 35, no. 1876, pp. 285–296, 2013.
- [8] A. S. Aseyev, "Vortex Identification in the Wake of a Wind Turbine Array," *Diss. Theses*, pp. 1–69, 2015.
- [9] S. Tampubolon, S. Kamal, Ismail, F. Arianto, and A. A. Azmi, "Studi Eksperimental Fenomena Aliran Wake Effect," no. April, pp. 27–29, 2017.
- [10] Pietersz, Richard, R. Soenoko, and S. Wahyudi, "Kajian Eksperimental Pengaruh Jumlah Sudu Terhadap Torsi dan Putaran Turbin Savonius Type U," *J. Rekayasa Mesin*, vol. 4, no. 2, pp. 93–100, 2013.

ANALISI PERFORMA DAN GAS BUANG MESIN GASOLINE JFZ1E1 TERHADAP BAHAN BAKAR GAS LPG (LIQUEFIED PETROLEUM GAS)

Waldi Hidayat¹ & Wegie ruslan²

¹Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

²Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK. Penelitian perbandingan antara mesin yang menggunakan bahan bakar minyak dengan mesin yang menggunakan gas (LPG) jarang dilakukan, sehingga penelitian penggunaan bahan bakar ini harus dilakukan guna memanfaatkan energi gas yang tersedia dengan optimal dan tidak terlalu mengandalkan bahan bakar minyak. Penelitian ini dilakukan dengan melakukan perbandingan performa daya dan torsi antar keduanya serta membandingkan emisi gas buang yang dihasilkan dari keduanya sehingga bisa membandingkan bahan bakar yang lebih ramah lingkungan bagi lingkungan sekitar.

Kata kunci — Bensin; Emisi; Gas buang; Bahan bakar, Minyak

PENDAHULUAN

Latar Belakang

Pada era saat ini, manusia sangat membutuhkan alat transportasi untuk membantu bergerak dari suatu tempat menuju tempat lain serta sebagai alat pemudah dalam pekerjaan agar dalam suatu pekerjaan selesai dengan lebih mudah. Kendaraan mobil dan motor merupakan alat transportasi yang paling sering digunakan saat ini.

Terkait dengan meningkatnya kebutuhan kendaraan saat ini, kebutuhan terhadap bahan bakar minyak saat ini juga meningkat. Cadangan kebutuhan bahan bakar minyak saat ini dikhawatirkan akan semakin menipis, sehingga dibutuhkan suatu cara alternatif untuk mengurangi ketergantungan pemakaian bahan bakar minyak tersebut yaitu dengan memanfaatkan energi gas. Serta dalam gas emisi buang yang dihasilkan penggunaan bahan bakar minyak meningkatkan polusi bagi lingkungan sekitar sehingga tidak baik untuk kesehatan.

Negara Indonesia mulai mengembangkan salah satu energi alternatif yaitu dengan menggunakan bahan bakar gas. Bahan bakar gas terdiri dari 2 jenis yaitu CNG (*Compressed Natural Gas*) dan LPG (*Liquefied Petroleum Gas*). Penggunaan bahan bakar gas ini lebih baik dibandingkan dengan menggunakan bahan bakar minyak karena gas emisi buang lebih ramah lingkungan. Ketersediaan bahan bakar fosil sangat terbatas sehingga perlu adanya kajian tentang strategi pengamanan pasokan energi fosil agar tidak mengalami krisis energi di masa depan nanti.

Untuk menanggulangi ketergantungan pada bahan bakar minyak dibutuhkan alternatif bahan bakar terbarukan untuk kendaraan khususnya untuk kendaraan bermotor layaknya seperti LPG (*Liquefied Petroleum Gas*). LPG dapat digunakan sebagai bahan bakar untuk mengurangi penggunaan bahan bakar minyak pada kendaraan dengan begitu memberikan pasokan energi bagi sarana transportasi untuk kebutuhan masyarakat dengan waktu relatif lama.[1]

Tujuan

Tujuan penelitian untuk mengetahui performa torsi dan daya serta hasil gas buang antara bahan bakar Pertamax dan LPG pada kendaraan dengan kode mesin JFZ1E1 dengan pengujian langsung.

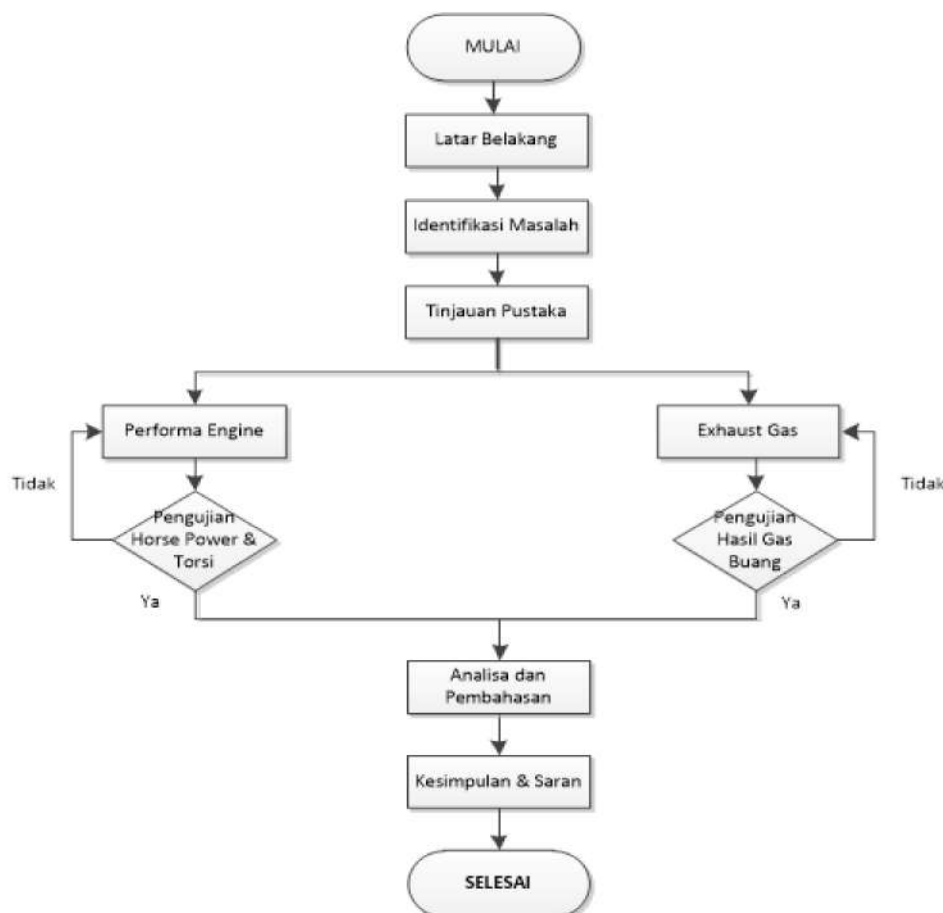
Cakupan Penelitian

Cakupan penelitian diperlukan agar penelitian lebih terarah dan menghindari pembahasan menjadi meluas. Cakupan dalam penelitian ini adalah:

1. Cakupan penelitian ini dibatasi hanya membahas perbandingan torsi dan daya serta emisi gas buang yang dihasilkan dari sisa pembakaran mesin dengan membandingkan menggunakan bahan bakar pertamax dan LPG.
2. Jenis bahan bakar yang dipakai selama penelitian berlangsung adalah bahan bakar dengan standar yang sudah ditetapkan oleh Pertamina.
3. Tidak merubah sistem pengapian pada mesin.

METODE

Kegiatan yang di lakukan dalam penelitian ini adalah membandingkan performa *horse power* dan torsi menggunakan bahan bakar minyak (pertamax) dengan menggunakan bahan bakar gas (LPG) serta membandingkan emisi gas buang, lalu di analisis data. Tahapan proses kegiatan yang dilakukan dalam penelitian ini digambarkan melalui diagram alir penelitian pada Gambar 1.



Gambar 4. Diagram Alir Penelitian

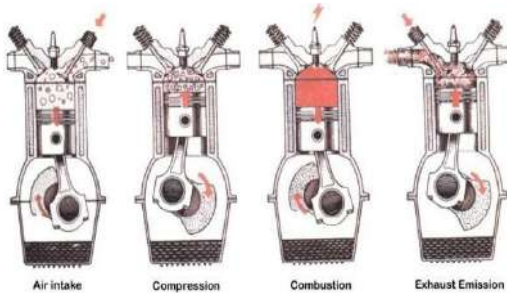
HASIL

Motor Bensin

Motor bakar bensin atau biasa juga disebut dengan (otto engine) adalah. penggerak yang paling sering digunakan, motor bensin sendiri memiliki 2 jenis tipe pembakaran, yaitu pembakaran dalam dan pembakaran luar. Pembakaran dalam atau *Internal Combustion Engine* adalah merupakan pembakaran dengan memanfaatkan energi kalor dari proses pembakaran menjadi mekanik, sedangkan pembakaran luar atau *Eksternal Combudtion Engine* merupakan pembakaran dengan cara memperoleh energi dengan proses dari luar.[2] Motor bakar bensin ini sendiri memiliki 2 siklus yang diketahui secara umum oleh masyarakat, yaitu motor 4 langkah (*four stroke*) dan motor 2 langkah (*Two Stroke*). Pada motor empat langkah terdapat 4 kali langkah piston naik atau memiliki 2 kali putaran poros engkol (*crankshaft*) untuk satu siklus nya, sedangkan untuk motor dua langkah hanya memiliki dua kali langkah piston naik turun atau satu kali putaran poros engkol (*crankshaft*).

Prinsip Kerja Motor Bensin

Prinsip pembakaran pada motor bensin adalah membakar bahan bakar untuk mendapatkan energi thermal. untuk melakukan gerakan mekanik dibutuhkan energi thermal yang telah diperoleh. Prinsip kerja motor bensin, secara sederhana campuran udara dan bensin dari karburator dihisap masuk kedalam silinder.[3] Motor bakar merupakan salah satu jenis kalor, mesin yang menggunakan perubahan energi pada awalnya menggunakan energi panas yang kemudian diubah menjadi energi mekanik, energi tersebut diperoleh dari hasil pembakaran.[4]



Gambar 1. Prinsip Kerja Motor Bensin

Motor bakar bensin mempunyai 2 macam tipe, yaitu 4 tak dan 2 tak motor bakar, pada 4 tak itu sendiri dibutuhkan 4 gerakan torak atau dengan 2 kali putaran poros engkol dalam satu siklus, sedangkan pada motor 2 tak dibutuhkan hanya 2 gerakan torak atau satu putaran poros engkol. [5]

a. Prinsip Kerja Mesin Bensin 4 Langkah

a. Langkah hisap (*suction stroke*)

Langkah hisap terjadi ketika piston bergerak dari TMA menuju TMB dengan katup masuk terbuka dan katup buang tertutup, sehingga terjadi kenaikan volume didalam ruang bakar.[6]

b. Langkah kompresi (*compression stroke*)

Ketika piston mencapai TMB, katup masuk tertutup dan piston akan kembali menuju TMA dengan keadaan semua katup tertutup, campuran bahan bakar dan udara didalam silinder dikompresi [14], lalu menaikkan tekanan dan suhu didalam ruang bakar, bunga api listrik diumpankan melalui spark plug ketika piston berada beberapa derajat sebelum TMA. [8]

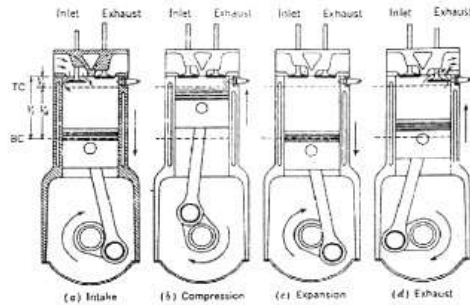
c. Langkah kerja (*power stroke*)

Tekanan yang tinggi dari proses kompresi mendorong piston dari TMA menuju TMB, dengan kondisi semua katup tertutup. Output kerja dari siklus mesin dihasilkan pada langkah kerja ini,

ketika piston bergerak dari TMA ke TMB volume ruang bakar meningkat kembali, menyebabkan tekanan dan suhu kembali turun. [8]

d. Langkah buang (*exhaust stroke*)

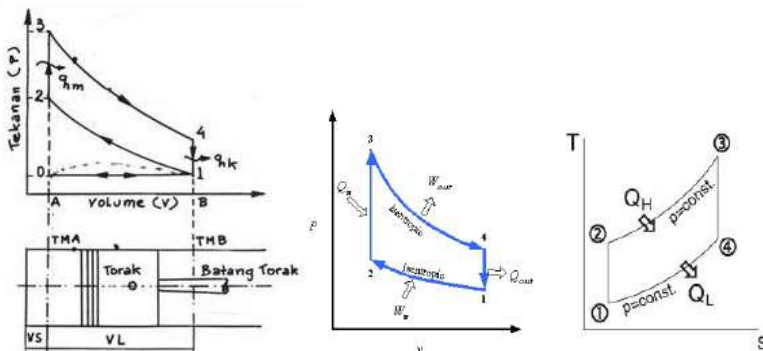
Pada saat piston mencapai TMB, silinder masih penuh dengan gas buang. Dengan katup buang yang terbuka, piston sekarang bergerak dari TMB ke TMA pada langkah buang. Ketika piston mendekati TMA maka katup masuk mulai membuka dan katup buang akhirnya secara penuh tertutup. [7]



Gambar 2. Prinsip Kerja Motor Bakar Bensin 4 Langkah

Siklus Ideal Mesin Bensin 4 Langkah

Proses pembakaran didalam motor bakar torak berlangsung secara periodik. Siklus adalah urutan kejadian yang berulang secara berlanjut dan teratur dalam urutan yang sama. Motor bensin bekerja berdasarkan siklus bensin (siklus udara tekanan tetap) siklus bensin ideal mempunyai 4 langkah seperti gambar dibawah ini [9]



Gambar 3. Siklus Ideal Mesin Bensin 4 Langkah

1. Langkah 0 – 1 adalah langkah hisap, yang terjadi pada tekanan (P) yaitu campuran bahan bakar dan udara yang dihisap kedalam silinder konstan (*isothermic*). [9]
2. Langkah 1 – 2 adalah langkah kompresi adiabatik reversibel,yaitu campuran bahan bakar dan udara dikompresi, pada kondisi isentropik (*Isentropic*). [9]
3. Langkah 2 – 3 merupakan proses pembakaran pada volume konstan (*Isokhorik*), campuran udara dan bahan bakar dinyalakan dengan bunga api. [9]
4. Langkah 3 – 4 merupakan proses ekspansi adiabatik reversibel, yang terjadi secara isentropik (*Isentropic*), kerja yang ditimbulkan gas panas yang berekspansi.[9]
5. Langkah 4 – 1 adalah proses pembuangan panas pada volume konstan, panas dibuang melewati dinding ruang bakar. (*Isokhorik*). [9]
6. Langkah 1 – 0 adalah adalah proses pembuangan kalor, katup buang terbuka maka gas sisa pembakaran terbangun keluar menuju ke knalpot (*Isothermic*). [9]

Horse Power dan Torsi

1. Horse power

Adalah salah satu parameter dalam menentukan performa motor, perbandingan perhitungan daya terhadap berbagai macam motor tergantung pada putaran mesin dan momen putar itu sendiri. [10]

$$P = \frac{2(\pi)(n)(T)}{(75)(60)} hp \quad (1)$$

2. Torsi

Momen puntir atau torsi adalah suatu ukuran kemampuan motor untuk menghasilkan kerja. di dalam torsi motor berguna pada waktu kendaraan akan bergerak (*start*) atau sewaktu mempercepat laju kendaraan, dan tenaga berguna untuk memperoleh kecepatan tinggi. [9]

$$T = (F)(r)$$

Pertamax

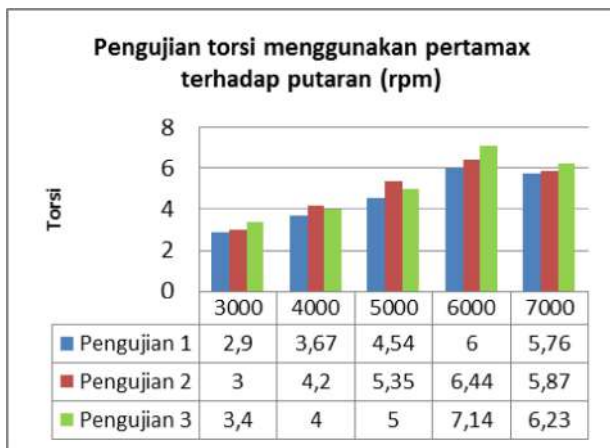


Diagram 1. Pengujian Torsi dengan Pertamax

Dari Diagram diatas dapat diketahui pada rpm 3000 di dapatkan hasil pengujian 1 yaitu 2,98 Nm, pada pengujian ke 2 yaitu 3 Nm, pengujian ke 3 yaitu 3,40 Nm, pada rpm 4000 di dapatkan hasil pengujian 1 yaitu 3,67 Nm, pada pengujian ke 2 yaitu 4,20 Nm, pengujian ke 3 yaitu 4 Nm, pada rpm 5000 didapatkan hasil pengujian 1 yaitu 4,54 Nm, pada pengujian ke 2 yaitu 5,35 Nm, pada pengujian ke 3 yaitu, 5 Nm, pada rpm 6000 didapatkan hasil pengujian ke 1 yaitu 6 Nm, pada pengujian ke 2 yaitu 6,44 Nm, pada pengujian ke 3 yaitu 7,14 Nm, pada rpm 7000 didaptnkan hasil pengujian ke 1 yaitu 5,76 Nm, pada pengujian ke 2 yaitu 5,87 Nm, pada pengujian ke 3 yaitu 6,23 Nm.

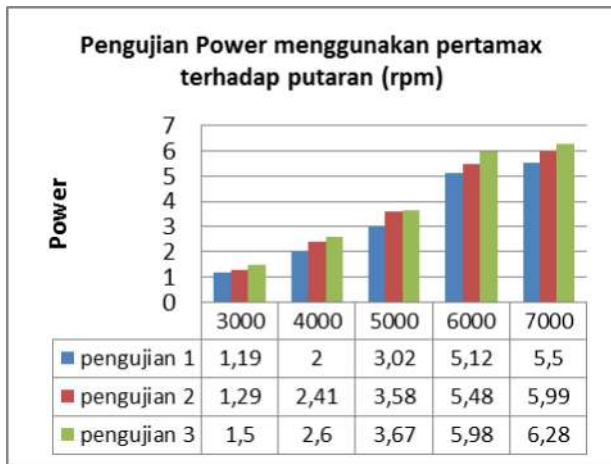


Diagram 2. Pengujian *Power* dengan Pertamax

Dari diagram diatas pada perhitungan power dengan menggunakan pertamax pada rpm 3000 di dapatkan hasil pengujian 1 yaitu 1,19 hp, pada pengujian ke 2 yaitu 1,29 hp, pengujian ke 3 yaitu 1,5 hp, pada rpm 4000 didapatkan hasil 2 hp pada pengujian ke 1, pada pengujian ke 2 yaitu 2,41 hp, pengujian ke 3 yaitu 2,60 hp, pada rpm 5000 didapatkan hasil 3,02 hp pada pengujian ke 1, pada pengujian ke 2 yaitu 3,58 hp, pengujian ke 3 yaitu 3,67 hp, pada rpm 6000 didapatkan hasil 5,12 hp pada pengujian ke 1, pada pengujian ke 2 yaitu 5,48 hp, pengujian ke 3 yaitu 5,98 hp, pada rpm 7000 didapatkan hasil 5,50 hp pada pengujian ke 1, pengujian ke 2 di dapatkan hasil yaitu 5,99 hp, pengujian ke 3 yaitu 6,28 hp.

Tabel 1. Emisi Gas Buang dengan Pertamax

Putaran (rpm)	CO (%)	HC (ppm)	CO ₂ (%)
2000	0,46	284	6,4
4000	1,72	129	7,7
6000	1,45	119	11,5

LPG

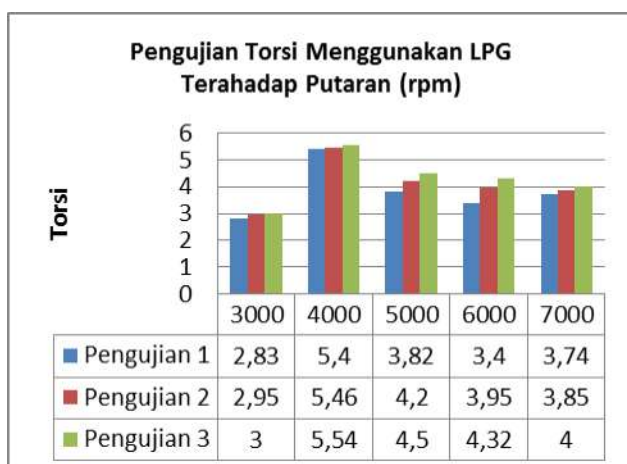


Diagram 3. Pengujian Torsi dengan LPG

Dari diagram di atas dapat diketahui pada rpm 3000 di dapatkan hasil pengujian 1 mendapatkan nilai 2,83 Nm, pada pengujian kedua 2,95 Nm, pada pengujian terakhir mendapatkan 3 Nm. Pada percobaan rpm 4000 di dapatkan hasil pengujian pertama yaitu 5,4 Nm, kemudian pada pengujian selanjutnya mendapatkan 5,46 Nm, pada pengujian terakhir mendapatkan 5,54 Nm. Pada percobaan rpm 5000 di dapatkan hasil pengujian 1

mendapatkan 3,82 Nm, pada percobaan selanjutnya mendapatkan 4,2 Nm, kemudian percobaan terakhir mendapatkan 4,5 Nm. Pada percobaan dengan menggunakan rpm 6000 di dapatkan hasil pengujian 1 yaitu 3,4 Nm, percobaan selanjutnya mendapatkan 3,95 Nm, percobaan terakhir mendapatkan 4,32 Nm. Pada percobaan dengan rpm 7000 di dapatkan hasil pengujian 1 yaitu 3,74 Nm, pada percobaan selanjutnya yaitu 3,85, sedangkan percobaan terakhir mendapatkan 4 Nm.

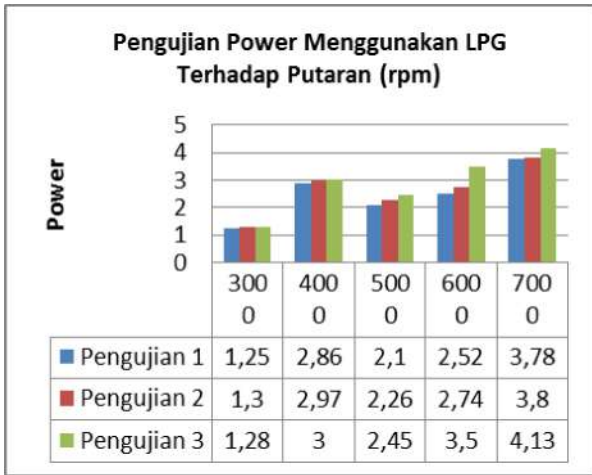


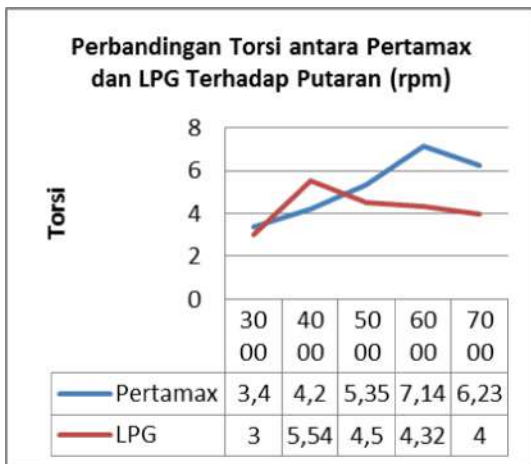
Diagram 4. Pengujian *Power* dengan LPG

Dari diagram di atas diketahui pada rpm 3000 mendapatkan hasil yaitu 1,25 hp, sedangkan pada percobaan selanjutnya mendapatkan hasil 1,3 hp, pada percobaan terakhir mendapatkan 1,28 hp. Pada percobaan dengan menggunakan rpm 4000 di dapatkan hasil yaitu dengan pengujian 1 yaitu 2,86 hp, pada percobaan selanjutnya mendapatkan hasil 2,97, pada percobaan terakhir mendapatkan 3 hp. Percobaan selanjutnya menggunakan rpm 5000 pada percobaan 1 mendapatkan hasil 2,1 hp, pada percobaan selanjutnya mendapatkan hasil 2,26, percobaan terakhir mendapatkan 2,45. Pada percobaan dengan rpm 6000 pengujian 1 mendapatkan hasil 2,52 hp, sedangkan percobaan selanjutnya mendapatkan 2,74 hp, pada percobaan terakhir mendapatkan 3,5 hp. Percobaan dengan rpm 7000 pada pengujian 1 mendapatkan hasil yaitu 3,78 hp, percobaan selanjutnya mendapatkan 3,8 hp, pada percobaan terakhir mendapatkan 4,13 hp.

Tabel 2. Emisi Gas Buang dengan LPG

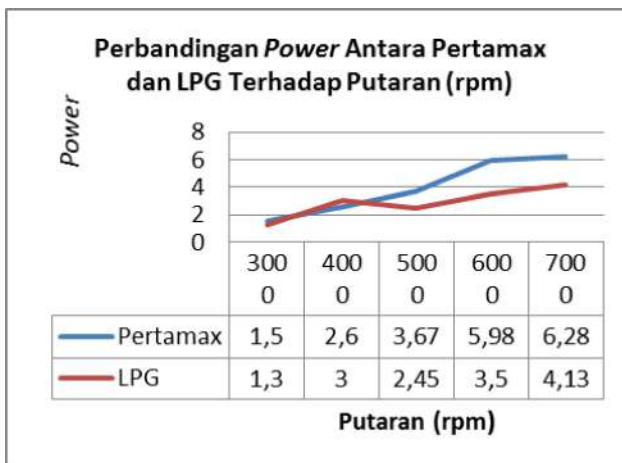
No	Putaran (rpm)	CO(%)	HC (ppm)	CO ₂ (%)
1	2000	0,5	350	14,5
2	4000	0,75	360	13,75
3	6000	1,75	345	12,5

a. Perbandingan Torsi dan *Power*



Grafik 1. Perbandingan Torsi Pertamina dan LPG

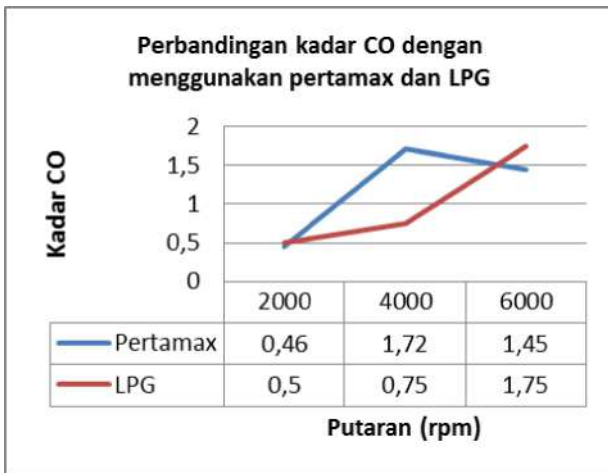
Dapat kita lihat dari grafik di atas merupakan hasil pengambilan data dari Pertamina dan LPG, Grafik di atas diambil dari nilai torsi yang tertinggi dari setiap pengujian, dan grafik di atas menunjukkan nilai torsi tertinggi yaitu dengan menggunakan Pertamina pada putaran 6000 rpm dengan nilai 7,14 Nm.



Grafik 2. Perbandingan Power Pertamina dan LPG

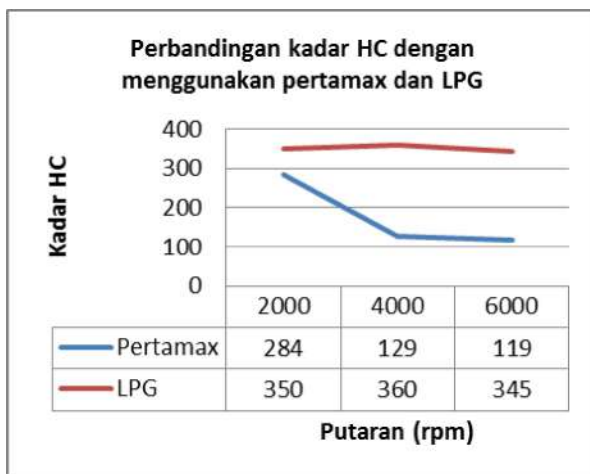
Dapat kita lihat grafik di atas merupakan hasil pengambilan data dari Pertamina dan LPG, Grafik di atas diambil dari *power* yang tertinggi dari setiap pengujian, dan grafik di atas menunjukkan nilai *power* tertinggi yaitu dengan menggunakan Pertamina dengan 7000 rpm mendapat nilai 6,28 hp.

Perbandingan Emisi Gas Buang Pertamina dan LPG



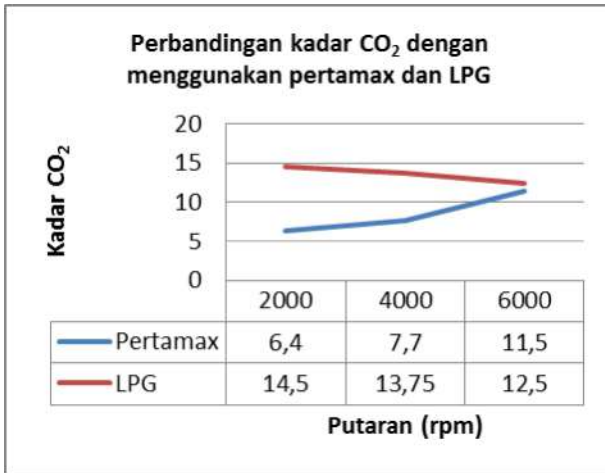
Grafik 3. Perbandingan Emisi Gas Buang CO

Dari grafik diatas menunjukan bahwa pembakaran dengan bahan bakar LPG terjadi lebih sempurna dibandingkan dengan menggunakan pertamax, karena gas LPG memiliki kadar karbon yang lebih rendah, hal ini disebabkan karena bahan bakar gas LPG memiliki nilai angka oktan yang lebih tinggi (120) dari pada pertamax (92). Sehingga hasil pembakarannya relatif lebih bersih.



Grafik 4. Perbandingan Emisi Gas Buang HC

Dari grafik diatas menunjukan bahwa pada pembakaran dengan bahan bakar LPG terjadi peningkatan HC. Kadar HC gas buang menunjukan besarnya jumlah bahan bakar yang terbuang percuma dalam proses pembakaran. Dengan bahan bakar gas kadar emisi gas buang HC tinggi dikarenakan spesifikasi pada mesin tersebut memang dirancang untuk mesin bahan bakar bensin. Hal ini disebabkan *timing* pengapian tidak tepat ketika menggunakan bahan bakar gas sehingga mengakibatkan banyak bahan bakar gas yang tidak terbakar secara sempurna dan mengakibatkan kadar emisi gas buang HC tinggi.



Grafik 5. Perbandingan Emisi Gas Buang CO₂

Dari grafik diatas menunjukkan bahwa pembakaran dengan menggunakan LPG mengalami peningkatan kadar CO₂ dengan selisih 3% dari penggunaan dengan pertamax. Kadar CO₂ menunjukkan hasil pembakaran didalam mesin semakin tinggi nilainya maka semakin baik pembakaran yang terjadi.

KESIMPULAN

- a. Untuk menggunakan bahan bakar gas LPG pada kendaraan bermotor digunakan suatu alat konverter dimana alat ini berfungsi untuk mengkonversi atau merubah pemakaian bahan bakar minyak (BBM) ke bahan bakar gas (BBG) yang dimasukkan ke dalam mesin kendaraan bermotor.
- b. Dari hasil pengujian yang telah di lakukan mesin dengan menggunakan bahan bakar pertamax menghasilkan torsi dan daya yang lebih tinggi di dibandingkan dengan menggunakan bahan bakar LPG, hal ini di sebabkan kandungan perunit dari energi bensin lebih besar (31,85 kg/J) sedangkan LPG (25,525 kg/J).
- c. Pada penggunaan mesin bensin mendapatkan nilai CO₂ sebesar 11,5% sedangkan pada mesin dengan LPG mendapatkan nilai 12,5% pembakaran dengan menggunakan LPG mengalami peningkatan kadar CO₂, menunjukkan pembakaran didalam mesin, semakin tinggi nilainya maka semakin baik pembakaran yang terjadi. Nilai HC dari pembakaran dengan LPG mengalami peningkatan HC sebesar 350 ppm sedangkan pada mesin menggunakan LPG mendapatkan nilai sebesar 284 ppm, kadar HC pada gas buang menunjukkan besar jumlah nya bahan bakar yang terbuang percuma dalam proses pembakaran, hal ini disebabkan mesin tersebut di design menggunakan bahan bakar bensin. Pada kandungan CO mesin bensin mendapatkan nilai 1,45% sedangkan pada LPG mendapatkan nilai 1,75% pembakaran dengan bahan bakar LPG lebih sempurna sehingga kandungan nilai CO lebih rendah, hal ini di sebabkan nilai oktan pada LPG lebih tinggi (120) dibandingkan pertamax (92).

DAFTAR PUSTAKA

- [1] I. Kurniaty dan H. Hermansyah, "Potensi pemanfaatan LPG (Liquefied Petroleum Gas) sebagai bahan bakar bagi pengguna kendaraan," 2016.
- [2] F. Parende, I. H. Gunawan, dan I. N. Gede, "Analisis konsumsi bahan bakar motor bensin yang terpasang pada sepeda motor suzuki smash 110cc," 2013.
- [3] A. Suyatno, "Pengaruh pemanasan bahan bakar dengan radiator sebagai upaya meningkatkan kinerja mesin bensin," 2010.
- [4] M. T. Mara Made I, Wirawan Made, "Pengaruh ignition timing dengan bahan bakar LPG terhadap unjuk kerja mesin bensin empat langkah satu silinder," 2014.
- [5] A. Sanata, "Optimalisasi prestasi mesin bensin dengan variasi temperatur campuran bahan bakar premium dan etanol," 2012.
- [6] A. K. Faisal, "Analisis performa mesin menggunakan bahan bakar pertamax, pertamax turbo, shell

super, dan shell v-power terhadap daya dan torsi pada yamaha NMAX 155cc,” 2019.

- [7] U. S. Dharma dan T. H. Wahyudi, “Pengaruh volume ruang bakar sepeda motor terhadap prestasi mesin sepeda motor 4 langkah,” 2015.
- [8] W. W. Pulkrabek, “Engineering fundamentals of the internal combustion engine,” 2004.
- [9] I. G. Wiratmaja, “Analisa unjuk kerja motor bensin akibat pemakaian biogasoline,” 2010.
- [10] S. Mulyono dan G. Budha, “Pengaruh penggunaan dan perhitungan efisiensi bahan bakar premium dan pertamax terhadap unjuk kerja motor bakar bensin,” 2012.

ANALISIS MODEL TURBIN ANGIN HORIZONTAL DENGAN SUSUNAN *IN-LINE* MENGGUNAKAN METODE *PARTICLE IMAGE VELOCIMETRY*

Kamaludin Ahmad^{1,a****}, Ismail^{2,b*}, dan Dr. Ramon Trisno^{3,c*}

^{1,2,3}Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK. Penelitian turbin angin horizontal yang disusun masih sangat minim dilakukan di Indonesia, sehingga penelitian turbin angin horizontal dengan susunan *in-line* harus dilakukan untuk menghasilkan energi yang maksimal dan memanfaatkan lahan yang ada di Indonesia secara optimal. Metode penelitian yang dilakukan adalah eksperimen pengujian dan *particle image velocimetry* menggunakan turbin angin horizontal tipe sudu NACA 4421 dengan variasi susunan *in-line* (1D – 3D) terhadap variasi kecepatan angin (1 – 5 m/s). Penelitian ini dilakukan menggunakan *wind tunnel* untuk mengetahui karakteristik aliran setelah terjadi tumbukan dengan turbin. Hasil penelitian ini menunjukkan kontur kecepatan aliran dan intensitas turbulensi pada setiap variasi kecepatan memiliki pola yang hampir sama, perbedaan kontur terjadi ketika adanya perbedaan jarak antar turbin pada variasi susunan. Fluktuasi profil kecepatan aliran dan intensitas turbulensi yang terjadi dipengaruhi oleh kecepatan angin yang diterima dan jarak susunan turbin yang digunakan. Karakteristik aliran paling baik dan dapat menghasilkan performa paling optimal turbin angin horizontal dengan susunan *in-line* diperoleh pada variasi kecepatan 5 m/s dengan jarak 3D.

Kata kunci—Turbin Angin Horizontal; *In-Line*; Wind tunnel; Particle Image Velocimetry.

PENDAHULUAN

Latar Belakang

Angin adalah salah satu sumber energi terbarukan yang dikembangkan saat ini. Energi angin termasuk energi terbarukan yang didefinisikan sebagai energi yang secara cepat dapat diproduksi kembali melalui proses alam. Beberapa kelebihan dari energi terbarukan seperti angin adalah sumbernya relatif mudah didapat, dapat diperoleh dengan gratis, minim limbah, tidak mempengaruhi suhu bumi secara global, dan tidak terpengaruh oleh kenaikan harga bahan bakar [1].

Energi angin adalah salah satu jenis sumber energi terbarukan yang potensial sebagai sumber energi komplementer bahan bakar fosil untuk menghasilkan energi listrik melalui proses konversi dengan teknologi turbin angin. Potensi energi angin yang terdapat di Indonesia memiliki *range* sebesar 1 m/s hingga 5 m/s [2], di mana dengan kecepatan angin 1 m/s hingga 5 m/s dapat juga digunakan untuk Pembangkit Listrik Tenaga Bayu (PLTB) berskala kecil (10 kW) dan energi angin juga dapat digunakan untuk penelitian atau pengujian aerodinamik pada terowongan angin. Komponen utama pemanfaatan energi angin pada pembangkit listrik ataupun terowongan angin adalah turbin. Jenis-jenis turbin angin dibagi dalam dua kategori, yaitu turbin angin sumbu horizontal (HAWT) dan turbin angin sumbu vertikal (VAWT). Pengaplikasian turbin angin horizontal masih terdapat banyak kendala, salah satunya tempat untuk membuat susunan turbin angin, karena menurut H. Wilson penyusunan secara seri (*single turbine*) masih kurang optimal dalam pemanfaatan lahannya [3].

Penyusunan konfigurasi turbin seharusnya berjauhan dengan turbin, agar turbulensi yang dihasilkan berkurang atau bisa menjadi tidak ada. Ivan Mustakerof menyatakan dalam penelitiannya bahwa susunan turbin angin horizontal mempengaruhi daya dari turbin, semakin jauh jarak susunan semakin baik performansi dari turbin, yang diakibatkan intensitas turbulensi berkurang perlu diketahui bahwa intensitas turbulensi menjadi penyebab olakan (*wake*) yang dapat menurunkan performansi turbin [4].

**** Corresponding author: ^akamaludinahmad.ka12@gmail.com, ^bismail@univpancasila.ac.id, ^cramon_t@univpancasila.ac.id

Penelitian ini akan membahas pengaruh susunan *in-line* turbin angin horizontal terhadap karakteristik aliran udara menggunakan metode *Particle Image Velocimetry* (PIV). Susunan *In-line* turbin yang disusun secara sejajar. Turbin angin yang disusun akan dianalisis menggunakan metode PIV. *Particle Image Velocimetry* (PIV) adalah metode optik untuk mendapatkan informasi vektor kecepatan aliran dengan menggunakan prinsip perpindahan partikel terhadap waktu yang sebelumnya sengaja ditambahkan pada aliran. Aliran yang telah ditambahkan *seeding particle* akan disinari dengan laser untuk mendapatkan efek *freezing*, disaat yang sama kamera menangkap posisi partikel pada aliran tersebut. Menggunakan perhitungan perpindahan partikel terhadap waktu pengambilan antar gambar satu dengan yang lain maka didapatkan informasi kecepatan [5]. Metode ini mulai berkembang pesat dalam beberapa tahun terakhir, namun penelitian yang menggunakan metode PIV masi kurang berkembang dikalangan lembaga penelitian dan universitas di Indonesia dikarenakan mahalnya peralatan lengkap eksperimen PIV.

Kurangnya penelitian tentang aliran fluida menggunakan metode PIV di Indonesia maka penulis akan melakukan penelitian tentang turbin angin horizontal dengan judul “Analisis Model Turbin Angin Horizontal Dengan Susunan *In-line* Menggunakan Metode *Particle Image Velocimetry*” dan diharapkan dapat memahami perbandingan jarak susunan terbaik terhadap performansi turbin angin horizontal serta mengetahui karakteristik aliran udara di dalam terowongan angin.

Tujuan

Tujuan penelitian berisi sasaran yang ingin dicapai dalam penelitian yaitu untuk menganalisis karakteristik aliran fluida udara setelah melewati turbin angin horizontal dengan susunan *in-line* menggunakan metode *particle image velocimetry*.

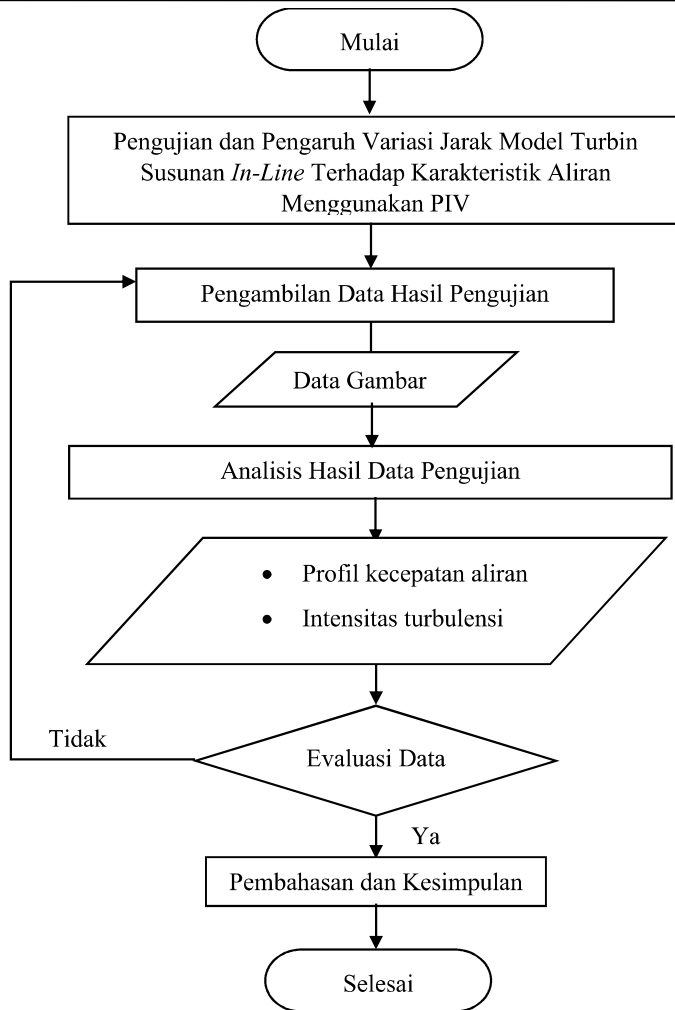
Cakupan Penelitian

Cakupan penelitian diperlukan agar penelitian lebih terarah dan menghindari pembahasan menjadi luas. Cakupan dalam penelitian ini adalah:

1. Desain turbin angin yang dianalisis adalah turbin angin horizontal.
2. Kecepatan angin antara 1 - 5 m/s dengan arah sejajar terhadap rotor turbin.
3. Jarak antar turbin yang disusun adalah sebesar 1D, 2D, dan 3D (D = diameter rotor turbin).
4. Sumber fluida adalah angin yang berasal dari fan pada terowongan angin yang diberikan partikel asap dari smoke generator.
5. Analisis dilakukan dalam kondisi operasional menggunakan metode *particle image velocimetry*.
6. Parameter pengujian yang dicari adalah profil kecepatan aliran dan intensitas turbulensi.

METODE

Kegiatan yang dilakukan dalam penelitian ini adalah pengujian dan pengambilan data menggunakan metode *particle image velocimetry*, lalu analisis data. Pengujian dilakukan pada model eksperimen terowongan angin yang sudah dilengkapi sistem PIV untuk mengetahui performansi turbin berdasarkan variabel bebas dan terikat. Variabel bebas yang dimaksud adalah variabel yang tidak dipengaruhi variabel lain yaitu susunan *in-line* turbin dan variasi kecepatan angin berdasarkan potensi kecepatan angin di Indonesia (1 m/s, 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s, dan 5 m/s). Variabel terikat adalah variabel yang dipengaruhi oleh variabel bebas yaitu karakteristik aliran udara seperti profil kecepatan aliran dan intensitas turbulensi. Tahapan-tahapan proses kegiatan yang dilakukan dalam penelitian ini digambarkan melalui diagram alir penelitian pada Gambar 1.



Gambar 1 Diagram alir penelitian

Tahap pertama adalah proses pengujian secara visual pada model turbin angin horizontal pada susunan *in-line* dengan pengaruh variasi jarak turbin terhadap karakteristik aliran pada terowongan angin dengan menggunakan bantuan sistem PIV yang ada di laboratorium universitas pancasila.

Tahap kedua merupakan proses pengambilan data dengan menggunakan bantuan alat ukur *anemometer* dan sistem PIV ketika proses pengujian berlangsung. Data yang didapat selanjutnya akan diolah menggunakan *software* openPIV.

Tahap ketiga merupakan proses analisis data hasil pengujian, untuk mengetahui karakteristik profil kecepatan dan intensitas turbulensi aliran yang terjadi saat pengujian akibat pengaruh variasi kecepatan dan jarak turbin horizontal pada susunan *in-line*.

Tahap keempat adalah tahap evaluasi untuk memastikan data hasil pengujian sesuai dengan apa yang diharapkan atau tidak ada data yang *error* ketika proses pengujian menggunakan PIV. Apabila terdapat data hasil pengujian yang *error* (tidak terbaca oleh *software*) pada sistem PIV, maka kembali ke tahap pengujian dan pengecekan ulang posisi komponen sistem PIV.

Data hasil pengujian yang telah dievaluasi selanjutnya dibahas dan akan didapatkan kesimpulan pada penelitian ini.

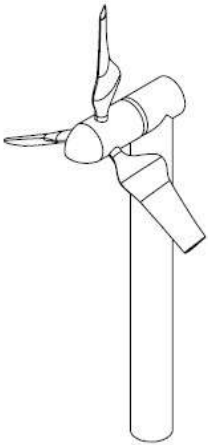
Desain dan Variasi Jarak Antar Turbin Horizontal Susunan In-Line

Turbin yang digunakan pada perancangan ini adalah turbin jenis sudu NACA 4421 seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2 yang dibuat dengan bantuan *software SolidWork*. NACA 4421 merupakan NACA seri 4 Digit

yang termasuk dari macam-macam jenis *airfoil*. Sementara untuk spesifikasi detail mengenai model turbin yang digunakan pada perancangan ini dapat dilihat pada Tabel 1.

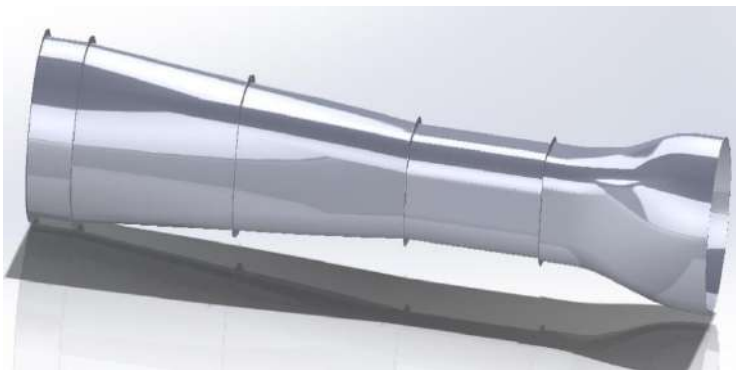
Tabel 1 Spesifikasi turbin horizontal

Diameter rotor	260 mm
Jumlah sudu	3
Tipe sudu	NACA 4421
Tinggi tiang	375 mm
Diameter tiang	35 mm



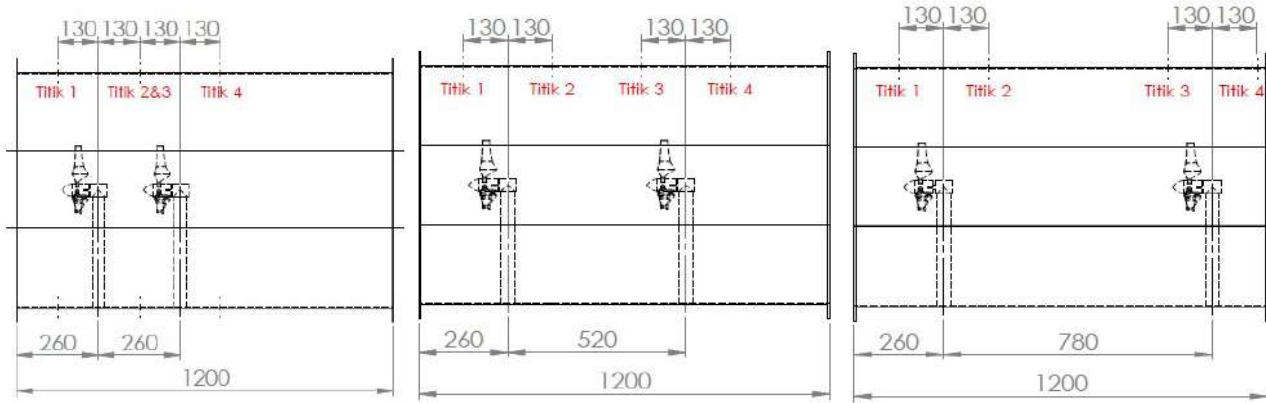
Gambar 2 Turbin horizontal

Pengujian nantinya akan dilakukan di dalam ruang uji terowongan angin yang ada di Laboratorium Teknik Mesin Universitas Pancasila. Dimensi terowongan angin akan menentukan jarak antar turbin angin. Desain terowongan angin di Laboratorium Teknik Mesin Universitas Pancasila dapat dilihat pada Gambar 3.



Gambar 3 Terowongan angin

Jarak turbin pertama dengan bagian depan *test section* sebesar 260 mm. Jarak turbin dengan dinding terowongan angin adalah 260 mm, jarak *center* turbin angin dengan terowongan angin adalah 375 mm dan jarak antara turbin pertama dengan turbin kedua adalah 1D, 2D, dan 3D (D memiliki arti diameter rotor turbin). Kondisi susunan *in-line* 1D sampai 3D dapat dilihat pada Gambar 4.



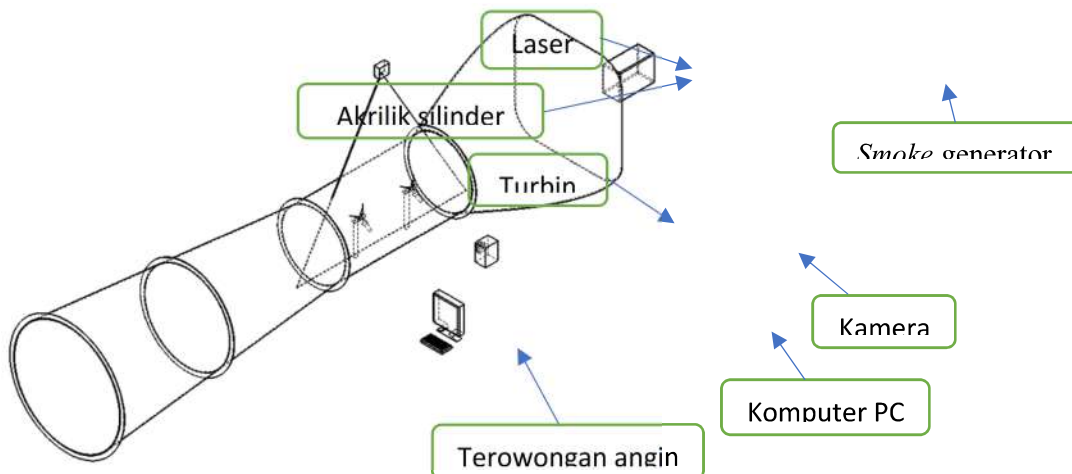
a.

b.

c.

Gambar 4 Pandangan samping susunan *in-line* (a) 1D; (b) 2D; (c) 3D

Setelah penentuan susunan turbin angin horizontal, tahapan selanjutnya pada metode penelitian adalah pengujian dan pengambilan data menggunakan sistem PIV yang sudah terintegrasi dengan terowongan angin sebagai sumber energi angin dengan variasi kecepatan angin 1 m/s sampai 5 m/s. Proses pengujian merupakan suatu proses yang bertujuan untuk memastikan suatu fungsi sistem bekerja dengan baik dan mencari kesalahan yang mungkin terjadi pada sistem. Proses pengujian turbin angin horizontal ini bertujuan untuk mengetahui karakteristik aliran udara setelah melewati turbin angin horizontal dan membandingkan hasil eksperimen pengukuran actual dengan hasil metode PIV. Skema system PIV untuk pengujian dan pengambilan data dapat dilihat pada Gambar 5.



Gambar 5 Skema pengujian menggunakan sistem PIV

Komponen-komponen yang digunakan dalam pengujian dan pengambilan data adalah:

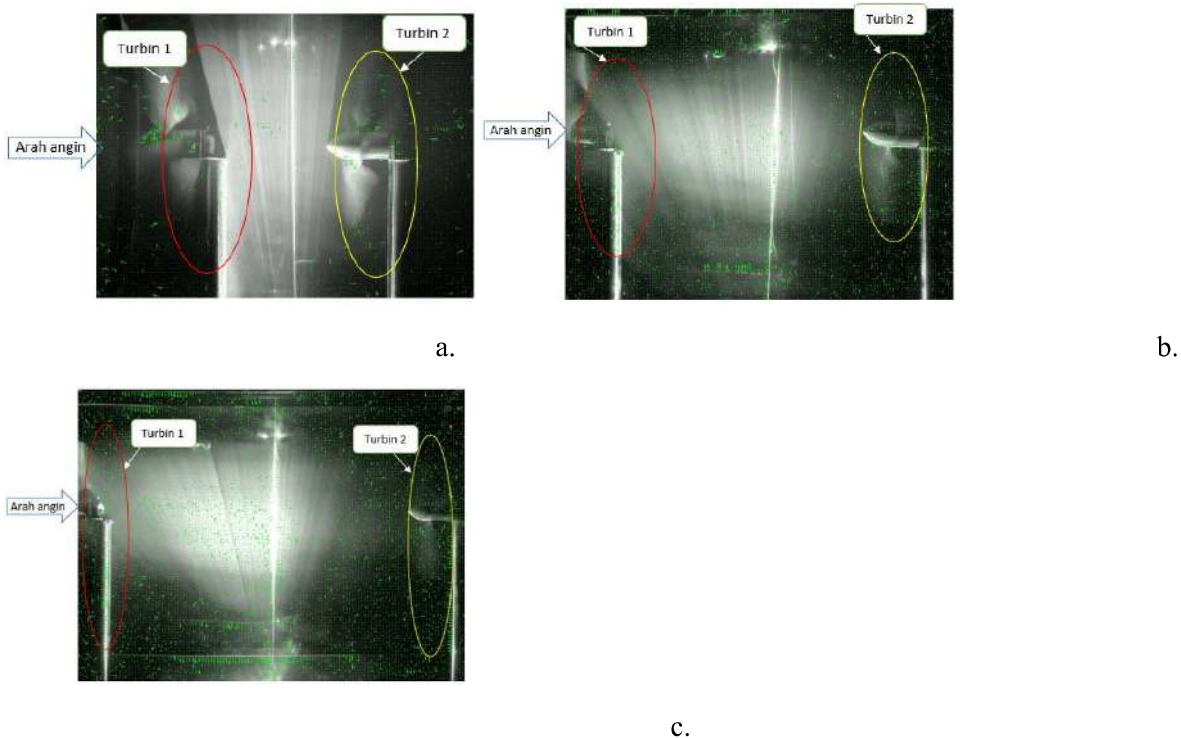
1. Terowongan angin
2. *Axial fan*
3. Turbin angin horizontal
4. Laser
5. Pembias laser
6. *Smoke generator*
7. *Seeder/Tracer particle*
8. Kamera kecepatan tinggi
9. Komputer
10. *Thermo-anemometer*

HASIL

Hasil pengujian didapatkan data berupa kecepatan angin didepan turbin dan kecepatan angin setelah melewati turbin horizontal, serta data video dan gambar aliran udara berpartikel yang melewati turbin angin yang nantinya akan divisualisasikan menggunakan *particle image velocimetry* dengan *software* MATLAB yang didalamnya terdapat *software* khusus berbentuk *script* yaitu *OpenPIV* dan *OpenPIV Spatial and Temporal Analysis Toolbox*. Data yang dibahas adalah karakteristik alirannya yang meliputi profil kecepatan aliran, intensitas turbulensi yang terjadi setelah melewati turbin angin horizontal susunan *in-line* dengan variasi jarak 1D, 2D, 3D dan kecepatan 1m/s – 5m/s menggunakan metode PIV.

Data gambar yang didapatkan saat pengujian secara eksperimen menggunakan metode *particle image velocimetry* akan diolah menjadi data vektor menggunakan *script* *OpenPIV* yang nantinya akan diolah lagi menjadi data kontur menggunakan *script* *OpenPIV Spatial and Temporal Analysis Toolbox* sehingga dapat

menampilkan besaran profil kecepatan dan intensitas turbulensi yang terdapat pada sisi daerah aliran di antara 2 turbin. Nilai profil kecepatan aliran nantinya ditampilkan dalam bentuk grafik x/h terhadap u/U_0 , sedangkan nilai intensitas turbulensi nantinya ditampilkan dalam bentuk grafik x/h terhadap u_{rms}/U_0 . x/h adalah perbandingan antara panjang *grid* gambar dengan tinggi turbin.

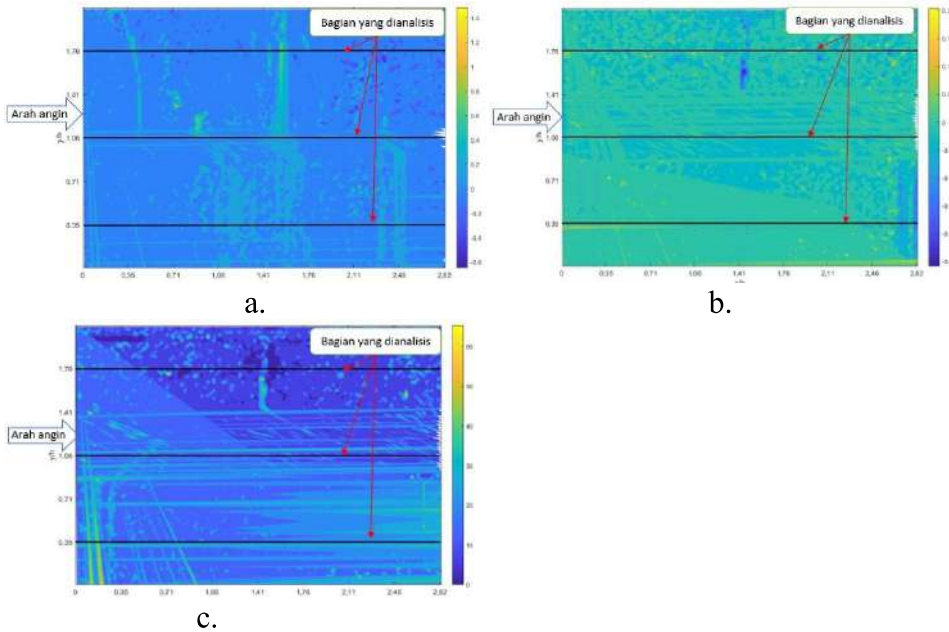


Gambar 6 Vektor aliran angin susunan *in-line* (a) 1D; (b) 2D; (c) 3D menggunakan PIV

Gambar 6 memperlihatkan vektor arah aliran angin *in-line* 1D, 2D dan 3D pada daerah aliran di antara 2 turbin dengan kecepatan 3 m/s sampai 5 m/s. Vektor arah aliran masing-masing variasi kecepatan memiliki pola yang sama pada setiap variasi jarak antar turbin, di mana arah aliran yang digambarkan dalam bentuk panah bergerak ke segala arah yang dapat mempengaruhi fluktuasi kecepatan angin dan putaran turbin yang terjadi.

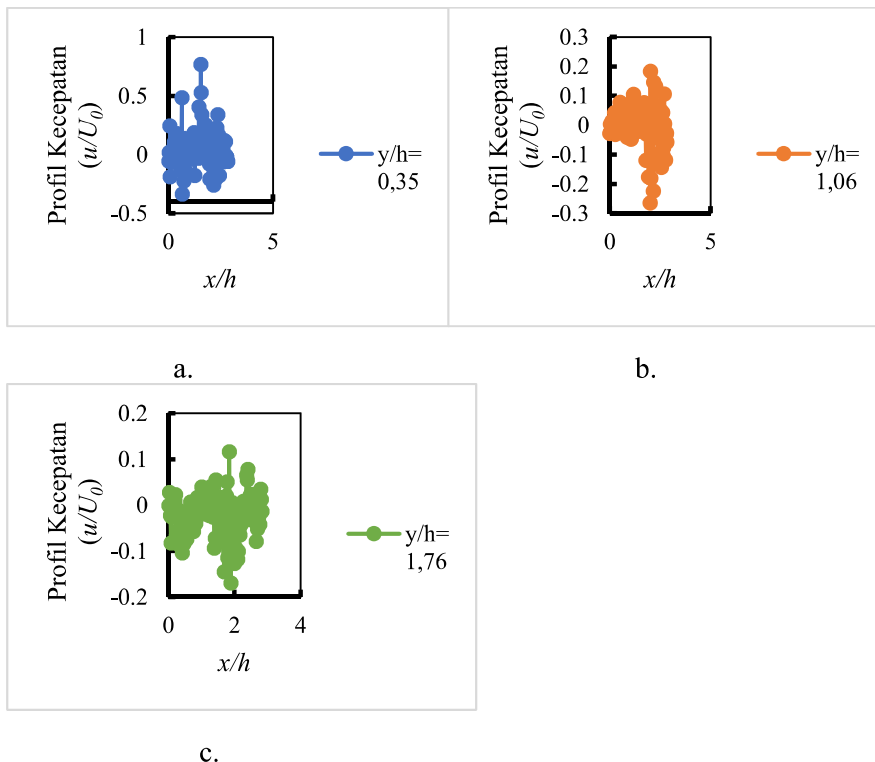
Profil Kecepatan Aliran

Data vektor yang didapatkan akan diolah menjadi data kontur kecepatan aliran seperti pada Gambar 7 yang memperlihatkan kontur profil kecepatan angin *in-line* 1D, 2D dan 3D pada daerah aliran di antara 2 turbin dengan kecepatan 3 m/s hingga 5 m/s.



Gambar 7 Kontur profil kecepatan angin susunan *in-line* (a) 1D; (b) 2D; (c) 3D menggunakan PIV

Kontur profil kecepatan angin susunan *in-line* pada masing – masing variasi kecepatan dan jarak memiliki pola kontur yang hampir sama, perbedaan terletak pada nilai profil kecepatan aliran yang diperoleh sepanjang garis x/h pada posisi $y/h = 0,35$; $y/h = 1,06$; $y/h = 1,76$ yang digambarkan dengan garis hitam. Berikut ini adalah contoh grafik profil kecepatan angin pada daerah aliran diantara 2 turbin dengan susunan *in-line* 1D, 2D dan 3D yang dapat dilihat pada Gambar 8.

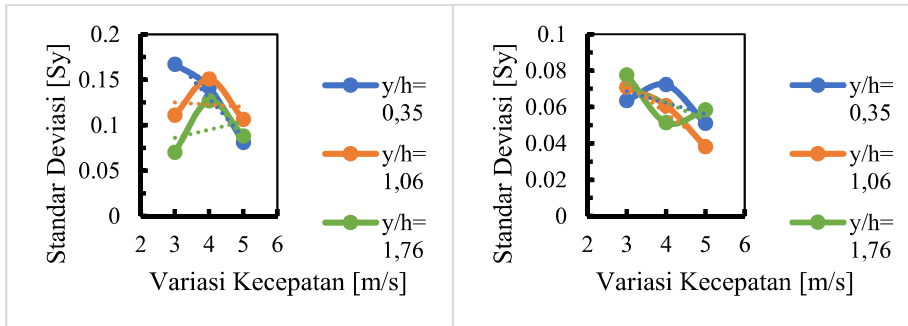


Gambar 8 Grafik profil kecepatan angin susunan *in-line* (a) $y/h = 0,35$; (b) $y/h = 1,06$; (c) $y/h = 1,76$ menggunakan PIV

Gambar 8 menunjukkan bahwa pada setiap bagian y/h memiliki nilai negatif, hal ini menandakan bahwa adanya aliran balik (berlawanan dengan arah aliran) yang terjadi pada daerah aliran. Grafik diatas juga menunjukkan terjadinya fluktuasi kecepatan aliran, besaran dari fluktuasi aliran tersebut dapat dinyatakan

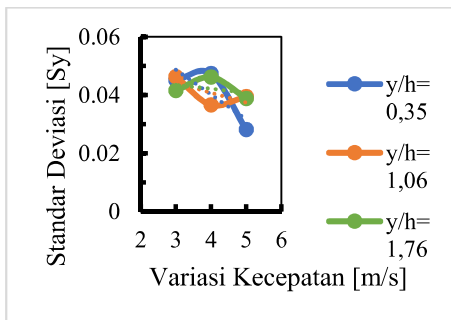
dalam bentuk nilai standar deviasi. Standar deviasi adalah nilai statistik yang dimanfaatkan untuk menentukan sebuah sebaran data dalam suatu sampel, serta seberapa dekat titik data individu ke *mean* atau rata-rata nilai sampelnya. Standar deviasi dapat dicari menggunakan *software Microsoft Excel* dengan persamaan (1) dibawah ini.

$$s_y = \sqrt{\frac{\sum(x - \bar{x})^2}{(n - 1)}} \quad (1)$$



a.

b.



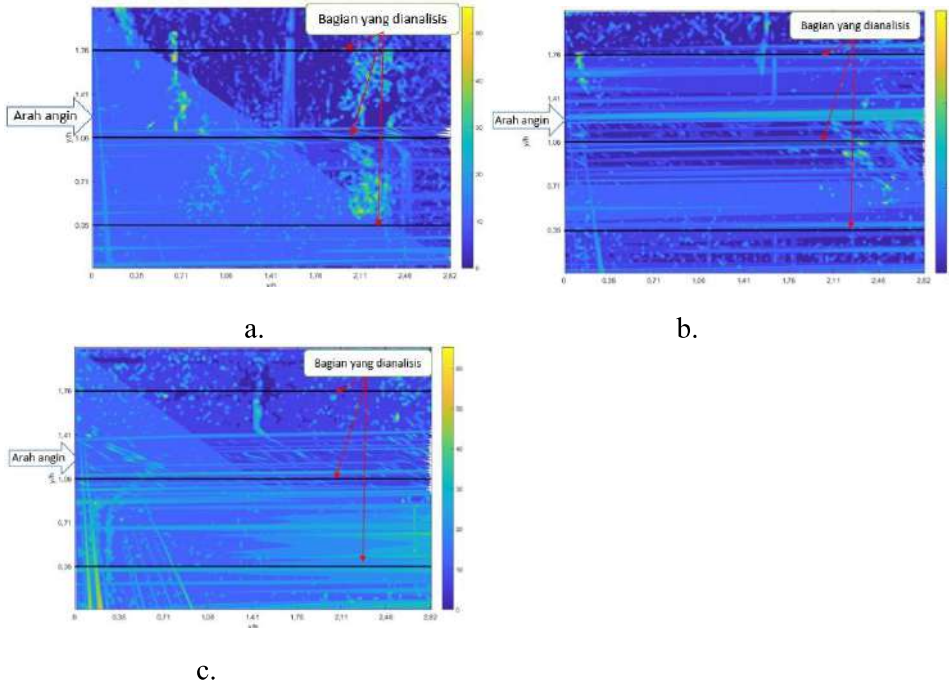
c.

Gambar 9 Grafik perbandingan kecepatan angin terhadap nilai standar deviasi profil kecepatan angin susunan *in-line* (a) 1D; (b) 2D; (c) 3D menggunakan PIV

Gambar 9 menunjukkan nilai standar deviasi pada setiap posisi *y/h* selalu berubah-ubah terhadap peningkatan variasi kecepatan, hal ini dikarenakan olakan (*wake*) yang berasal dari putaran turbin 1 yang memiliki nilai intensitas turbulensi yang tinggi. Nilai standar deviasi cenderung memiliki tren menurun seiring meningkatnya kecepatan angin, meskipun ada kenaikan pada variasi kecepatan tertentu sehingga semakin menurun nilai standar deviasi profil kecepatan, maka kecepatan aliran yang mengenai turbin 2 lebih stabil dan putaran turbin 2 akan lebih stabil juga. Hal ini dapat dibuktikan dengan membandingkan pada penelitian Dimas Wildan Wibowo pada tahun 2019 [6], dimana peneliti melakukan pengukuran turbin yang membuktikan bahwa meningkatnya variasi kecepatan angin dapat meningkatkan putaran turbin.

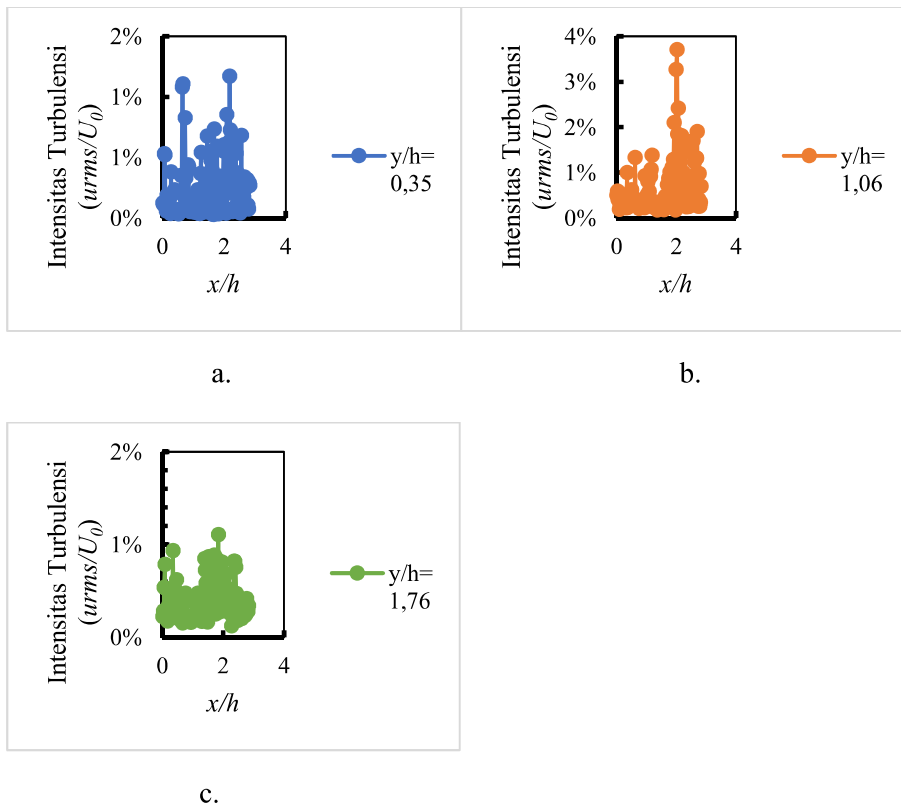
Intensitas Turbulensi

Data vektor yang didapatkan diolah menjadi data kontur intensitas turbulensi seperti pada Gambar 10 yang memperlihatkan kontur intensitas turbulensi *in-line* 1D, 2D dan 3D pada daerah aliran di antara 2 turbin dengan kecepatan 2 m/s hingga 5 m/s.

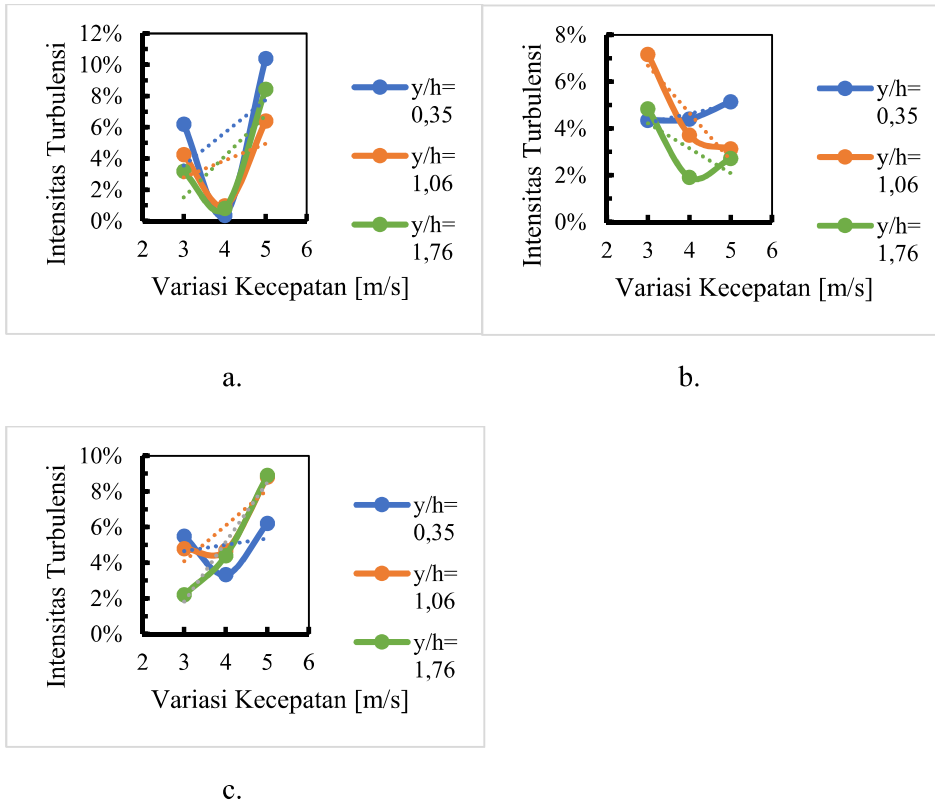


Gambar 10 Kontur intensitas turbulensi susunan *in-line* (a) 1D; (b) 2D; (c) 3D menggunakan PIV

Kontur intensitas turbulensi susunan *in-line* pada masing – masing variasi kecepatan dan jarak memiliki pola kontur yang hampir sama, perbedaan terletak pada nilai profil kecepatan aliran yang diperoleh sepanjang garis x/h pada posisi $y/h = 0,35$; $y/h = 1,06$; $y/h = 1,76$ yang digambarkan dengan garis hitam. Berikut ini adalah contoh grafik profil kecepatan angin pada daerah aliran diantara 2 turbin dengan susunan *in-line* 1D, 2D dan 3D yang dapat dilihat pada Gambar 11.



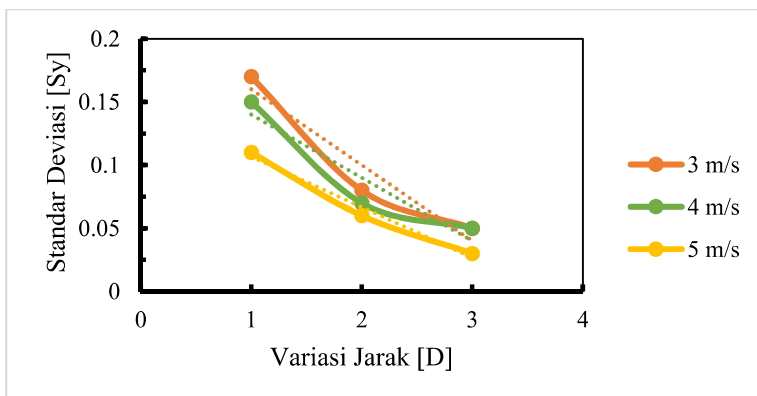
Gambar 11 Grafik intensitas turbulensi susunan *in-line* (a) $y/h = 0,35$; (b) $y/h = 1,06$; (c) $y/h = 1,76$ menggunakan PIV



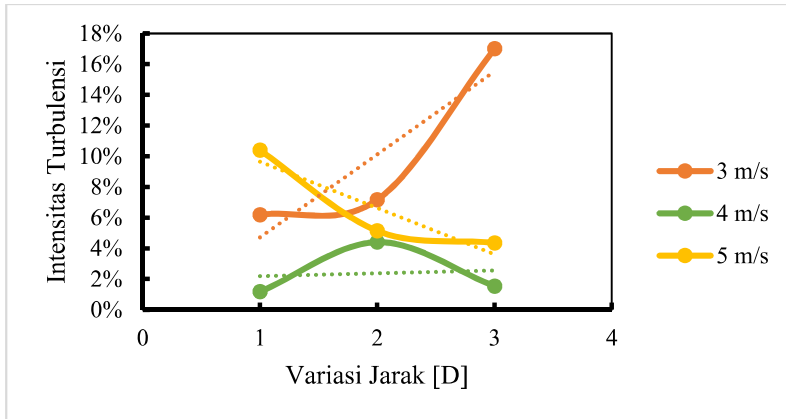
Gambar 12 Grafik perbandingan kecepatan angin terhadap intensitas turbulensi tertinggi susunan *in-line* (a) 1D; (b) 2D; (c) 3D menggunakan PIV

Gambar 12 menunjukkan kondisi intensitas turbulensi pada sumbu y/h dengan tren yang selalu berubah-ubah terhadap peningkatan variasi kecepatan dan jarak susunan antar turbin, hal ini dikarenakan olakan (*wake*) yang berasal dari putaran turbin 1.

Analisis lebih lanjut dilakukan untuk menentukan jarak antar turbin paling baik agar mendapatkan performa turbin yang optimal, dengan mengambil data standar deviasi profil kecepatan dan intensitas turbulensi tertinggi di antara posisi titik y/h= 0,35; y/h= 1,06; dan y/h= 1,76 pada setiap variasi kecepatan 3 m/s, 4 m/s dan 5 m/s yang nantinya dibandingkan dengan setiap jarak susunan turbin yaitu 1D, 2D, dan 3D dapat dilihat pada Gambar 13 dan Gambar 14.



Gambar 13 Grafik perbandingan variasi jarak susunan turbin terhadap standar deviasi profil kecepatan angin pada setiap variasi kecepatan menggunakan PIV



Gambar 14 Grafik perbandingan variasi jarak susunan turbin terhadap intensitas turbulensi pada setiap variasi kecepatan menggunakan PIV

Gambar 13 menunjukkan bahwa nilai standar deviasi profil kecepatan pada setiap variasi kecepatan selalu berubah-ubah terhadap peningkatan jarak susunan antar turbin, hal ini dikarenakan olakan (*wake*) yang berasal dari putaran turbin 1 yang memiliki intensitas turbulensi yang tinggi. Nilai standar deviasi profil kecepatan cenderung memiliki tren menurun seiring dengan meningkatnya variasi kecepatan dan jarak susunan turbin, sehingga semakin rendah nilai standar deviasi profil kecepatan, maka fluktuasi kecepatan aliran yang terjadi juga semakin rendah dan stabil. Aliran yang stabil akan berdampak pada kinerja turbin yang lebih optimal dan berputar lebih cepat. Hasil ini pun diperkuat dengan penelitian Dimas Wildan Wibowo pada tahun 2019 [6], dimana peneliti melakukan pengukuran putaran turbin dan membuktikan bahwa meningkatnya jarak susunan antar turbin dapat meningkatkan putaran turbin.

Gambar 14 menunjukkan bahwa posisi intensitas turbulensi tertinggi pada setiap variasi kecepatan selalu berubah-ubah terhadap peningkatan jarak susunan turbin, hal ini dikarenakan olakan (*wake*) yang berasal dari putaran turbin 1. Intensitas turbulensi pada setiap variasi kecepatan cenderung memiliki tren meningkat seiring dengan meningkatnya jarak susunan turbin, meskipun pada variasi kecepatan tertentu intensitas turbulensi mengalami penurunan karena jarak susunan turbin.

Hasil keseluruhan dari penelitian ini menunjukkan bahwa meningkatnya variasi kecepatan angin dan variasi jarak susunan turbin dapat mempengaruhi profil kecepatan aliran dan intensitas turbulensi yang menjadi fluktuatif. Berdasarkan grafik perbandingan diatas dapat dilihat bahwa aliran paling stabil dan menghasilkan performa turbin yang paling optimal terjadi pada susunan jarak 3D kecepatan 5 m/s.

KESIMPULAN

1. Hasil pengujian dengan metode *particle image velocimetry* memperlihatkan profil kecepatan angin dan intensitas turbulensi setelah melewati turbin pada setiap variasi kecepatan memiliki kontur yang hampir sama, perbedaan bentuk kontur terjadi pada saat variasi jarak susunan antar turbin yang disebabkan karena menurunkan fluktuasi nilai profil kecepatan aliran dan meningkatkan intensitas turbulensi yang terjadi.
2. Hasil keseluruhan dari penelitian ini menunjukkan bahwa peningkatan variasi kecepatan dan variasi jarak susunan pada model turbin angin horizontal 3 (tiga) sudu yang memiliki spesifikasi diameter 260mm; tinggi 375mm; jenis sudu NACA 4421 dapat mempengaruhi perubahan profil kecepatan aliran, intensitas turbulensi, dan putaran turbin yang terjadi. Performa turbin paling optimal dengan profil kecepatan paling baik terjadi pada susunan turbin *in-line* jarak susunan 3D dengan kecepatan angin 5 m/s.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] M. A. Frisco, "Uji Eksperimental Model Turbin Angin Darrieus Tipe H 2 Tingkat Dengan Kombinasi 3 Bilah Naca 0018 Dan 2 Bilah Savonius Per Tingkat," J. Tek. Mesin, vol. 1, no. 01, pp. 126–131, 2015.
- [2] Razivky, "Perancangan Pembuatan Dan Pengujian Model Turbin Angin Sumbu Horizontal 3 Sudu," Universitas Pancasila, 2017.

- [3] D. Wilson, S. Cussat-Blanc, K. Veeramachaneni, U.-M. O'Reilly, and H. Luga, "A continuous developmental model for wind farm layout optimization," pp. 745–752, 2014.
- [4] A. A. Azmi, "Simulasi Numerik Wake Effect Terhadap Performa Turbin Angin Pada Ladang Angin Susunan Non-Staggered Far Wake Dan Near Wake," Dep. Tek. Mesin Dan Ind. Fak. Tek. Univ. Gadjah Mada Yogyakarta, 2017.
- [5] N. Setiadji, "Studi PIV Pengaruh Kontrol Aktif Synthetic Jet pada model bluff body," 2012.
- [6] W. W. Dimas, "Eksperimental Model Turbin Angin Horizontal Dengan Susunan In-Line" 2019.

PERFORMA MESIN TERHADAP PENGGUNAAN MEKANISME DUAL VVT-I PADA MESIN BENSIN DENGAN METODE EKSPERIMENTAL

Akhdan Naufal^{1,a†††}, Wegie Ruslan^{2,b*}, dan Nely Toding Bunga^{3,c*}

¹Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

²Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

³Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK. Mobil adalah salah satu alat transportasi yang sangat diminati oleh masyarakat Indonesia. Dalam memnuhi harapan masyarakat akan sebuah mobil, pihak pabrikan biasanya terus berlomba dalam pengembangan teknologinya salah satunya dalam teknologi pengembangan mesin. Saat ini teknologi mesin yang terus berkembang adalah bagaimana bisa menghasilkan tenaga mesin yang besar namun tetap irit bahan bakar. Salah satu teknologi tersebut yang ada saat ini adalah *Variable Valve Timing with Intelligence* (VVT-I) yang sudah terkenal. Saat ini teknologi ini pun terus dikembangkan menjadi Dual VVT-I dengan keunggulan lebih bertenaga dan irit bahan bakar. Dalam penelitian ini akan dilakukan pengujian menggunakan metode eksperimental langsung untuk menguji performa tenaga mesin yang dihasilkan dari dua generasi mesin tersebut menggunakan alat mesin *Dyno Test* dimana 2 mobil yang memiliki perbedaan mesin tersebut di test running sampai menyentuh limitnya sehingga dapat diukur hasil tenaga yang dihasilkan secara *real on wheel* dan didapat terjadi perbedaan sampai 3 Horse Power antara dua mesin tersebut dengan Dual VVT-I yang lebih tinggi.

Kata kunci— *Dual VVT-I, Tenaga mesin (horse power), Pertamina.*

PENDAHULUAN

Latar Belakang

Pada zaman modern saat ini, manusia sangat membutuhkan alat transportasi, Mobil adalah salah satu alat transportasi yang saat sekarang ini sangat diminati oleh masyarakat Indonesia khususnya. Terkait dengan kebutuhan akan mobil yang semakin hari semakin tinggi, maka setiap produsen mobil terus mengembangkan teknologinya. Salah satunya mobil sejuta umat keluaran pabrikan Toyota, Toyota Avanza yang saat ini sudah mengeluarkan mesin generasi terbaru, Toyota Grand New Avanza Dual VVT-I.

Jika pada tahun 2000an tercipta sebuah teknologi VVT-I (*Variable Valve Timing with Intelligence*) yang berfungsi mengatur waktu dari buka dan tutupnya katup masuk ruang bakar pada mesin mobil sehingga bahan bakar yang masuk ke ruang bakar dapat terbakar optimal dan menghasilkan performa mesin yang tinggi namun irit bahan bakar. Namun seiring berjalannya waktu di mana regulasi pemerintah akan batas ambang emisi gas buang *Euro 4*, dan performa mesin dari kompetitor yang tinggi, mesin dengan teknologi VVT-I (*Variable Valve Timing with Intelligence*) masih dirasa kurang untuk menghadapi itu semua.

Teknologi mesin pun terus dikembangkan sehingga pada tahun 2015an tercipta teknologi Dual VVT-I (*Variable Valve Timing with Intelligence*) sebagai penyempurna teknologi Single VVT-I. Pada teknologi Dual VVT-I (*Variable Valve Timing with Intelligence*) bukan hanya waktu buka tutup katup masuk (*intake*) saja yang diatur, akan tetapi waktu buka tutup katup buang (*exhaust*) juga diatur oleh mekanisme VVT-I sehingga dimaksudkan dapat menghasilkan performa mesin yang lebih baik serta pemakaian bahan bakar yang jauh lebih irit serta emisi gas buang yang rendah dan ramah lingkungan.

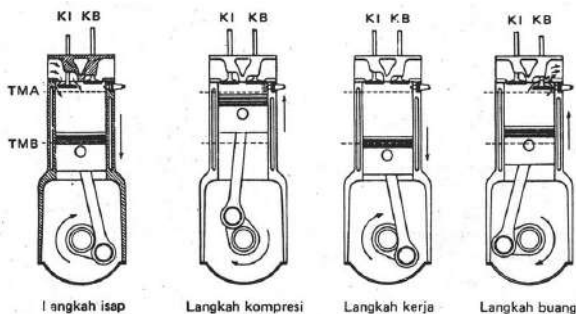
Pada penelitian ini, kita akan menguji 2 generasi mesin dengan teknologi berbeda tersebut untuk melihat perbedaan tenaga, serta torsi. Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan mesin *DynoTest* untuk menguji tenaga mesin yang dihasilkan oleh masing-masing mesin. Tujuan dari penelitian ini adalah membuktikan bahwa

†††† Corresponding author: akhdannaufal200@gmail.com.

memang tenaga yang dihasilkan pada mesin yang menganut sistem Dual VVT-I memiliki *output* tenaga yang lebih besar. Dalam penelitian ini digunakan juga bahan bakar keluaran Pertamina dengan produk Pertamina (RON 92) dan Pertamina Turbo (RON 98).

Motor Bakar

Motor Bakar Bensin atau dikenal dengan (*Otto Engine*) adalah merupakan salah satu dari beberapa jenis motor dengan sistem pembakaran dalam (*Internal Combustion Engine*) yang saat ini banyak digunakan dan dikembangkan oleh banyak produsen otomotif baik kendaraan roda dua atau empat. Motor Bakar Bensin memiliki dua siklus yang dikenal oleh kalangan masyarakat secara umum, yaitu motor 4 langkah (*Four Stroke*) dan motor 2 langkah (*Two Stroke*). Pada motor 4 langkah sendiri terdapat 4 kali langkah piston naik turun atau 2 kali putaran poros engkol (*Crankshaft*) untuk 1 siklusnya, sedangkan untuk motor 2 langkah hanya memiliki 2 kali langkah piston naik turun atau 1 kali putaran poros engkol (*Crankshaft*) [2]. Untuk pengertian yang dimaksud langkah gerakan piston itu sendiri adalah gerakan piston yang bergerak dari Titik Mati Atas (TMA) atau (*Top Death Center*) menuju Titik Mati Bawah (TMB) atau (*Bottom Death Center*) begitupun sebaliknya bergerak dari TMB ke TMA. Sesuai dengan penelitian ini, maka penulis hanya menjelaskan motor 4 langkah dengan detail penjelasan seperti berikut ini [3]:



Gambar 2. 1 Langkah Kerja Motor Bakar 4 Langkah [3]

Bahan Bakar Bensin

Bahan Bakar untuk Motor Bakar Bensin sangat erat kaitannya dengan proses pembakaran di dalam mesin. Proses pembakaran didalam mesin Motor Bakar Bensin akan berjalan dengan sangat baik dan efisien apabila bahan bakar yang kita gunakan memiliki kualitas yang sangat baik. Bahan Bakar Bensin untuk Motor Bakar Bensin biasanya terbuat dari *petroleum*, di mana terdiri dari komposisi campuran rangkaian *Hydrocarbon*.

1. Bahan Bakar Pertamina

Bahan Bakar yang juga banyak dijual di Indonesia ini memiliki angka RON (*Research Octan Number*) 92. Pertamina sendiri sama seperti bensin premium yang dihasilkan dari proses kilang minyak bumi dilepas pantai. Pada tahun 1999 adalah tahun Pertamina diluncurkan menyempurnakan bahan bakar sebelumnya yang bernama premix yang memiliki kandungan MTBE yang sangat berbahaya bagi lingkungan. Pertamina memiliki emisi gas buang yang lebih bersih sehingga ramah bagi *catalytic converter* dan lingkungan pastinya. Memiliki performa yang baik karena tahan terhadap tekanan dan suhu yang tinggi sehingga mencegah terjadinya detonasi [5].

2. Bahan Bakar Pertamina Turbo

Pertamax Turbo adalah salah satu dari sekian banyak jenis bahan bakar yang dijual oleh Pertamina untuk mesin bensin. Pertama diluncurkan pada tahun 2016. Sama seperti Pertamina, bahan bakar ini tidak mengandung timbal. Pertamina Turbo memiliki angka RON (*Research Octan Number*) 98 yang artinya lebih tinggi di dibandingkan dengan Pertamina dengan nilai sulfur 0 ppm.

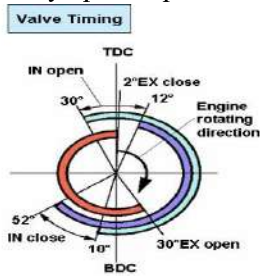
Dual Variable Valve Timing with Intelligence (Dual VVT-I)

Mesin pada Toyota Grand New Avanza generasi terbaru sudah menerapkan sistem Dual VVT-I, Dual VVT-I sendiri adalah sebuah mekanisme yang mampu mengatur waktu dan durasi dari buka dan tutupnya katup masuk dan katup buang. Hal ini dimaksudkan untuk untuk membuat mesin selalu berada pada posisi

optimumnya dari keadaan mesin idle sampai pada saat mesin berputar tinggi. Pada dasarnya, mesin dengan teknologi Dual VVT-I adalah mesin yang mampu mengoptimalkan torsi dan tenaga pada setiap putaran mesin, kecepatan kendaraan dan kondisi mengemudi secara langsung yang bertujuan untuk membuat konsumsi bahan bakar menjadi lebih efisien dan menurunkan emisi gas buang yang dihasilkan[8].

Besarnya pembukaan maksimal katup in/masuk berkisar pada 300 sebelum Titik Mati Atas (TMA) dan besarnya penutupan maksimal katup in/masuk akan berkisar pada 520 setelah Titik Mati Bawah (TMB). Untuk besarnya pembukaan dan penutupan katup ex/katup buang, yaitu untuk pembukaan berkisar 300 sebelum TMB dan besarnya penutupan berkisar 200 setelah TMA.

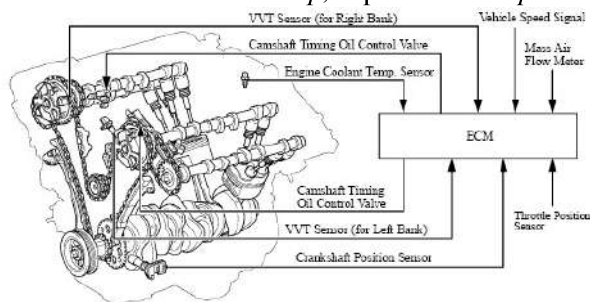
Sedangkan untuk besarnya pembukaan minimal katup in/masuk berkisar pada 120 sebelum TMA dan besarnya penutupan maksimal katup in/masuk akan berkisar pada 100 setelah TMB[6].



Gambar 2. 2 Timing Waktu Buka Tutup Valve VVT-I[8]

Sistem Dual VVT-I sendiri mempunyai cara kerja yang cukup sederhana. Untuk menghitung waktu lama buka tutup katup (*valve timing*) yang optimal, *Electronic Control Unit* (ECU) akan selalu menyesuaikan dengan kecepatan mesin, volume udara yang masuk, posisi *throttle*, dan temperatur air pendingin mesin. Agar target *valve timing* atau waktu buka tutup katup tercapai, sensor posisi *crankshaft* memberikan sinyal yang menjadi respon koreksi.

Sistem Dual VVT-i ini akan mengoreksi *valve timing* atau jalur keluar masuk bahan bakar dan udara begitupun dengan gas buang. Disesuaikan dengan pijakan pedal gas dan beban. yang ditanggung untuk menghasilkan torsi optimal di tiap-tiap putaran dan beban mesin. Dengan begitu akan menghasilkan tenaga yang optimal, hemat bahan bakar, serta ramah lingkungan. Teknologi ini membuat biaya pemeliharaan menjadi lebih minim karena *tune up*, seperti setel *klep* dan lain sebagainya tidak diperlukan lagi.



Gambar 2. 3 Konstruksi Mesin Dual VVT-I[8]

- *Oil Control Valve* (OCV) berfungsi sebagai pengatur aliran oli mesin yang akan disuplai ke VVT-i controller.
- *VVT-i controller* berfungsi untuk menghubungkan antara putaran dari putaran mesin ke *intake camshaft* dan mengatur pemajuan atau pemunduran kerja *intake camshaft*.
- *Cam angle sensor* berfungsi untuk memberikan koreksi kepada *engine* ECU terhadap sudut cam yang terjadi.
- *Crank angle sensor* berfungsi untuk sensor koreksi terhadap ketepatan pembukaan dan penutupan katup in/masuk beserta katup ex/keluar terhadap sudut engkol yang dibentuk.

Daya Mesin

Daya adalah merupakan besar nilai dari suatu kerja yang terukur yang dilakukan persatuan waktu. Biasanya satuan dari daya yang dihasilkan dari sebuah mesin kendaraan memiliki satuan yaitu Daya Kuda (*Horse Power*). Untuk satu daya kuda yang dihasilkan mesin memiliki nilai sama dengan kemampuan mengangkat beban seberat 75Kg sejauh 1 meter dan dalam waktu yang singkat, biasanya 1 detik[9].

$$P = \frac{2 \times \pi \times T}{60 \times 746}$$

Di mana:

P = Daya yang dihasilkan oleh mesin (kW)

T = Torsi mesin yang dihasilkan (N.m)

n = putaran mesin yang dilakukan saat pengujian (rpm)

Torsi Mesin

Torsi merupakan gaya yang bekerja pada poros engkol yang berputar. Torsi adalah hasil perkalian gaya tangensial dengan lengannya sehingga memiliki satuan Nm untuk (SI) dan lb.ft untuk (*British*) (Dicky Exoryanto, Jurnal ITS 2017). Sedangkan untuk persamaannya adalah seperti terlampir berikut:

$$P = \frac{T \times 60}{2 \times \pi \times n}$$

Di mana:

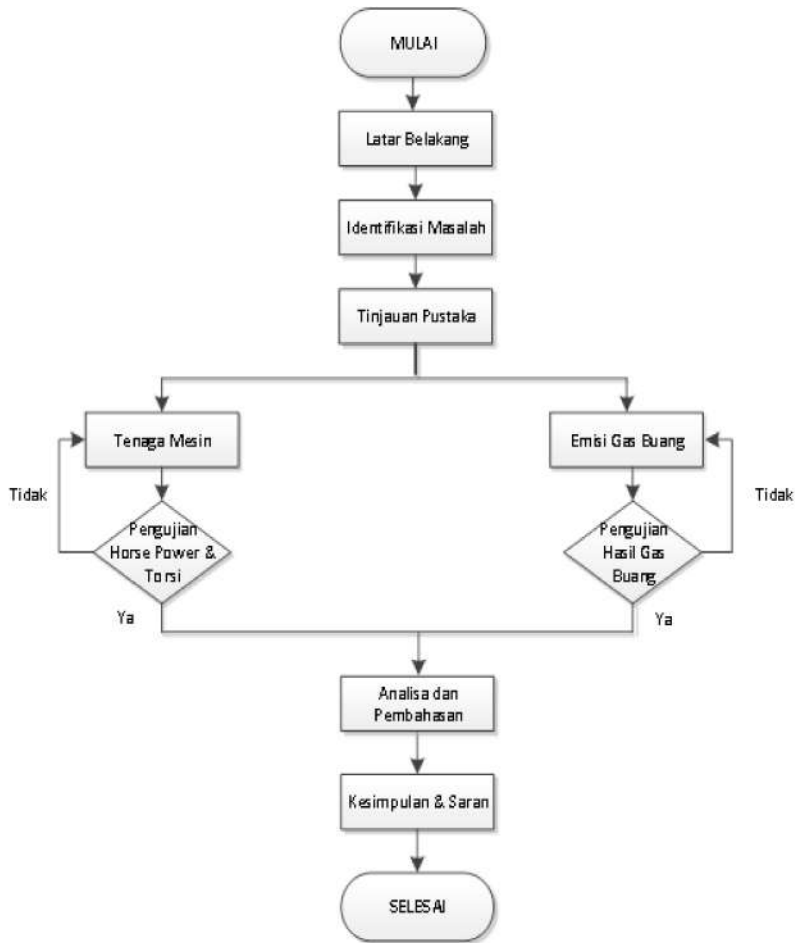
T = Torsi dari benda yang berputar (N.m)

P = Daya yang dihasilkan dari sebuah mesin (Watt)

n = Putaran mesin yang dilakukan mesin saat pengujian (rpm)

METODOLOGI

Pada penelitian ini, kegiatan yang dilakukan adalah menguji secara langsung tenaga mesin yang dihasilkan oleh dua generasi mesin tersebut.



Metode yang dilakukan dalam peneliiian adalah menggunakan alat test mesin *Dyno Test* yang biasanya juga menjadi satu dengan alat test emisi gas buang. Pengujian dilakukan pada setiap mesin dengan masing-masing menggunakan 2 bahan bakar yaitu Pertamina dan Ppertamax Turbo dan akan ditarik kesimpulan dari hasil pengetesan tersebut.

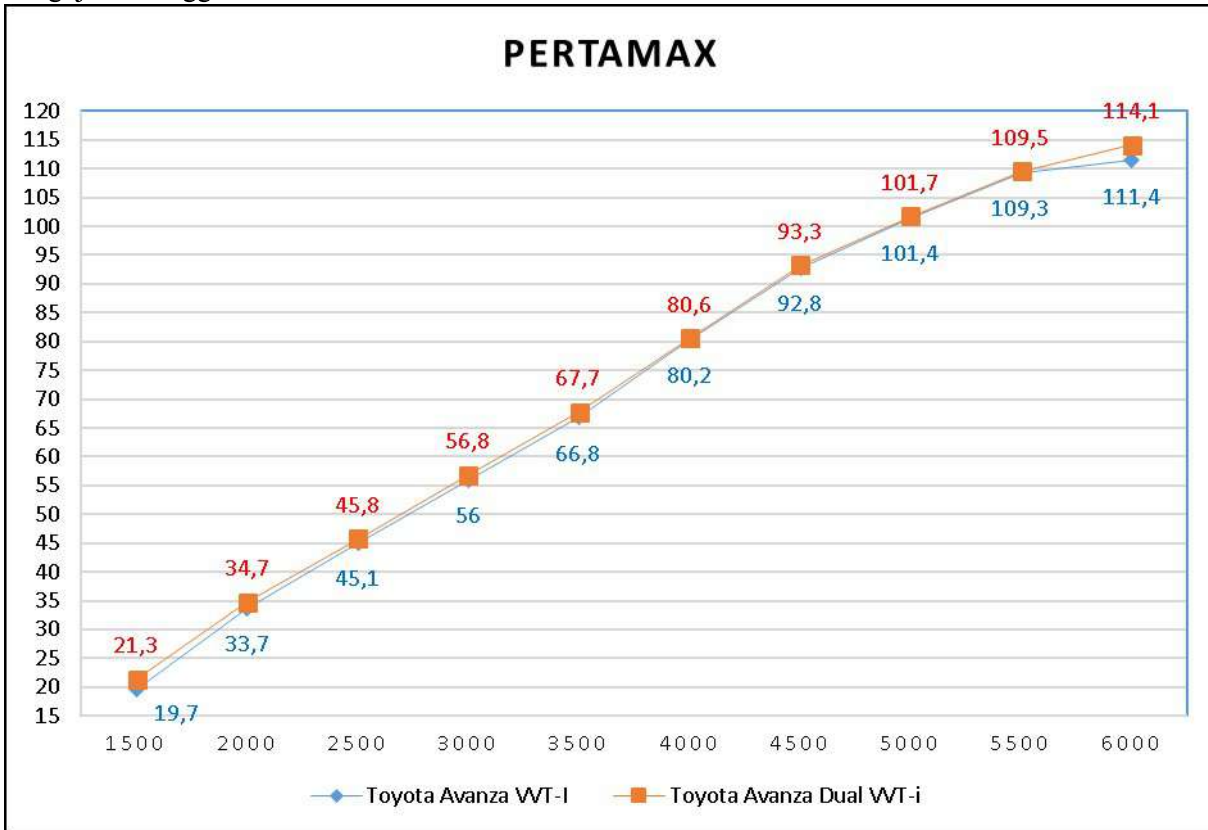
HASIL DAN PEMBAHASAN2) *Tenaga Mesin*

Setelah dilakukan pengujian pada mesin *DynoTest*, maka hasil pengujian sebagai berikut:

Tabel 3 Hasil Pengujian Tenaga Mesin

No	Putaran Mesin (rpm)	Tenaga Mesin (hp)			
		Pertamax		Pertamax Turbo	
		Avanza VVT-I	Avanza Dual VVT-I	Avanza VVT-I	Avanza Dual VVT-I
1	1500	19,7	21,3	21,3	22,9
2	2000	33,7	34,7	34,7	34,7
3	2500	45,1	45,8	45,7	46,5
4	3000	56,0	56,8	56,5	56,9
5	3500	66,8	67,7	67,0	67,4
6	4000	80,2	80,6	80,8	81,2
7	4500	92,8	93,3	93,1	92,7
8	5000	101,4	101,7	101,9	101,2
9	5500	109,3	109,5	110,0	109,2
10	6000	111,4	114,1	112,5	115,8

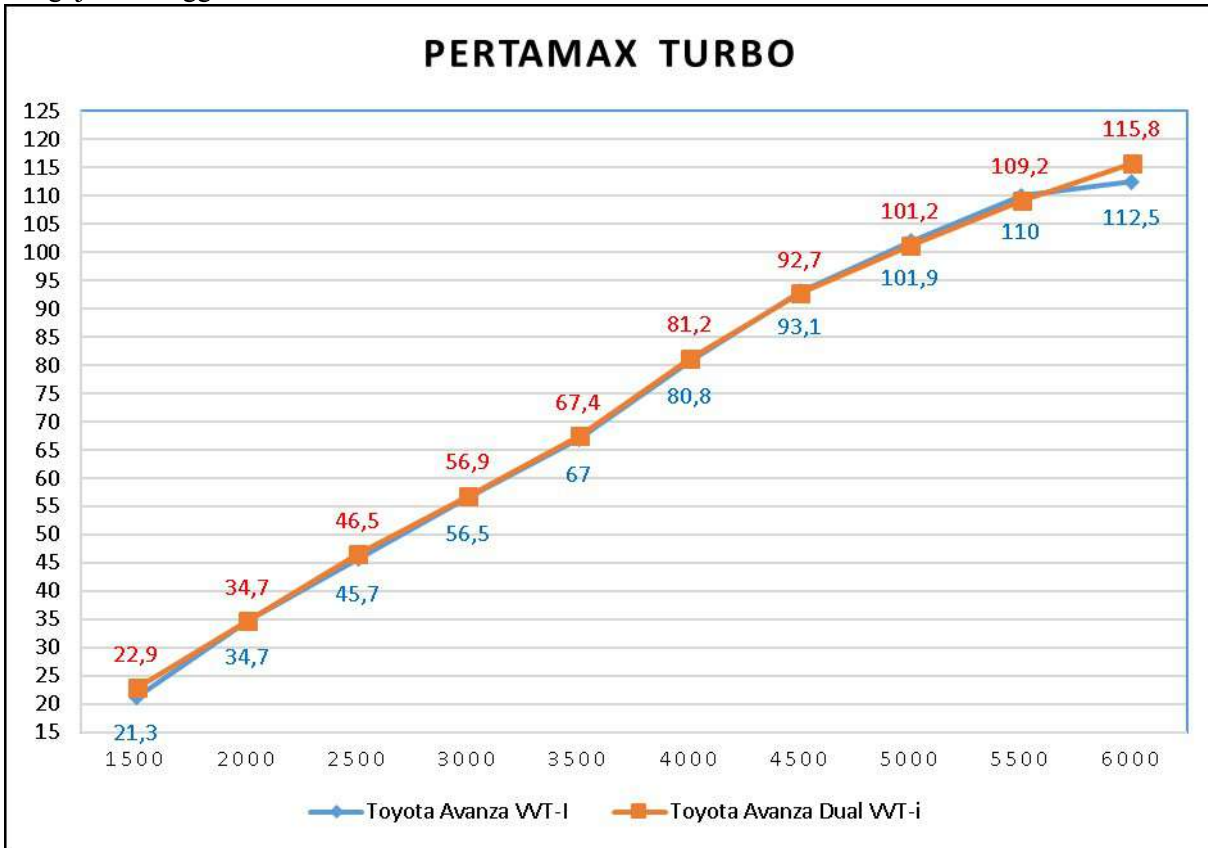
Pengujian Menggunakan Pertamina



Grafik 1 Hasil Pengujian Tenaga Mesin Menggunakan Pertamina

Keterangan Grafik: Dari grafik 1 diatas dapat di simpulkan bahwa mesin dengan Dual VVT-I memiliki tenaga yang lebih besar yaitu 114,1 hp di 6000 rpm di bandingkan dengan Single VVT-I yang memiliki tenaga sebesar 111,4 hp di 6000 rpm.

Pengujian Menggunakan Pertamina Turbo



Grafik 2 Hasil Pengujian Tenaga Mesin Menggunakan Pertamina Turbo

Keterangan Grafik: Dari grafik 2 diatas dapat di simpulkan bahwa mesin dengan Dual VVT-I memiliki tenaga yang lebih besar yaitu 115,8 hp di 6000 rpm di bandingkan dengan Single VVT-I yang memiliki tenaga sebesar 112,5 hp di 6000 rpm. Terjadi kenaikan tenaga sekitar 1 hp dengan memakai bahan bakar Pertamina Turbo.

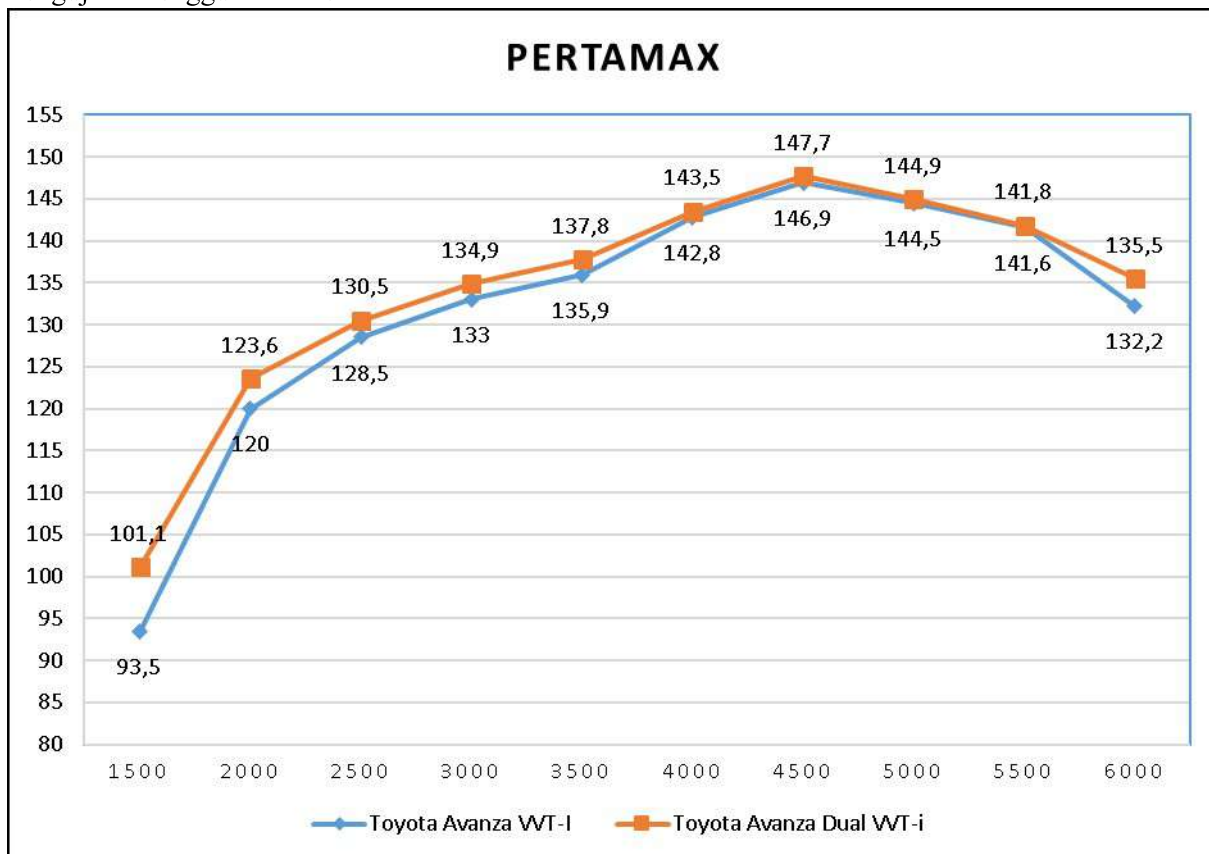
Torsi Mesin

Setelah dilakukan pengujian pada mesin *DynoTest*, maka hasil pengujian sebagai berikut:

Tabel 2 Hasil Pengujian Torsi Mesin

No	Putaran Mesin (rpm)	Torsi Mesin (N.m)			
		Pertamax		Pertamax Turbo	
		Avanza VVT-I	Avanza Dual VVT-I	Avanza VVT-I	Avanza Dual VVT-I
1	1500	93,5	101,1	101,1	108,7
2	2000	120,0	123,6	123,6	123,6
3	2500	128,5	130,5	130,2	132,5
4	3000	133,0	134,9	134,1	135,1
5	3500	135,9	137,8	136,4	137,2
6	4000	142,8	143,5	143,9	144,6
7	4500	146,9	147,7	147,4	146,7
8	5000	144,5	144,9	145,2	144,2
9	5500	141,6	141,8	142,5	141,1
10	6000	132,2	135,5	133,6	137,5

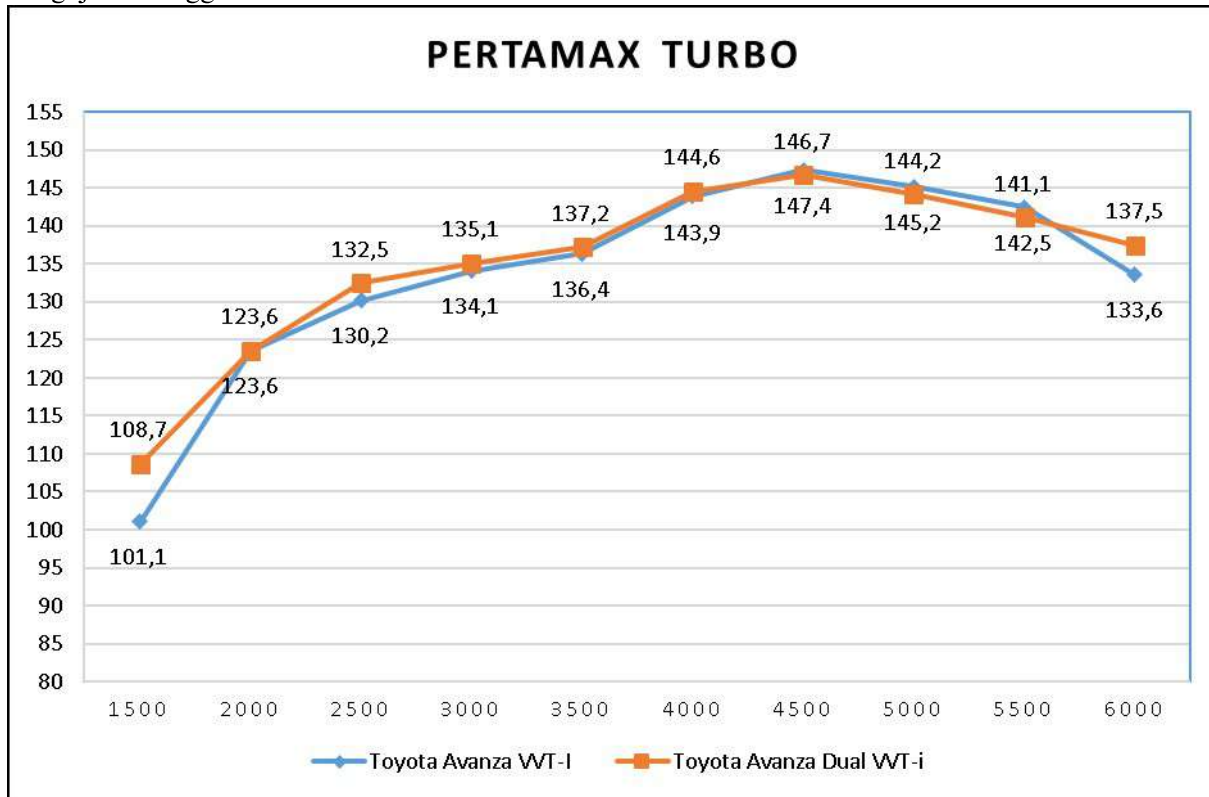
Pengujian Menggunakan Pertamax



Grafik 3 Hasil Pengujian Torsi Menggunakan Pertamax

Keterangan Grafik: Dari grafik 3 diatas dapat di simpulkan bahwa mesin dengan Dual VVT-I memiliki puncak torsi yang lebih besar yaitu 147,7 N.m di 4500 rpm di bandingkan dengan Single VVT-I yang memiliki torsi sebesar 146,9 N.m di 4500 rpm.

Pengujian Menggunakan Pertamina Turbo



Grafik 4 Hasil Pengujian Torsi Menggunakan Pertamina Turbo

Keterangan Grafik: Dari grafik 4 diatas dapat di simpulkan bahwa mesin dengan Dual VVT-I memiliki torsi yang lebih kecil yaitu 146,7 N.m di 4500 rpm di bandingkan dengan Single VVT-I yang memiliki tenaga sebesar 147,4 N.m di 4500 rpm. Dapat dilihat bila menggunakan Pertamina Turbo pencapaian puncak torsi mesin Dual VVT-I lebih kecil dibandingkan dengan Single VVT-I, namun penurunan di putaran mesin atas tidak terlalu signifikan di bandingkan dengan Single VVT-I.

KESIMPULAN

Dari semua pengujian baik secara eksperimental menggunakan mesin *DynoTest* serta beberapa perhitungan terkait daya, torsi di setiap putaran untuk membandingkan mesin dengan Teknologi *Single VVT-I* dengan *Dual VVT-I*, maka:

1. Daya yang dihasilkan dari mesin dengan teknologi *Dual VVT-I* memiliki perbedaan sebesar 2,7 hp lebih besar dibandingkan dengan teknologi *Single VVT-I* dengan menggunakan bahan bakar Pertamina, dan 3,3 hp lebih besar bila menggunakan Pertamina Turbo.
2. Torsi yang dihasilkan dari mesin dengan teknologi *Dual VVT-I* memiliki perbedaan sebesar 0,8 Nm lebih besar dibandingkan dengan teknologi *Single VVT-I* dengan menggunakan bahan bakar Pertamina dan 0,7 lebih kecil bila menggunakan Pertamina Turbo pada posisi puncak.
3. Terkait torsi bila menggunakan Pertamina turbo, *Dual VVT-I* memang lebih kecil ketika di puncak putaran yaitu 4500 rpm, namun diatas putaran tersebut penurunannya tidak signifikan sehingga di 6000 rpm, mesin dengan *Dual VVT-I* masih menghasilkan 137,5 Nm sedangkan *Single VVT-I* turun jauh menjadi 133,6 Nm.
4. Baik tenaga mesin maupun torsi akan membaik bila mesin menggunakan teknologi *Dual VVT-I*.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Sitorus, T. B. (2009). TINJAUAN TEORITIS PERFORMANSI MESIN BERTEKNOLOGI VVT-i. *Jurnal Dinamis*, I(5), 19–29.

- [2] Amrullah, Sungkono, & Prastianto, E. (2016). *Analisis Pengaruh Penggunaan Bahan Bakar Premium dan Pertamina Terhadap Prestasi Mesin*, 15-26.
- [3] Arismunandar, Wiranto., 1988, *Penggerak Mula Motor Bakar Torak*, Penerbit ITB, Bandung.
- [4] Kristanto, P., Willyanto, & Michael. (2001). *Peningkatan Unjuk Kerja Motor Bensin Empat Langkah Dengan Penggunaan Methyl Tertiary Buthyl Ether Pada Bensin*, 57-62.
- [5] Wahjudi, S. (2017). *Analisis Pencampuran Bahan Bakar Premium - Pertamina Terhadap Kinerja Mesin Konvensional*. III(2), 1-5.
- [6] Sumaryanta, I. M., Adnyana, I. W. B., Sukadana, I. G. K., Jurusan, D., Mesin, T., Udayana, U., ... Bali, J. (2017). Perbandingan Unjuk Kerja Mesin Berbahan Bakar Pertamina Plus Dengan Pertalite Pada Rasio Kompresi Berbeda Terhadap Unjuk Kerja. *Jurnal Ilmiah TEKNIK DESAIN MEKANIKA*, 6(1), 23-28.
- [7] Anonim., 2001, *Training Manual Electronic Fuel Injection*, PT. Astra Daihatsu Motor Jakarta.
- [8] Toyota Astra Motor, *Technology Engine Dual VVT-i*. 2016. Diakses tanggal 20 Oktober 2018. <https://www.toyota.astra.co.id/technology/engine>
- [9] Majedi, F., & Puspitasari, I. (2017). *Optimasi Daya dan Torsi pada Motor 4 Tak dengan Modifikasi Crankshaft dan Porting pada Cylinder Head*. 5(1).
- [10] Mei, N., Hasbi, M., & Sudia, B. (2016). *Studi Gejala Kerusakan Pada Mesin Toyota Avanza Berteknologi Vvt-I Tipe Mesin K3-Ve 1300 Cc*. 1(1), 30-34.
- [11] Prawoto. (2011). *Emisi Gas Buang Kendaraan Bermotor Berbahan Bakar Gas Cair (Lgv) Dan Pertamina Pada Kondisi Uji Awal Dingin dan Panas*, 67-74.
- [12] Sukartono, Greg., 2015, *Modul Teori Mesin Otomotif II*, Departemen Teknik Mesin Universitas Gadjah Mada.
- [13] Mulyono, S., Gunawan, G., & Maryanti, B. (2014). Pengaruh Penggunaan dan Perhitungan Efisiensi Bahan Bakar Premium dan Pertamina Terhadap Unjuk Kerja Motor Bakar Bensin. *JTT (Jurnal Teknologi Terpadu)*, 2(1), 28-35.
- [14] Astawa, K., Mesin, J. T., & Udayana, U. (2010). *PENCAPAIAN PERFORMA PADA KATUP VARIABEL TIMING FIXED TIMING UNTUK MESIN YANG OPTIMAL*, 68-74.
- [15] Hotlan m, himsar ambarita. tulus b. (2013). Studi Kinerja Mesin Otto Menggunakan Bahan Bakar. *Studi Kinerja Mesin Otto Menggunakan Bahan Bakar Bensin Dan Etanol*, 4(4), 251-264.
- [16] Nuarsa, I. M. (2011). PENGARUH PEMAKAIAN BAHAN BAKAR BENSIN PREMIUM DAN PERTAMAX TERHADAP TORSI, DAYA EFEKTIF DAN SFC_e PADA MOTOR BENSIN EMPAT LANGKAH EMPAT SILINDER. *Dinamika Teknik Mesin*, 1(1).
- [17] Handoyo, y. (2013). ANALISA PERFORMA ENGINE ESEMKA 1.5 i. 17-25.
- [18] Bayu, G., Esaputra, W., Kusuma, I. G. B. W., & Adhi, A. (2016). Pengaruh Penggunaan Bahan Bakar Liquefied Gas for Vehicle (LGV) terhadap Konsumsi Bahan Bakar , SFC dan Emisi Gas Buang Pada Mobil. 2(2), 83-92.
- [19] Gandi Aditya, D. D. (2015). PERANCANGAN DYNOTEST PORTABLE UNTUK SEPEDA MOTOR DENGAN SISTEM MONITORING MENGGUNAKAN MODUL ISM FREKUENSI 2.4 GHz, 1231-1238.
- [20] Audri D Cappenberg. (2014). *Studi Tentang Berbagai Tipe Bahan Bakar Terhadap Prestasi Mesin Mobil Toyota Xxx*. 157-164

ANALISIS PENGARUH *LINEPACK* MENGGUNAKAN SIMULATOR *PIPELINE STUDIO* DAN *SYNERGI* TERHADAP *UNACCOUNTED GAS* DI PT X AREA LAMPUNG

Luluk Noorratri^{1****}, Laode M. Firman²

¹Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

²Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK. PT X merupakan perusahaan yang bergerak di bidang transmisi dan distribusi gas bumi dalam pipa. Untuk mengendalikan proses penyaluran gas, PT X membuat neraca keseimbangan yang disebut dengan *Unaccounted Gas* (UAG). Secara teori UAG yang diharapkan adalah nol, namun dalam praktik tidak demikian. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui seberapa besar pengaruh perhitungan *linepack* terhadap UAG Area Lampung. *Linepack* adalah jumlah stok gas yang berada dalam pipa. Pada penelitian ini, *Linepack* dihitung tiga kali yaitu secara manual dan menggunakan simulator *Pipeline Studio* serta simulator *Synergi*. Selanjutnya, perhitungan manual akan menjadi acuan dari hasil simulator. UAG Area Lampung saat ini kisarannya pada -0.6484% sampai 0.2595% atau -4822.00 MMBtu sampai 1458.07 MMBtu. Berdasarkan analisis yang dilakukan, perhitungan *linepack* jaringan pipa Area Lampung secara manual berkisar dari 5726.67590 MMBtu sampai 6412.58583 MMBtu. Analisis perhitungan *linepack* menggunakan *Pipeline Studio* berkisar pada 5826.45829 MMBtu sampai 6376.71352 MMBtu sehingga deviasi selisih tertinggi dengan hasil *linepack* perhitungan manual adalah 4.49%. Sedangkan analisis perhitungan *linepack* menggunakan simulator *Synergi* berkisar pada 5814.84923 MMBtu sampai 6322.12817 MMBtu dengan deviasi selisih tertinggi dengan hasil *linepack* perhitungan manual adalah 4.17%. Hasil deviasi selisih *linepack* dari kedua simulator ini masih di bawah 5%. Kemudian penambahan parameter *linepack* pada perhitungan UAG berpengaruh sebesar -0.0789% sampai dengan 0.0397% atau 600.55666 MMBtu sampai -345.06263 MMBtu.

Kata kunci : *Unaccounted Gas, Simulator, Linepack.*

PENDAHULUAN

Latar Belakang

PT X merupakan perusahaan yang bergerak di bidang transmisi dan distribusi gas bumi dalam pipa. Transmisi gas bumi merupakan proses penyaluran gas dalam jumlah besar dengan jarak yang cukup jauh. Sedangkan distribusi gas bumi adalah proses penyaluran gas dalam jumlah kecil ke pelanggan-pelanggan. PT X menyalurkan gas bumi kepada pelanggan melalui jaringan infrastruktur pipa.

Untuk mengendalikan proses penyaluran gas, PT X membuat neraca keseimbangan yang disebut dengan *Unaccounted Gas* (UAG). UAG merupakan nilai yang menggambarkan selisih neraca gas antara gas yang masuk dan jumlah gas yang disalurkan. Ada banyak hal yang dapat menyebabkan UAG, salah satu diantaranya adalah variasi *linepack* gas dalam pipa. *Linepack* adalah jumlah stok gas yang tersimpan pada jaringan perpipaan. Sedangkan pada Area Lampung *linepack* belum dihitung secara berkala.

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui seberapa besar pengaruh perhitungan variasi *linepack* terhadap neraca keseimbangan atau UAG tersebut.

Batasan Masalah

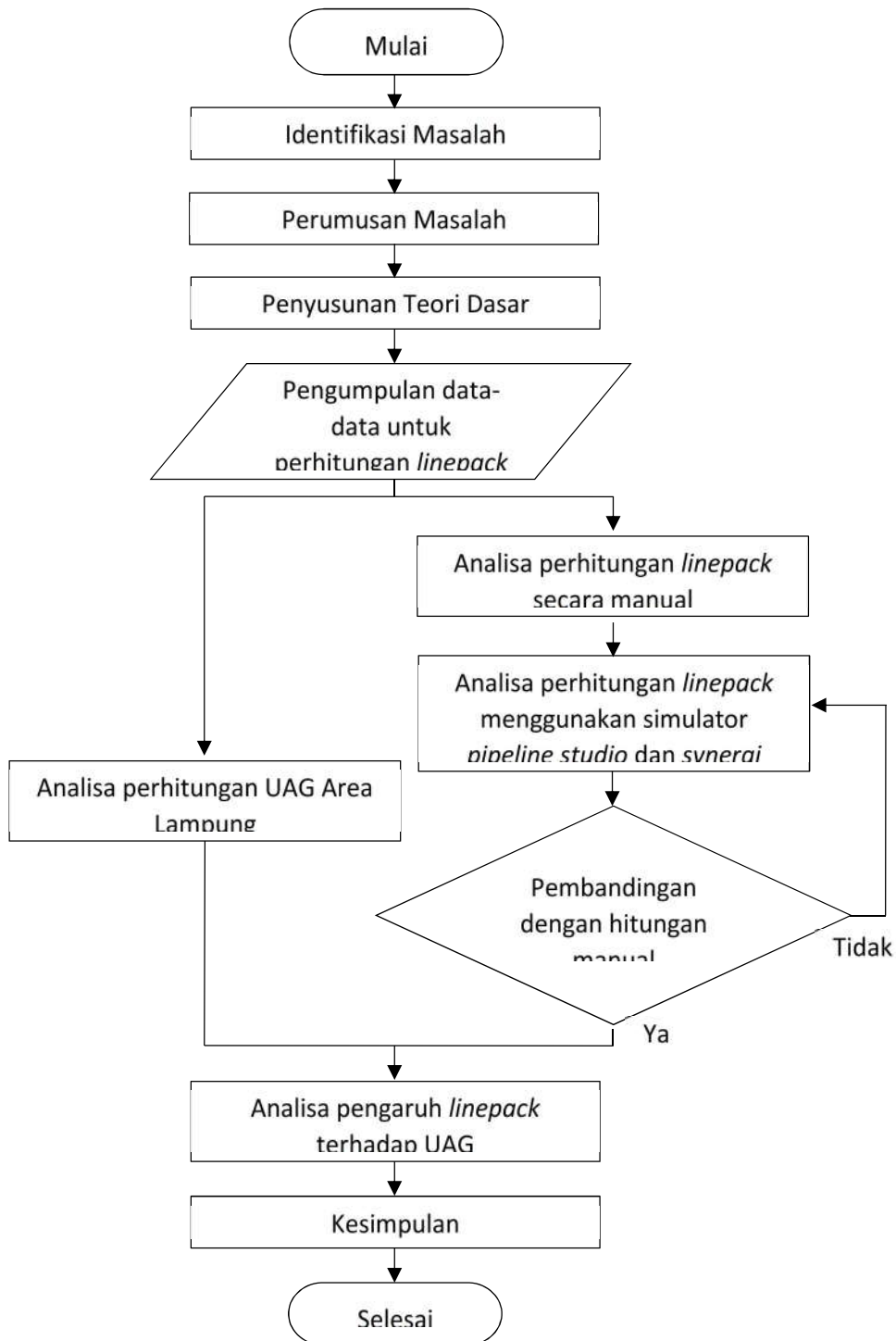
Batasan masalah yang digunakan pada penelitian adalah

- Perhitungan *linepack* dilakukan dengan cara manual dan menggunakan simulator
- Simulator yang digunakan adalah *Pipeline Studio* dan *Synergi*
- Simulasi yang dilakukan dalam mode *steady state*
- Jaringan dianggap horizontal tanpa ada perbedaan elevasi

- Kekasaran pipa adalah 0.0018 in (*carbon steel*)
- Segmen pipa yang dianalisis adalah jaringan pipa Area Lampung dari Stasiun Gas OTS Lampung ke Stasiun Gas Pembagi Sutami dengan diameter 16 in dan panjang 62.672 km.
- Data yang digunakan adalah penyaluran Bulan Januari 2018 sampai Maret 2019

METODE

Metode yang digunakan pada penelitian dapat digambarkan secara singkat dengan diagram alir di bawah ini



Gambar 2.4 Diagram Alir Metode Penelitian

Pada tahap identifikasi masalah, variabel yang dapat menyebabkan UAG dibedah lebih dalam. Kemudian dibandingkan dengan perhitungan UAG yang sudah dilakukan di Area Lampung. Kemudian ditemukan bahwa pada perhitungan UAG di Area Lampung tidak memperhitungkan variasi *Linepack*. Pada perumusan masalah, dirumuskan hal-hal untuk mencapai tujuan penelitian. Hal yang selanjutnya dilakukan adalah penyusunan teori dasar yang menunjang penelitian.

Kemudian, dilakukan pengumpulan data-data untuk perhitungan *linepack* dan UAG. Data yang diperlukan adalah data tekanan *inlet* dan *outlet*, suhu *inlet* dan *outlet*, kualitas gas yang mengalir dalam pipa (*specific gravity* dan faktor kompresibilitas), spesifikasi jaringan Area Lampung berupa panjang pipa dan diameter pipa, serta volume penyaluran pasokan dan penerimaan di stasiun gas pembagi.

Setelah data terkumpul tahap selanjutnya adalah analisa. Metode perhitungan yang digunakan adalah perhitungan secara manual dan menggunakan simulator, yaitu *Pipeline Studio* dan *Synergi*. Setelah seluruh data diperoleh maka dapat dilakukan analisa pengaruh variasi *linepack* terhadap UAG.

HASIL

Unaccounted Gas Area Lampung

Unaccounted gas (UAG) Area Lampung adalah selisih gas masuk dan keluar di Area Lampung yang terukur oleh meter di masing-masing titik masuk dan keluarnya. Dalam hal ini gas masuk (*supply*) ke Area Lampung diukur di Stasiun Gas OTS Lampung dan gas keluar (*demand*) adalah gas yang disalurkan ke pelanggan-pelanggan. Secara umum rumus UAG yang digunakan adalah sebagai berikut

$$UAG = \frac{Supply - Demand - OUG - \Delta linepack}{Supply} \times 100\%$$

OUG atau *operational usage gas* pada perhitungan ini diabaikan. OUG yang dimaksud adalah kebocoran gas, kegiatan *venting gas*, *blowdown gas* dan *initial fill*. Sedangkan pada perhitungan yang digunakan saat ini delta *linepack* belum dihitung. Maka rumus UAG yang berlaku adalah

$$UAG = \frac{Supply - Demand}{Supply} \times 100\%$$

Perhitungan UAG dengan rumus diatas diterapkan pada seluruh data *supply* dan *demand* Area Lampung periode Bulan Januari 2018 sampai dengan Maret 2019. Sehingga diperoleh nilai UAG Bulan Januari 2018 sampai dengan Maret 2019 sebagai berikut

Tabel 3.1 Unaccounted Gas Area Lampung Januari 2018 s.d. Maret 2019

No	Bulan		OTS Lampung	Distribusi Lampung	UAG
			MMBtu	MMBtu	
1	Januari	2018	857017.90	861839.90	-0.5626%
2	Februari		782325.40	785057.42	-0.3492%
3	Maret		627413.90	631034.75	-0.5771%
4	April		534241.10	535667.79	-0.2670%
5	Mei		547398.10	547641.13	-0.0444%
6	Juni		561972.00	560513.93	0.2595%
7	Juli		631739.80	632490.87	-0.1189%

8	Agustus		667224.40	671550.81	-0.6484%
9	September		998681.50	1002378.81	-0.3702%
10	Oktober		937792.00	941896.21	-0.4376%
11	November		770708.60	772469.75	-0.2285%
12	Desember		866801.70	869551.51	-0.3172%
13	Januari	2019	845661.90	847829.20	-0.2563%
14	Februari		760740.10	762826.02	-0.2742%
15	Maret		869068.50	871385.02	-0.2666%

Perhitungan Linepack Manual

Perhitungan manual diawali dengan pengumpulan data spesifikasi pipa. Pipa yang dianalisis adalah pipa sepanjang 62.672 km dengan NPS 16 in dengan spesifikasi sebagai berikut

Tabel 3.2 Spesifikasi Pipa

No	Spesifikasi Pipa		
1	Panjang pipa	62.672	km
2	NPS	16	
3	Diameter Luar	16	in
4	Tebal Pipa	0.375	in
5	Diameter Dalam	15.25	in
6	Material	<i>Carbon Steel</i>	
7	<i>Roughness</i>	0.0018	in

Tekanan dasar (P_b) yang digunakan yaitu 14.73 psia dan suhu dasar (T_b) yang digunakan adalah 60 °F. Berikut adalah hasil perhitungan *linepack* dengan perhitungan manual

Tabel 3.3 Hasil Perhitungan Linepack Manual

No	Tanggal	Nilai Kalor	Linepack		
		Btu/scf	scf	MMscf	MMBtu
1	31 Desember 2017	1034,3221	5753396,57	5,75340	5950,86547
2	31 Januari 2018	1033,9526	5538624,98	5,53862	5726,67590
3	28 Februari 2018	1028,8687	5892368,84	5,89237	6062,47358
4	31 Maret 2018	1031,3190	5874015,24	5,87402	6057,98353
5	30 April 2018	1025,6857	5816200,59	5,81620	5965,59359
6	31 Mei 2018	1025,1439	5666858,27	5,66686	5809,34531
7	30 Juni 2018	1034,0948	5935955,15	5,93596	6138,34064

8	31 Juli 2018	1031,4192	5883967,67	5,88397	6068,83717
9	31 Agustus 2018	1023,7016	5881389,40	5,88139	6020,78774
10	30 September 2018	1027,5135	5671936,78	5,67194	5827,99189
11	31 Oktober 2018	1027,3594	5601426,30	5,60143	5754,67783
12	30 November 2018	1028,7113	5870462,98	5,87046	6039,01161
13	31 Desember 2018	1026,0802	5621627,76	5,62163	5768,24094
14	31 Januari 2019	1027,7369	5655172,01	5,65517	5812,02916
15	28 Februari 2019	1094,6433	5858151,08	5,85815	6412,58583
16	31 Maret 2019	1034,9667	5862530,02	5,86253	6067,52320

Perhitungan Linepack Menggunakan Software Pipeline Studio

Tahap selanjutnya adalah menghitung *linepack* menggunakan *software Pipeline Studio*. *Software* ini memiliki fitur analisa hidrolik jaringan dengan menggunakan peta skematik. Berikut adalah hasil perhitungan *linepack* dengan *software ini*.

Tabel 3.4 Hasil Perhitungan Linepack dengan Pipeline Studio

No	Tanggal	Nilai Kalor	Linepack by Pipeline Studio		
		Btu/scf	scf	MMscf	MMBtu
1	31 Desember 2017	1034,3221	5998,64	5,99864	6204,53115
2	31 Januari 2018	1033,9526	5698,59	5,69859	5892,06998
3	28 Februari 2018	1028,8687	5834,92	5,83492	6003,36813
4	31 Maret 2018	1031,3190	5982,55	5,98255	6169,91717
5	30 April 2018	1025,6857	6039,73	6,03973	6194,86707
6	31 Mei 2018	1025,1439	5906,33	5,90633	6054,84137
7	30 Juni 2018	1034,0948	5950,48	5,95048	6153,35679
8	31 Juli 2018	1031,4192	6061,11	6,06111	6251,54424
9	31 Agustus 2018	1023,7016	5906,20	5,90620	6046,18434
10	30 September 2018	1027,5135	5926,39	5,92639	6089,44818
11	31 Oktober 2018	1027,3594	5671,30	5,67130	5826,45829
12	30 November 2018	1028,7113	5793,59	5,79359	5959,93500
13	31 Desember 2018	1026,0802	5845,33	5,84533	5997,77615
14	31 Januari 2019	1027,7369	5729,11	5,72911	5888,02116
15	28 Februari 2019	1094,6433	5825,38	5,82538	6376,71352
16	31 Maret 2019	1034,9667	6018,11	6,01811	6228,54257

Perhitungan Linepack Menggunakan Software Synergi

Metode perhitungan *linepack* yang terakhir adalah dengan *synergi*. Perbedaan *software* ini dengan *pipeline studio* adalah jenis peta yang digunakan. Pada *software* ini basemapnya adalah *geobasemap* dimana lokasi pada peta menunjukkan lokasi yang sebenarnya. Berikut adalah hasil perhitungannya.

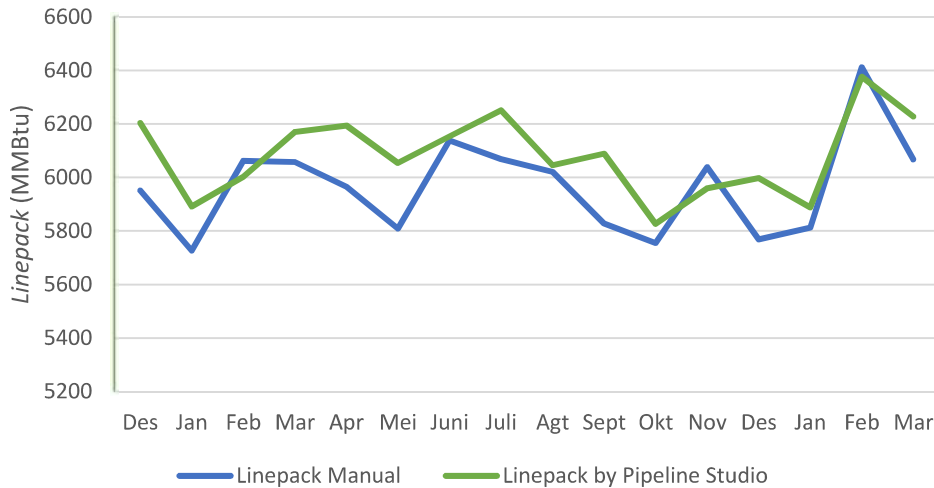
Tabel 3.5 Hasil Perhitungan Linepack dengan Synergi

No	Tanggal	Nilai Kalor	Linepack by Synergi		
		Btu/scf	scf	MMscf	MMBtu
1	31 Desember 2017	1034,3221	5858,89	5,85889	6059,98297
2	31 Januari 2018	1033,9526	5691,67	5,69167	5884,92062
3	28 Februari 2018	1028,8687	5691,67	5,69167	5855,98218
4	31 Maret 2018	1031,3190	6011,49	6,01149	6199,76458
5	30 April 2018	1025,6857	5953,70	5,95370	6106,61974
6	31 Mei 2018	1025,1439	5763,75	5,76375	5908,66958
7	30 Juni 2018	1034,0948	5811,75	5,81175	6009,90012
8	31 Juli 2018	1031,4192	6129,54	6,12954	6322,12817
9	31 Agustus 2018	1023,7016	6027,32	6,02732	6170,17323
10	30 September 2018	1027,5135	5774,32	5,77432	5933,19646
11	31 Oktober 2018	1027,3594	5660,00	5,66000	5814,84923
12	30 November 2018	1028,7113	5793,36	5,79336	5959,69757
13	31 Desember 2018	1026,0802	5686,66	5,68666	5834,96574
14	31 Januari 2019	1027,7369	5691,19	5,69119	5849,04475
15	28 Februari 2019	1094,6433	5672,58	5,67258	6209,44972
16	31 Maret 2019	1034,9667	5978,06	5,97806	6187,09350

Perbandingan Linepack Manual dengan Software Pipeline Studio dan Synergi

3) Perbandingan Linepack Manual dengan Simulator Pipeline Studio

Selisih paling tinggi terjadi pada perhitungan 30 September 2018 yaitu sebesar 4,49%. Sedangkan selisih paling rendah pada perhitungan 31 Agustus 2018 yaitu 0,24%.

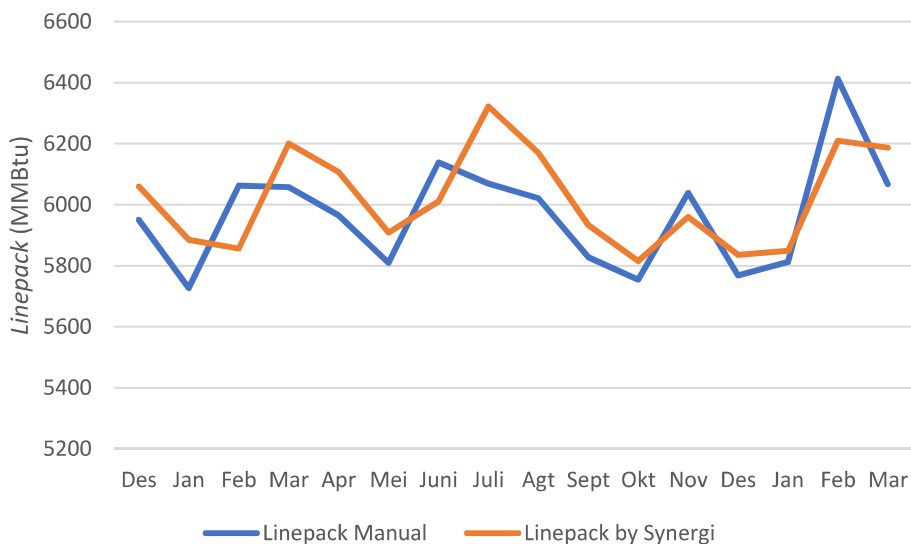


Gambar 3.3 Grafik Perbandingan Linepack Manual dengan Linepack Pipeline Studio

Garis warna biru adalah *linepack* hasil perhitungan manual dan garis warna hijau adalah *linepack* dari simulator *Pipeline Studio*. Berdasarkan grafik di atas, dapat diketahui apabila menghitung *linepack* menggunakan simulator *Synergi* rata-rata menghasilkan nilai yang lebih besar dibandingkan menghitung *linepack* secara manual. Namun, selisih perhitungan *linepack* manual dengan simulator *pipeline studio* masih di bawah 5 %.

4) Perbandingan Linepack Manual dengan Simulator Synergi

Selisih paling tinggi terjadi pada perhitungan *linepack* 31 Juli 2018 dengan selisih sebesar 4,17%. Sedangkan selisih paling kecil terjadi pada 31 Januari 2019 dengan persentase sebesar 0,64%. Berikut adalah penyajian data perbandingan dalam bentuk grafik.



Gambar 3.4 Grafik Perbandingan Linepack Manual dengan Linepack Synergi

Garis warna biru adalah *linepack* hasil perhitungan manual dan garis warna orange adalah *linepack* dari simulator *Synergi*. Berdasarkan grafik di atas, dapat diketahui apabila menghitung *linepack* menggunakan simulator *Synergi* rata-rata menghasilkan nilai yang lebih besar dibandingkan menghitung *linepack* secara manual. Namun, selisih perhitungan *linepack* manual dengan simulator *Synergi* masih di bawah 5 %.

Dari hasil perbandingan dua simulator yaitu *Pipeline Studio* dan *Synergi*, keduanya menunjukkan hasil selisih di bawah 5 %. Namun selisih paling besar dihasilkan oleh *pipeline studio* yaitu 4,49 % pada perhitungan *linepack* 30 September 2018. Sedangkan selisih paling besar yang dihasilkan oleh *Synergi* adalah 4,17 % pada 31 Juli 2018.

Analisis Unaccounted Gas Area Lampung Menggunakan *Linepack*

$$UAG = \frac{Supply - Demand - OUG - \Delta linepack}{Supply} \times 100\%$$

Pada rumus di atas *linepack* merupakan salah satu parameter yang bisa dimasukkan ke dalam perhitungan UAG agar mendapatkan nilai UAG yang lebih akurat. Pada penelitian ini parameter OUG tidak dihitung. $\Delta linepack$ dihitung dengan mengurangi *linepack* akhir bulan pada bulan ini dengan *linepack* akhir bulan pada bulan lalu.

$$\Delta linepack = linepack_{bulan\ sekarang} - linepack_{bulan\ lalu}$$

Apabila dimasukkan dengan menggunakan data *linepack* 31 Januari 2018 dengan 31 Desember 2017 maka diperoleh hasil sebagai berikut

$$\Delta linepack = linepack_{Jan\ 2018} - linepack_{Des\ 2017}$$

$$\Delta linepack = 5726,67590\ MMBtu - 5950,86547\ MMBtu$$

$$\Delta linepack = -224,18956\ MMBtu$$

Setelah memperoleh data $\Delta linepack$ maka dapat dimasukkan ke dalam rumus UAG untuk data Bulan Januari 2018 sebagai berikut

$$UAG = \frac{Supply - Demand - \Delta linepack}{Supply} \times 100\%$$

$$UAG = \frac{857017,90\ MMBtu - 861839,90\ MMBtu - (-224,18956\ MMBtu)}{857017,90\ MMBtu} \times 100\%$$

$$UAG = -0,5365\%$$

Berdasarkan perhitungan UAG dengan *linepack* di atas, maka berikut adalah penyajian data UAG dibandingkan dengan UAG yang sudah dihitung menggunakan *linepack*.

Tabel 3.6 Perbandingan Perhitungan UAG Bulan Januari 2018 s.d. Maret 2019

No	Bulan		UAG	UAG dengan <i>Linepack</i> Manual	UAG dengan <i>Linepack Pipeline Studio</i>	UAG dengan <i>Linepack Synergi</i>
1	Januari	2018	-0,5626%	-0,5365%	-0,5262%	-0,5422%

2	Februari		-0,3492%	-0,3921%	-0,3634%	-0,3455%
3	Maret		-0,5771%	-0,5764%	-0,6037%	-0,6319%
4	April		-0,2670%	-0,2498%	-0,2717%	-0,2496%
5	Mei		-0,0444%	-0,0159%	-0,0188%	-0,0082%
6	Juni		0,2595%	0,2009%	0,2419%	0,2414%
7	Juli		-0,1189%	-0,1079%	-0,1344%	-0,1683%
8	Agustus		-0,6484%	-0,6412%	-0,6176%	-0,6256%
9	September		-0,3702%	-0,3509%	-0,3746%	-0,3465%
10	Oktober		-0,4376%	-0,4298%	-0,4096%	-0,4250%
11	November		-0,2285%	-0,2654%	-0,2458%	-0,2473%
12	Desember		-0,3172%	-0,2860%	-0,3216%	-0,3028%
13	Januari	2019	-0,2563%	-0,2615%	-0,2433%	-0,2579%
14	Februari		-0,2742%	-0,3531%	-0,3384%	-0,3216%
15	Maret		-0,2666%	-0,2268%	-0,2495%	-0,2640%

Dari tabel ini dapat disimpulkan bahwa dengan memasukkan satu parameter tambahan pada perhitungan UAG maka dapat menyebabkan perubahan presentase UAG. Parameter yang dimasukkan dalam perhitungan ini adalah *linepack*. Besarnya perubahan UAG pun berbeda-beda pada setiap metode yang digunakan.

Dengan menggunakan tiga metode perhitungan *linepack* diperoleh 45 data UAG yang baru, dimana 25 mengalami kenaikan nilai UAG dan 20 lainnya mengalami penurunan. Dimana 28 data UAG mendekati $range \pm 0,2\%$. Kisaran perubahan UAG setelah menggunakan *linepack* berada pada $range$ negatif 0,0789% sampai dengan positif 0,0397%. Apabila dikonversi menjadi satuan energi maka perubahannya berkisar pada positif 600 MMBtu sampai negatif 345 MMBtu.

PENUTUP

Simpulan

Berdasarkan analisis yang dilakukan terhadap perhitungan UAG dengan menggunakan *linepack*, maka dapat ditarik simpulan sebagai berikut:

1. Hasil perhitungan *linepack* jaringan pipa Area Lampung berkisar dari 5726,67590 MMBtu sampai 6412,58583 MMBtu.
2. Analisis perhitungan *linepack* jaringan pipa Area Lampung menggunakan *Pipeline Studio* berkisar pada 5826,45829 MMBtu sampai 6376,71352 MMBtu dan deviasi selisih tertinggi dengan hasil *linepack* perhitungan manual adalah 4,49%.
3. Analisis perhitungan *linepack* jaringan pipa Area Lampung menggunakan *Synergi* berkisar pada 5814,84923 MMBtu sampai 6322,12817 MMBtu dan deviasi selisih tertinggi dengan hasil *linepack* perhitungan manual adalah 4,17%.
4. Penambahan parameter *linepack* pada perhitungan *Unaccounted Gas* (UAG) berpengaruh sebesar -0,0789% sampai dengan 0,0397% atau 600,55666 MMBtu sampai -345,06263 MMBtu.

Saran

1. Analisis *linepack* pada penelitian ini tidak memperhitungkan kemungkinan terjadinya kondensasi dalam pipa, sehingga perlu dilakukan analisis lebih lanjut kemungkinan terjadinya kondensasi selama penyaluran gas dalam pipa.
2. Simulator *Pipeline Studio* dan *Synergi* selanjutnya dapat digunakan untuk melakukan perhitungan *linepack* pada jaringan pipa gas.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] E. Shashi Menon, *Gas Pipeline Hydraulics*. 2010.
- [2] S. Mokhatab, W. A. Poe, and J. Y. Mak, *Handbook Of Natural Gas Transmission and Processing Principles and Practices*. 2015.
- [3] Y. A. Cengel and J. M. Cimbala, *Fluid Mechanics Fundamentals and Application*. New York: Mc Graw Hill, 2006.
- [4] AGA, “AGA Report No 3 Orifice Metering of Natural Gas and Other Related Hydrocarbon Fluids Part 1,” 2003.
- [5] AGA, “AGA Report No. 9 Measurement of Gas by Multipath Ultrasonic Meters,” 2017.
- [6] AGA, “AGA Report No7 Measurement Natural Gas by Turbine Meters.” .
- [7] M. Shafiq, W. Bin Nisar, M. M. Savino, Z. Rashid, and Z. Ahmad, “Monitoring and controlling of unaccounted for gas (UFG) in distribution networks: A case study of Sui Northern Gas Pipelines Limited Pakistan,” *IFAC-PapersOnLine*, vol. 51, no. 11, pp. 253–258, 2018.
- [8] T. H. Tran, S. French, R. Ashman, and E. Kent, “Linepack planning models for gas transmission network under uncertainty,” *Eur. J. Oper. Res.*, vol. 268, no. 2, pp. 688–702, 2018.
- [9] A. Chebouba, “Multi objective optimization of line pack management of gas pipeline system,” *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 574, no. 1, 2014.
- [10] F. Arpino *et al.*, “Unaccounted for gas in natural gas transport networks.,” *16th Int. Flow Meas. Conf. 2013, FLOMEKO 2013*, no. September, pp. 355–362, 2013.
- [11] J. Shiflet, ““ Unaccounted Gas Study in Distribution Networks .””
- [12] M. Guizani, A. Rayes, B. Khan, and A. Al-Fuqaha, *Network Modeling and Simulation: A Practical Perspective*. John Wiley and Sons, 2010.

ANALISIS PERFORMANCE RECIPROCATING PUMP HT 400 SETELAH MAINTENANCE

Nafsan Upara ^{1*}, Harno ²

^{*} Jurusan Teknik Mesin , Fakultas Teknik , Universitas Pancasila, Jakarta

² Jurusan Teknik Mesin , Fakultas Teknik , Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK. Pompa *reciprocating* jenis *Horizontal Triplex* 400 akan berkurang kinerjanya sejalan dengan banyaknya pemakaian pompa tersebut. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui kinerja pompa setelah *maintenance*. metode yang di lakukan ialah metode analisis deskriptif yaitu membandingkan data teoritis spesifikasi pompa dengan data aktual setelah *maintenance*. Aspek yang di teliti meliputi efisiensi Volumetrik, efisiensi Tekanan dan juga besarnya *Hydraulic horse power* yg di dihasilkan . Dari hasil penelitian ini didapat efisiensi volumetrik terbesar yaitu 81,6302 % pada putaran 2112 rpm dan tekanan/*pressure* 43,4369 MPa. dan adapun efisiensi Tekanan terbesar adalah 99,8684 % pada *flow rate* 0,5564 m³/menit dan putaran 1410 rpm. sedangkan *Hydraulic horse power* terbesar di peroleh 0,7616 kW pada tekanan 43,4369 MPa, *flow rate* 0,5564 m³/menit, dan pada putaran 2115 rpm. Dari hasil penelitian ini di harapkan adanya suatu sistem pengoperasian pompa yang lebih baik lagi agar kinerja pompa tetap terjaga sehingga umur pakai pompa lebih lama.

Kata kunci : Pompa *Reciprocating*, *Horizontal Triplex* -400, *performance*,

PENDAHULUAN

Perusahaan XYZ merupakan salah satu perusahaan jasa perminyakan dan gas bumi yang melakukan pekerjaan perawatan sumur, pekerjaan tersebut di antaranya membawa fluida ke dalam sumur, melakukan pengelasan kebocoran dan pembersihan[1]. Pekerjaan tersebut menggunakan pompa *reciprocating* untuk mengerjakan *mud*, *cementing*, *perforasi*, dan lainnya. Pompa ini memompakan fluida yang berbahaya (bahan kimia) maupun yang tidak berbahaya kedalam sumur minyak. Salah satu pompa yang menjadi andalan perusahaan XYZ adalah HT-400 singkatan dari *Horizontal Triplex 400*. Pompa ini di sebut juga *High Pressure Pump* karena tekanan yang di dihasilkan bisa mencapai 1379 bar (20.000 *psi*). Pemilihan pompa *Reciprocating* yang selama ini di lakukan ada *problem* pemompaan, pemilihan awal berdasarkan kepada spesifikasi *flow chart* pemompaan yang terdapat pada pompa *Reciprocating*. Namun kenyataannya dalam operasional Volume hasil pemompaan ada perbedaan dengan spesifikasinya, apalagi setelah dilakukan perawatan (*maintenance*) dimana ada penggantian beberapa *part* atau komponen dari pompa tersebut, perbedaan ini sangat berpengaruh terhadap operasi pemompaan yang harus memenuhi keinginan pelanggan (*client*) apalagi kegiatan tersebut dilakukan pada sumur minyak dan gas yang harus dirawat dimana waktu terhenti sumur dibatasi supaya produksi tidak terlalu menurun. Untuk itu penelitian ini di fokuskan dengan menguji dan menganalisis *performance Reciprocating pump* setelah dilakukan *maintenance* terhadap pompa tersebut.

Adapun tujuan penelitian ini yaitu :

- Menganalisis efisiensi *volumetric* dan tekanan pompa berdasarkan data aktual dengan teoritis setelah perawatan pompa.
- Menganalisis besarnya *Hydraulic Horse Power* (HHP) yang dihasilkan setelah perawatan pompa.

Adapun cakupan dalam penelitian ini adalah :

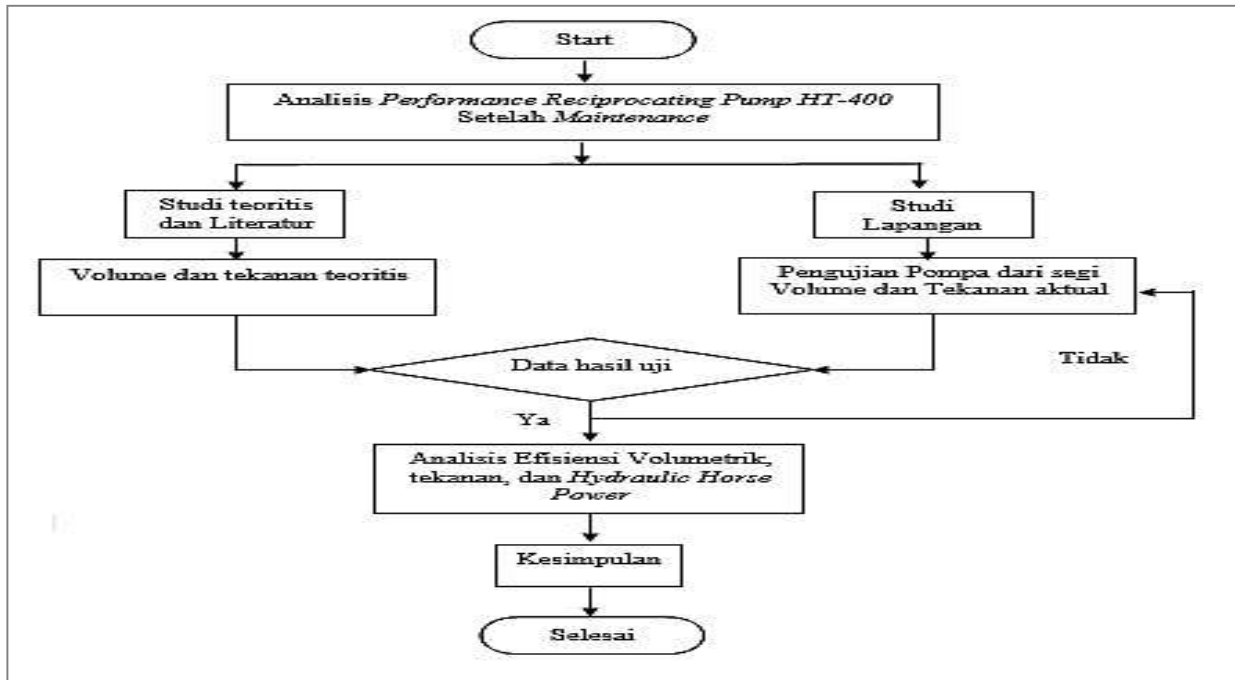
- untuk mengetahui hasil setelah perawatan pompa berdasarkan efisiensi *flow rate* dan *pressure* di capai secara aktual pemompaan dibandingkan teoritis spesifikasi.
- Untuk mengetahui besarnya *Hydraulic Horse Power* (HHP) yang dihasilkan oleh pompa.

Namun penelitian ini tidak mencakup perhitungan kerugian head pompa, dan jenis fluida yang di gunakan dalam penelitian adalah air bersih.

METODE

Langkah-Langkah Penelitian yang dilakukan di susun dengan diagram alir penelitian sebagai berikut :

**Corresponding Author* : uparanafsan@gmail.com



Gambar 21- Diagram alir penelitian

1. *Studi Teoritis dan Literatur*

Adalah mempelajari literatur-literatur yang di gunakan dalam penelitian ini antara lain dari jurnal, *text book*, *handbook* dan *manual operation* pompa.

2. *Studi lapangan atau Observasi*

Adalah kegiatan untuk mengambil data spesifikasi pompa dan juga data hasil pengujian pompa HT 400 Untuk kemudian menganalisisnya, terlebih dahulu kita lakukan identifikasi kerusakan dari pompa tersebut.

3. *Analisis*

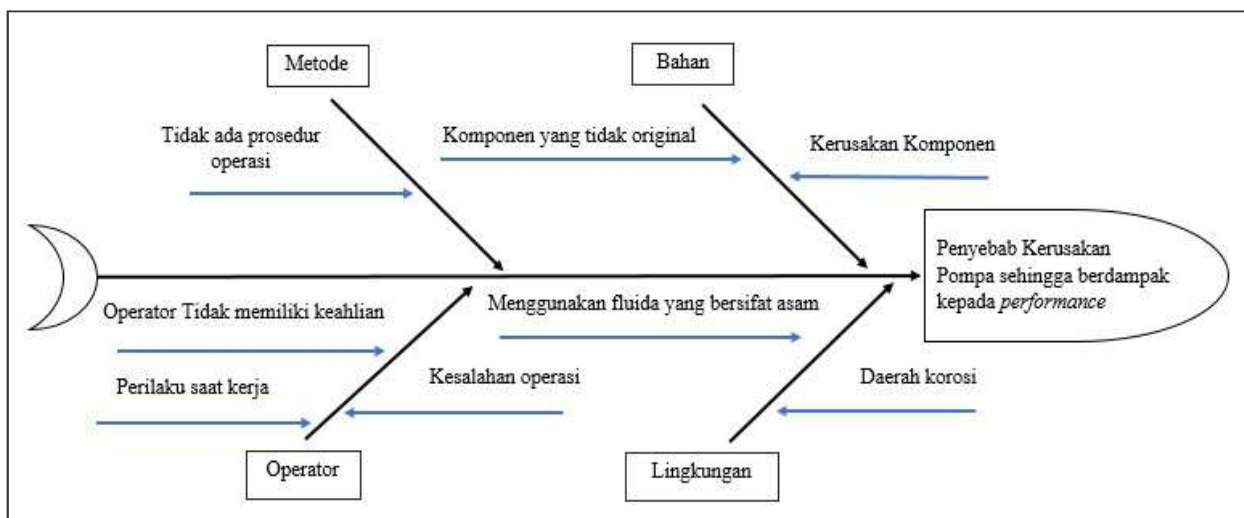
Dari hasil pengujian di lakukan analisis terhadap spesifikasi pompa *reciprocating* HT- 400 untuk mengetahui kondisi pompa setelah perawatan (*maintenance*). Kemudian disusun suatu operasi pompa yang baru yang laik operasi yang digunakan pada operasi dilapangan.

4. *Kesimpulan*

Hasil dari pengujian yang di lakukan terhadap pompa tersebut kemudian di buatlah kesimpulan dan saran.

Identifikasi Kerusakan Pompa

Untuk mengetahui kerusakan pompa *reciprocating* yang berdampak pada *performance* pompa, maka di buatkan diagram tulang ikan (*Fish Bone Diagram*), sebagaimana diperlihatkan pada gambar di bawah ini.



Gambar 22- Fish Bone Cause and Effect Diagram

Dari diagram tulang ikan di atas dibuatkan daftar penyebab kerusakan pompa *reciprocating* seperti diperlihatkan pada tabel di bawah ini.

Tabel 3- Daftar kerusakan pompa

No	Penyebab kerusakan
1	Kerusakan Komponen
2	Komponen yang tidak original
3	Menggunakan Fluida yang bersifat asam
4	Daerah korosi
5	Kesalahan Operasi
6	Tidak ada prosedur operasi
7	Perilaku operator saat kerja

Dari daftar kerusakan pompa tersebut dibuatkan kuesioner untuk mengetahui penyebab kerusakan pompa yang paling dominan dan didistribusikan kepada sejumlah karyawan dan operator dan hasilnya seperti diperlihatkan pada tabel di bawah ini :

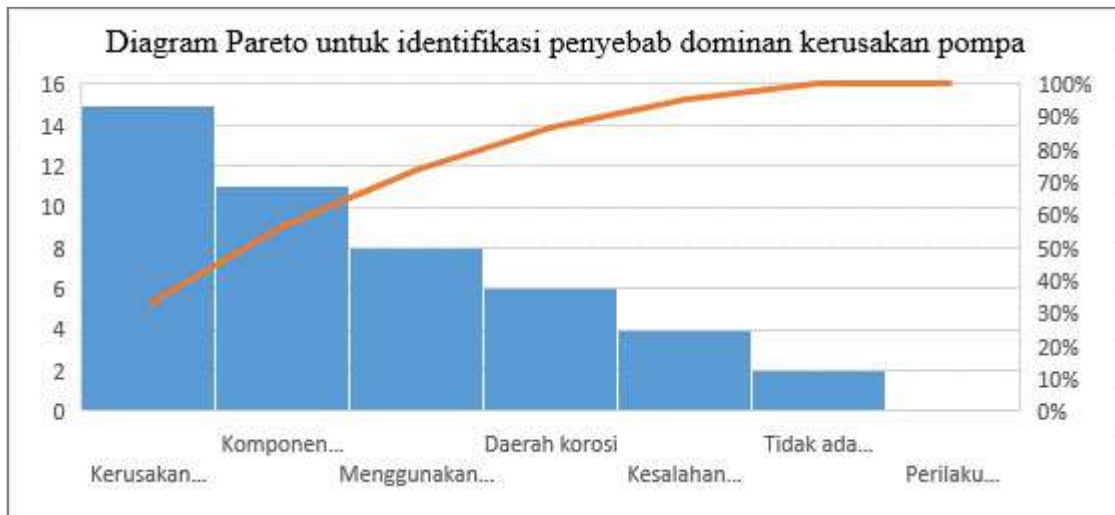
Tabel 4- Hasil kuesioner penyebab kerusakan pompa yang paling dominan

No	Pertanyaan	Jumlah Koresponden	Prosentase (%)
1	Kerusakan Komponen	15	32,6
2	Komponen yang tidak original	6	13
3	Menggunakan Fluida yang bersifat asam	11	23,9
4	Daerah korosi	8	17,3
5	Kesalahan Operasi	0	0
6	Tidak ada prosedur operasi	2	4,3
7	Perilaku operator saat kerja	4	8,6
	Total	46	99,7

Kemudian dari hasil kuesioner yang telah di distribusikan ke sejumlah karyawan dan operator tersebut maka didapatkan data yang nanti akan dimasukkan ke diagram pareto seperti terlihat pada tabel di bawah ini.

Tabel 5- Data hasil kuesioner untuk diagram pareto

No	Pertanyaan	Jumlah koresponden	Sort Jumlah	Presentase (%)	Com Presentase (%)
1	Kerusakan Komponen	15	15	32,6	33
2	Komponen yang tidak original	6	11	23,9	57
3	Menggunakan Fluida yang bersifat asam	11	8	17,3	74
4	Daerah korosi	8	6	13	87
5	Kesalahan Operasi	0	4	8,6	95
6	Tidak ada prosedur operasi	2	2	4,3	100
7	Perilaku operator saat kerja	4	0	0	100
	Total	46			



Gambar 23- Diagram pareto identifikasi penyebab dominan kerusakan pompa

Dari diagram Pareto di atas Faktor dominan sebagai penyebab kerusakan pompa *reciprocating* dapat di urutkan sebagai berikut :

1. Bahan (Kerusakan komponen) sebesar 32,6 %
2. Lingkungan (menggunakan Fluida yang bersifat asam) sebesar 23,9 %
3. Lingkungan (Daerah Korosi) sebesar 17,3 %
4. Bahan (Komponen yang tidak original) sebesar 13 %
5. Personal (Perilaku saat Kerja) sebesar 8,6 %
6. Tidak ada prosedur operasi sebesar 4,3 %

Perbaikan Pompa

Faktor penyebab kerusakan atau berkurangnya kinerja pompa yang paling dominan ialah dari komponen, seperti yang terlihat dalam diagram pareto di atas. Faktor kerusakan komponen dengan prosentase sebesar 32,6 % yaitu dari Plunger atau piston dan ring piston. Maka dari itu perlu dilakukan perawatan terhadap pompa dengan cara mengganti komponen yang rusak, yaitu mengganti plunger atau piston dan ring pistonnya, di ganti dengan yang baru dan original.

Prosedur Pengujian Pompa *Reciprocating*

Pengujian pompa setelah di lakukan *maintenance* adalah untuk mengetahui kinerja pompa tersebut.yaitu mengetahui kemampuan aliran pemompaan saat ini di bandingkan spesifikasi .Pengujian pompa *reciprocating* tersebut di lakukan terdiri dari pengujian kemampuan alir dan pengujian tekanan lainnya yang membutuhkan prosedur pengukuran yang berbeda-beda. untuk pengujian ini akan menggunakan *power pack* yang menggerakkan pompa *reciprocating* melalui motor hidrolik yang di transmisikan ke poros pompa.

Berikut ini prosedur pengujian Pompa HT-400 terkait dengan sistem yang digunakan, adapun langkah-langkah pengujian sebagai berikut:

1. Semua perlengkapan dalam keadaan layak dan siap digunakan.
2. Nyalakan *power pack* terlebih dahulu selama kurang lebih 15 menit
3. Kemudian hubungkan unit *power pack* dengan pompa *reciprocating* dengan koneksinya sebagai berikut : - *Power pack* – Transmisi roda gigi – *Pompa reciprocating*.
4. Pastikan hidrolik mengalir melalui *hose* yang ada dengan menyetting *relief valve* pada kondisi tekanan ringan, serta tidak ada kebocoran.
5. Cek untuk koneksi *suction (inlet)* dan *discharge (outlet)* dalam keadaan terbuka.
6. Seting perlahan – lahan *relief valve* sehingga hidrolik mengalir menuju pompa STAFA motor yang kemudian menggerakkan pompa.
7. Pompa *Reciprocating* mulai berputar dan menggerakkan plunger sehingga terjadi proses hisap tekan pada ruang *fluid end*. Sebelum proses pengukuran jalankan putaran pompa selama 30 menit.
8. Seting putaran *engine power pack* pada kecepatan 1900 Rpm.
9. Pengujian dilakukan dengan waktu sebagai ukuran utama yang berselang tiap 5 menit selama 6 kali,pengukuran yang dilaksanakan adalah:
 - a. Jumlah volume campuran air dan bahan kimia atau lumpur (*Slurry rate*)

- b. Tekanan Aliran
 - c. *Hydraulic horse power*
 - d. Temperatur Air dan oli
10. Setelah 15 menit seting putaran pompa sesuai dengan yang di harapkan dengan cara memperkecil atau memperbesar aliran hidrolik menuju STAFa motor (*driver*).
 11. Kemudian dilakukan tahap penutupan secara perlahan – lahan pada saluran *discharge* yang terhubung dengan *ball valve*.
 12. Selama dalam keadaan pengujian pengecekan dilakukan pada semua bagian yang terdapat fluida bertekanan di dalamnya dan memastikan tidak ada kebocoran sedikitpun.
 13. Setelah *holding pressure* selama batas waktu yang ditentukan maka tekanan dilepas secara perlahan dengan membuka *ball valve*.
 14. Setelah proses pengujian selesai, tutup secara perlahan – lahan aliran hidrolik dari *power pack* menuju STAFa motor, hingga motor tersebut tidak berputar. kurangi kecepatan putaran *engine* pada *power pack*.
 15. Matikan *power pack*

Dari hasil pengamatan selama pengujian, tidak ditemukan adanya kebocoran, penurunan tekanan, kerusakan atau keanehan lainnya pada bagian pompa tersebut. Sehingga untuk tahap pengujian tekanan tidak diperlukan analisa lebih lanjut.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil pengujian

Hasil pengujian pompa *reciprocating* diperlihatkan pada tabel 4 di bawah ini :

Tabel 6- Data hasil pengujian pompa

No	waktu	Putaran (rpm)	Flow Rate (m ³ /min)	Treating Pressure (MPa)	Hidraulic Horse Power (kW)	Engine water Temperature (° C)	Transmission Oil Temperature (° C)
1	13.55	1410	0,5564	26,2	260,995	79,4444	80
2	14.00	1900	0,6359	37,9211	410,1349	86,1111	80,5556
3	14.05	2112	0,6359	43,4369	484,705	87,7778	81,1111
4	14.10	2115	0,7154	43,4369	521,99	87,7778	82,2222
5	14.15	1100	0	1,3789	37,285	79,4444	82,2222
6	14.20	780	0	0,6894	7,457	79,4444	81,1111

A. Pengolahan Data dan Perhitungan

Dari hasil pengujian terhadap pompa *reciprocating* HT-400 ini, maka yang dapat diperhitungkan adalah hal-hal sebagai berikut :

1. Efisiensi *Volumetric* (debit)

Perhitungan diambil dari *flow rate* teoritis dan hasil pengujian aktual. Tabel 5 diperlihatkan data *flow rate* teoritis dan hasil pengujian aktual dengan berbeda putaran.

Tabel 7- *Flow rate* teoritis vs Aktual berdasarkan putaran

Kecepatan Putar (rpm)	<i>Flow rate</i> (m ³ /menit)	
	Teoritis	Aktual
1410	0,8108	0,5564
1900	1,2401	0,6359
2112	0,7790	0,6359

2115	0,9221	0,7154
1100	0	0
780	0	0

Efisiensi *volumetric* nya dapat dihitung dengan rumus:

$$\eta_v = \frac{\text{Flow rate aktual}}{\text{Flow rate teoritis}} \times 100 \% \quad (1)$$

- Untuk kecepatan putaran 1410 rpm,
Dimana : $\text{Flow rate aktual} = 0,5564 \text{ m}^3/\text{menit}$ (tabel 5)
 $\text{Flow rate Teoritis} = 0,8108 \text{ m}^3/\text{menit}$ (tabel 5)
 $\eta_v = \frac{0,5564}{0,8108} \times 100 \% = 68,6235 \%$
- Untuk kecepatan putaran 1900 rpm,
Dimana : $\text{Flow rate aktual} = 0,6359 \text{ m}^3/\text{menit}$ (tabel 5)
 $\text{Flow rate Teoritis} = 1,2401 \text{ m}^3/\text{menit}$ (tabel 5)
 $\eta_v = \frac{0,6359}{1,2401} \times 100 \% = 51,2781 \%$
- Untuk Kecepatan putaran 2112 rpm
Dimana : $\text{Flow rate aktual} = 0,6359 \text{ m}^3/\text{menit}$ (tabel 5)
 $\text{Flow rate Teoritis} = 0,7790 \text{ m}^3/\text{menit}$ (tabel 5)
 $\eta_v = \frac{0,6359}{0,7790} \times 100 \% = 81,6302 \%$
- Untuk Kecepatan putaran 2115 rpm
Dimana : $\text{Flow rate aktual} = 0,7154 \text{ m}^3/\text{menit}$ (tabel 5)
 $\text{Flow rate Teoritis} = 0,9221 \text{ m}^3/\text{menit}$ (tabel 5)
 $\eta_v = \frac{0,7154}{0,9221} \times 100 \% = 77,5837 \%$

2. Efisiensi tekanan (η_p)

Perhitungan efisiensi tekanan data perhitungan diambil dari *treating pressure/pressure discharge* teoritis dan hasil pengujian aktual. (Tabel 7), dengan berbeda putaran.

Tabel 8 - *Pressure* teoritis vs Aktual berdasarkan putaran

Kecepatan Putar (rpm)	<i>Pressure</i> (MPa)	
	Teoritis	Aktual
1410	26,2345	26,2
1900	55,1580	37,9211
2112	44,7676	43,4369
2115	44,3815	43,4369
1100	0	1,3789
780	0	0,6894

Efisiensi tekanan nya dapat dihitung dengan rumus :

$$\eta_p = \frac{\text{pressure aktual}}{\text{pressure teoritis}} \times 100 \% \quad (2)$$

- Untuk kecepatan putaran 1410 rpm,
Dimana : $\text{Pressure aktual} = 26,2 \text{ MPa}$ (tabel 6)
 $\text{Pressure Teoritis} = 26,2345 \text{ MPa}$ (tabel 6)

$$\eta_p = \frac{26,2}{26,2345} \times 100 \% = 99,8684 \%$$

- Untuk kecepatan putaran 1900 rpm,
Dimana : $Pressure$ aktual = 37,9211 MPa (tabel 6)
 $Pressure$ Teoritis = 55,1580 MPa (tabel 6)

$$\eta_p = \frac{37,9211}{55,1580} \times 100 \% = 68,7499 \%$$

- Untuk Kecepatan putaran 2112 rpm,
dimana : $Pressure$ aktual = 43,4369 MPa (tabel 6)
 $Pressure$ Teoritis = 44,7676 MPa (tabel 6)

$$\eta_p = \frac{43,4369}{44,7676} \times 100 \% = 97,0275 \%$$

- Untuk Kecepatan putaran 2115 rpm
Dimana : $Pressure$ aktual = 43,4369 MPa (tabel 6)
 $Pressure$ Teoritis = 44,3815 MPa (tabel 6)

$$\eta_p = \frac{43,4369}{44,3815} \times 100 \% = 97,8716 \%$$

3. Hydraulic Horse Power (HHP)

Perhitungan *Hydraulic horse power* berdasarkan tabel 4, di hitung berdasarkan rumus :

$$HHP = \frac{P \text{ (MPa)} \times V \text{ (m}^3\text{/menit)}}{40,8} \quad (3)$$

Di mana :

- P = Tekanan Aktual (MPa)
- V = *Flow rate* aktual (m³/menit)
- HHP = *Hydraulic horse power* aktual (kW)

Tabel 9 – *Pressure* aktual dan *Flow rate* aktual berdasarkan putaran

Kecepatan Putar (rpm)	<i>Pressure</i> Aktual (MPa)	<i>Flow rate</i> Aktual (m ³ /menit)
1410	26,2	0,5564
1900	37,9211	0,6359
2112	43,4369	0,6359
2115	43,4369	0,7154
1100	1,3789	0
780	0,6894	0

Hydraulic horse power (HHP) yang di hasilkan adalah sebagai berikut :

- Untuk kecepatan putaran 1410 rpm,
$$HHP = \frac{26,2 \times 0,5564}{40,8}$$

$$HHP = 0,3572 \text{ kW}$$

- Untuk kecepatan putaran 1900 rpm,
$$HHP = \frac{37,9211 \times 0,6359}{40,8}$$

$$HHP = 0,5910 \text{ kW}$$

- Untuk kecepatan putaran 2112 rpm,

$$HHP = \frac{43,4369 \times 0,6359}{40,8}$$

$$HHP = 0,6769 \text{ Kw}$$

- Untuk kecepatan putaran 2115 rpm,

$$HHP = \frac{43,4369 \times 0,7154}{40,8}$$

$$HHP = 0,7616 \text{ kW}$$

Tabel 10 - Data Keseluruhan *Performance Pompa Reciprocating* Ht-400, meliputi *Volumetric*, Tekanan (*pressure*) dan *Hydraulic Horse Power* (HHP).

No	RPM	Flow Rate (m ³ /min)			Tekanan / Pressure (MPa)			Hydraulic Horse Power (kW)	
		Volume teoritis (m ³ /min)	Volume pengujian (m ³ /min)	Efisiensi Volumetrik (%)	Tekanan Teoritis (MPa)	Tekanan pengujian (MPa)	Efisiensi Tekanan (%)	HHP Teoritis $\frac{P_{th} \times V_{th}}{40,8}$ (kW)	HHP pengujian $\frac{P_{act} \times V_{act}}{40,8}$ (kW)
1	1410	0,8108	0,5564	68,6235	26,2345	26,2	99,8684	0,5213	0,3572
2	1900	1,2401	0,6359	51,2781	55,1580	37,9211	68,7499	1,6765	0,5910
3	2112	0,7790	0,6359	81,6302	44,7676	43,4369	97,0275	0,8547	0,6769
4	2115	0,9221	0,7154	77,5837	44,3815	43,4369	97,8716	1,0030	0,7616
5	1100	0	0	0	0	0	0	0	0
6	780	0	0	0	0	0	0	0	0

Dari tabel di atas, angka yang dilingkari warna merah adalah pencapaian angka terbesar hasil pengujian pompa yaitu Efisiensi Volumetrik, Efisiensi *Pressure* atau tekanan dan *Hydraulic Horse Power* (HHP).

B. Pembahasan

Dari hasil perhitungan dapat di hasilkan efisiensi pompa sebagai berikut :

- Efisiensi volumetrik terbesar yaitu 81,6302 % pada putaran 2112 rpm dan tekanan/pressure 43,4369 MPa.
- Efisiensi Tekanan terbesar adalah 99,8684 % pada *flow rate* 0,5564 m³/menit dan putaran 1410 rpm.
- Hydraulic horse power* terbesar di peroleh 0,7616 kW pada tekanan 43,4369 MPa, *flow rate* 0,5564 m³/menit, dan pada putaran 2115 rpm.

Sehingga dari hasil yang di peroleh saat pengujian pompa dapat di katakan bahwa:

- Terjadi penurunan efisiensi pada *flow rate*
- Terjadi peningkatan tekanan yang dibutuhkan untuk meningkatkan *flow rate*
- Bahwa perbaikan atau *maintenance* pompa perlu diperhatikan secara berkala, jika pompa masih akan digunakan.
- Adanya efisiensi tekanan yang besar dikarenakan untuk mengejar *flow rate* yang besar.
- Jika dilihat dari aspek *flow rate* bahwa pompa ini sudah waktunya untuk diremajakan atau diganti dengan yang baru.

KESIMPULAN

Setelah mengkaji hasil penelitian yang di lakukan terhadap pompa *reciprocating* HT -400 dengan menggunakan mesin *power pack* yang di lakukan dengan rentang waktu berselang 5 menit selama 6 kali, maka dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut:

- Hasil dari pengujian berdasarkan kecepatan putaran pompa di dapatkan efisiensi volumetrik terbesar yaitu 81,6302 % pada putaran 2112 rpm dan tekanan/pressure 43,4369 MPa, itu menunjukkan adanya penurunan efisiensi pada *Flow rate*.

2. Hasil dari pengujian berdasarkan kecepatan putaran pompa di dapatkan Efisiensi Tekanan terbesar adalah 99,8684 % pada *flow rate* 0,5564 m³/menit dan putaran 1410 rpm, itu menunjukkan terjadinya peningkatan tekanan yang besar diperlukan untuk meningkatkan *flow rate*.
3. Hasil dari pengujian berdasarkan kecepatan putaran pompa di dapatkan *hydraulic horse power* terbesar diperoleh 0,7616 kW pada tekanan 43,4369 MPa, *flow rate* 0,7154 m³/menit, dan pada putaran 2115 rpm.

UCAPAN TERIMA KASIH

Terima kasih yang sebesar-besarnya penulis sampaikan kepada semua pihak terkait yang telah membantu terselesaikannya penelitian ini.

DAFTAR REFERENSI

- [1] S. haruo tahara, *Pompa dan Kompresor: Pemilihan, Pemakaian, dan Pemeliharaan*, 7th ed. jakarta: pradnya paramitha, (2000).
- [2] N. Brian, *Handbook of pumps and pumping*, 1st ed. elsevier, (2006).
- [3] Jhon. E Miller, *The Reciprocating pump Theory, Design, and Use.*, 2nd ed. Wiley-Interscience, (2013).
- [4] R. Rayner, *Reciprocating Pumps: Nomenclature, Characteristics, Components, and Types*. Pumps User Handbook, (1995), p.153 - XI.
- [5] M. I. M, Arnold, K., Stewart, M., Stewart, M. I., & Stewart, *Reciprocating Pumps*. Paragon Engineering Services, Inc. Surface Production Operations: *Design of Oil-Handling Systems and Facilities* (1999), p. 376-393.
- [6] Sidiq adhi darmawan, "*Positive displacement pump*," Universitas Sebelas Maret, (2016).
- [7] A. P. Bawane, R. M. Kharat, S. J. Parihar, "*Study of Performance Analysis of Ball Valve Operated Reciprocating Pump.*," *Int. J. Sci. Res. Dev.*, vol. 4, no. 1, (2016).

PERANCANGAN ALAT PENUKAR KALOR (APK) DENGAN PEMANFAATAN PANAS PIROLISIS

Rafika Mutiara Putri¹, I Gede Eka Lesmana², Roviada Camalia H³.

¹Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Pancasila

²Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Pancasila

³Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Pancasila

ABSTRAK. Sampah plastik yang ada dapat dimanfaatkan menjadi energi bahan bakar alternatif. Melalui proses pirolisis, plastik dipanaskan dengan suhu tertentu dengan oksigen yang sangat sedikit atau tanpa oksigen sehingga mengalami dekomposisi senyawa kimianya. Pada tungku pirolisis, nilai pembakaran tinggi dapat dimanfaatkan panasnya untuk menaikkan suhu fluida. Dengan prinsip itu, dirancang APK tipe *tube* dalam tungku pirolisis yang berfungsi untuk menaikkan suhu fluida kerja pada *tube*. Panas pembakaran pada tungku pirolisis akan diserap fluida dalam *tube*, sehingga terjadi pertukaran kalor antara fluida kerja dalam tube (oli) dan gas pembakaran yaitu gas karbon dioksida (

CO₂)

. Oli yang memiliki temperature tinggi dapat digunakan untuk memanaskan yang dapat menggerakkan turbin pada siklus *Organic Rankine Cycle*. Perancangan APK bertujuan untuk mengetahui alat yang akan digunakan dalam pemanfaatan panas pirolisis dapat bekerja dengan efisien untuk meningkatkan suhu fluida dingin (oli). Metodologi perancangan yang digunakan dengan perhitungan teoritis prinsip perpindahan panas (LMTD dan NTU) serta digunakan aplikasi desain *software SolidWorks*. Dari hasil perhitungan teoritis didapatkan hasil perancangan APK tipe *tube* dengan diameter 0,095 m (9,5 mm) dan panjang 2 m, laju perpindahan kalor sebesar 11315,5 W, dan nilai keefektifan (*effectiveness*) sebesar 16,67%. Perancangan APK ini kurang efisien, namun mencukupi kebutuhan siklus *Organic Rankine Cycle* yang diharapkan.

Kata kunci — Sampah, Pirolisis, APK, Perpindahan Panas, *Tube*

PENDAHULUAN

rumah tangga adalah sampah yang dihasilkan dari kegiatan harian dan jenis yang dihasilkan berasal dari kegiatan komersil dari kawasan industry, kawasan komersil, fasilitas sosial, fasilitas umum, kawasan khusus, dan fasilitas lainnya dikutik dari Peraturan Pemerintah Republik Indonesia No 81 Tahun 2012 Tentang Pengolahan Sampah Rumah Tangga dan Sampah Sejenis Sampah Rumah Tangga [1].

Dengan masalah tersebut, sampah plastik yang ada dapat dimanfaatkan menjadi energi bahan bakar alternatif. Plastik harus melalui proses pirolisis, dimana plastik akan dipanaskan dengan suhu tertentu dengan kadar oksigen yang sangat sedikit atau tanpa oksigen sehingga mengalami dekomposisi senyawa kimianya [2]. Pada penelitian pirolisis plastik ini, tungku pirolisis menggunakan bahan bakar kayu.. Pada tungku pirolisis, memiliki nilai pembakaran tinggi yang dapat dimanfaatkan panasnya untuk menaikkan suhu fluida tertentu. Karena itu dirancang Alat Penukar Kalor (APK) dalam tungku pirolisis untuk memanaskan fluida kerja.

Alat Penukar Kalor (APK) adalah suatu alat yang berfungsi untuk memindahkan kalor dari suatu fluida dengan fluida lain. Pada penelitian ini, APK digunakan untuk memanfaatkan kembali panas dari pirolisis. Panas dari pirolisis yang dimanfaatkan oleh APK bertujuan untuk meningkatkan temperatur fluida dalam APK. Prinsip APK yang digunakan adalah dengan perpindahan panas atau *heat transfer*.

Dengan prinsip itu, dirancang APK dengan tipe *tube* dalam tungku pirolisis yang berfungsi untuk menaikkan suhu fluida kerja pada *tube*. Panas pembakaran pada tungku pirolisis akan diserap oleh fluida dalam *tube*, sehingga terjadi penukaran kalor antara fluida kerja dalam tube yang berupa oli

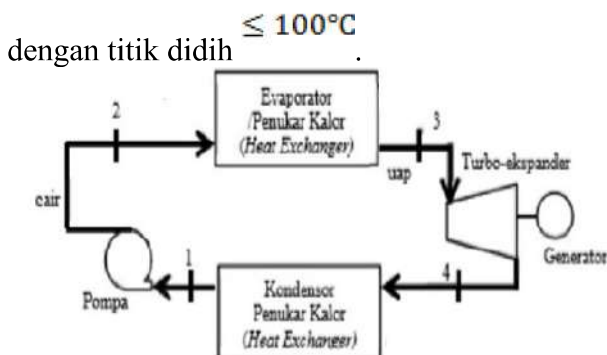
dan gas pembakaran yang diasumsikan sebagai gas karbondioksida (CO_2) panas. Oli yang memiliki temperature tinggi dapat digunakan untuk memanaskan fluida R134A agar berubah wujud menjadi uap dan dapat menggerakkan turbin pada siklus *Organic Rankine Cyclenya*.

Perancangan APK bertujuan untuk mengetahui alat yang akan digunakan dalam pemanfaatan gas pembakaran pirolisis dapat bekerja dengan efisien untuk meningkatkan suhu fluida dingin (oli). Dalam perancangan ini digunakan aplikasi desain *software SolidWorks* dan perhitungan teoritis berdasarkan teori yang ada

A.Organic Rankine Cycle

Organic Rankine Cycle merupakan modifikasi dari siklus uap *rankine*. Perbedaan yang mendasar antara siklus *rankine* dengan ORC adalah fluida kerja yang digunakan. Pada ORC, digunakan fluida kerja organik dengan titik didih yang relative rendah, sedangkan pada siklus *rankine* digunakan fluida kerja air. Hal ini dikarenakan pemanasan yang terjadi pada ORC berbeda dengan pemanasan yang terjadi pada siklus *rankine*.

Pada siklus *rankine* alat pemanas yang merubah air dari wujud cair menjadi wujud gas adalah *boiler*. Sedangkan pada ORC, pemanas yang digunakan adalah dengan penyerapan panas dari alam atau panas dari gas buang mesin. Karena pemanasan yang terjadi pada ORC relatif rendah, maka pemilihan fluida kerja organik juga harus diperhatikan. Biasanya pada ORC digunakan fluida kerja



Gambar 1. Skema ORC Sederhana

Pada ORC biasanya komponen utamanya terdiri dari fluida kerja organik, pompa, evaporator, kondensor, dan turbin yang ditunjukkan oleh gambar 2.1. Pada proses 1-2 adalah proses dimana pompa mengalami kompresi isentropik. Pada proses 2-3 adalah proses dimana fluida kerja mengalami pemanasan pada evaporator dengan tekanan konstan. Pada proses 3-4 adalah proses dimana turbin mengalami ekspansi. Pada proses ini, fluida kerja dapat menggerakkan turbin dan menghasilkan daya listrik. Pada proses 4-1 adalah proses dimana fluida melepaskan panasnya dan mengalami penurunan suhu [4].

Pirolisis

Pirolisis adalah suatu proses dimana plastik akan mengalami proses perubahan struktur komposisi pada senyawa organiknya melalui pemanasan dengan suhu tertentu tanpa melibatkan oksigen atau dengan melibatkan oksigen dengan kadar yang sangat sedikit. Proses pirolisis yang dilakukan dapat menghasilkan plastik menjadi bahan bakar alternatif.

Pada tungku reaktor pirolisis, memiliki suhu yang tinggi untuk memanaskan plastik hingga berubah wujud. Suhu tinggi tersebut dapat dimanfaatkan kembali untuk pemanasan fluida kerja. Dengan prinsip perpindahan panas, maka didalam tungku reactor pirolisis dirancang sebuah alat penukar kalor yang dapat menyerap panas dari gas pembakaran pirolisis. Dengan alat penukar kalor

yang terdapat dalam tungku reactor pirolisi, pemanfaat panas dari gas pembakaran pirolisis bertujuan untuk menaikkan suhu fluida kerja pada alat penukar kalor tersebut [5].

Perpindahan Panas

Perpindahan panas adalah perpindahan energi thermal atau panas yang terjadi akibat dari perbedaan suhu. dimanapun ada perbedaan suhu antara suatu media dengan media lainnya, maka akan terjadi perpindahan panas. Perpindahan panas dibagi menjadi 3, yaitu perpindahan panas secara konduksi, konveksi, dan radiasi. [6].

Alat Penukar Kalor (APK)

Alat penukar kalor adalah alat yang berfungsi untuk memindahkan energi kalor diantara dua fluida atau lebih, dengan media antara permukaan padatan dan fluida, atau antara partikel padatan dan fluida, dengan kondisi suhu yang berbeda dalam keadaan kontak termal. Pada alat penukar kalor interaksi panas dan kerja hanya terjadi dalam alat penukar kalor, sehingga tidak berdampak pada lingkungan luar dan sekitarnya.[7].

Tube

Istilah *tube* sering dipergunakan pada bidang teknik, khususnya bidang mekanik, pabrik kimia, pengolahan minyak, pembangkit listrik tenaga uap dan lain-lain. Beberapa jenis *tube* yang sudah ditetapkan ialah, *boiler tubes* (pipa-pipa ketel), *superheater tubes* (pipa-pipa pemanas lanjut), *furnace tubes* (pipa-pipa dapur), *drilling tubes* (pipa-pipa bor), *copper tubes* (pipa-pipa tembaga). Tebal *tube* dinyatakan dengan BWG (*Birmingham Wire Gage*), dan ukuran dalam *gage size* mulai No. 0 sampai No.24. *Tube* dapat dikatakan sebagai urat nadi APK. Oleh karena di bagian dalam dan di luar *tube* mengalir fluida. Kedua jenis fluida itu mempunyai kapasitas, suhu, tekanan, kerapatan, serta jenis yang berbeda. *Tube* juga harus mampu memindahkan kalor di antara fluida dalam *tube* dengan di luar *tube* [8].

Tabel 2. Tabel Dimensi untuk Ukuran Tube Komersial [8]

Dimensional Data for Commercial Tubing									
OD of Tubing (in.)	BWG Gauge	Thickness (in.)	Internal Flow Area (in. ²)	Sq. Ft.	Sq. Ft.	Weight	ID (in.)	OD/ID	
				External Surface per Ft. Length	Internal Surface per Ft. Length	per Ft. Length (lb.)			
1/4	22	0.028	0.0295	0.0655	0.0508	0.066	0.194	1.289	
1/4	24	0.022	0.0333	0.0655	0.0539	0.054	0.206	1.214	
1/4	26	0.018	0.0360	0.0655	0.0560	0.045	0.214	1.168	
3/8	18	0.049	0.0603	0.0982	0.0725	0.171	0.277	1.354	
3/8	20	0.035	0.0731	0.0982	0.0798	0.127	0.305	1.233	
3/8	22	0.028	0.0799	0.0982	0.0835	0.104	0.319	1.176	
3/8	24	0.022	0.0860	0.0982	0.0867	0.083	0.331	1.133	
1/2	16	0.065	0.1075	0.1309	0.0969	0.302	0.370	1.351	
1/2	18	0.049	0.1269	0.1309	0.1062	0.236	0.402	1.244	
1/2	20	0.035	0.1452	0.1309	0.1126	0.174	0.430	1.103	
1/2	22	0.028	0.1548	0.1309	0.1162	0.141	0.444	1.126	
5/8	12	0.109	0.1301	0.1636	0.1066	0.602	0.407	1.536	
5/8	13	0.095	0.1486	0.1636	0.1139	0.537	0.435	1.437	
5/8	14	0.083	0.1655	0.1636	0.1202	0.479	0.459	1.362	
5/8	15	0.072	0.1817	0.1636	0.1259	0.425	0.481	1.299	
5/8	16	0.065	0.1924	0.1636	0.1296	0.388	0.496	1.263	
5/8	17	0.058	0.2035	0.1636	0.1333	0.350	0.509	1.228	
5/8	18	0.049	0.2181	0.1636	0.1380	0.303	0.527	1.186	
5/8	19	0.042	0.2298	0.1636	0.1416	0.262	0.541	1.155	
5/8	20	0.035	0.2419	0.1636	0.1453	0.221	0.555	1.136	

Perhitungan APK

Beberapa perhitungan yang digunakan dalam merancang APK shell and tube adalah sebagai berikut:

Perhitungan laju perpindahan panas

Laju perpindahan panas adalah nilai kalor yang dilepas dari fluida panas ke fluida dingin atau nilai kalor yang diserap oleh fluida dingin dari fluida panas.

$$Q = U A L M T D \quad (1)$$

Dimana :

- A = Luas perpindahan panas (m²)
- Q = Beban panas yang di transfer (W)
- U = Koefisien perpindahan panas total (W/m²K)
- LMTD = *Log mean temperature different* (K)

Dari perpindahan kalor tersebut, terdapat 4 temperatur yaitu T_{hi} (Temperatur panas masuk), T_{ho} (Temperatur panas keluar), T_{ci} (Temperatur dingin masuk), dan T_{co} (Temperatur dingin keluar).

$$Q_h = Q_c \quad (2)$$

dimana :

Untuk menghitung laju perpindahan panas fluida panas (*hot*) dapat dihitung dengan rumus :

$$Q_h = (m_h C_{p_h} \Delta T_h) \quad (3)$$

Untuk menghitung laju perpindahan panas fluida dingin (*cold*) dapat dihitung dengan rumus :

$$Q_c = (m_c C_{p_c} \Delta T_c) \quad (4)$$

Dimana :

Q_h = Panas/kalor yang di transfer oleh media panas (kJ/s)

Q_c = Panas/kalor yang di transfer oleh media dingin (kJ/s)

m = Laju aliran massa (kg/s)

Cp = Panas spesifik jenis fluida (kJ/kgK)

Perhitungan LMTD

Besarnya nilai LMTD atau perbedaan temperatur rata rata logaritma bergantung pada jenis *heat exchanger* yang digunakan, dimana pada dasarnya dibagi menjadi 3 (tiga) jenis *heat exchanger* berdasarkan arah alirannya yaitu *parallel flow* (searah), *counterflow* (berlawanan), dan *multi pass and cross flow (shell and tube)*. Persamaan untuk menghitung nilai LMTD dari masing masing jenis *heat exchanger* yaitu:

Parallel Flow dan *Counter Flow*

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (5)$$

Dimana untuk *Parallel Flow* :

$$\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c1} \quad (6)$$

$$\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c2} \quad (7)$$

Dimana untuk *Counter Flow* :

$$\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c2} \quad (8)$$

$$\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c1} \quad (9)$$

$$\Delta T_{LM,CF} = \text{LMTD counterflow} \left(\frac{K}{\text{}} \right)$$

NTU (*Number Transfer Unit*)

Metode dengan menggunakan LMTD (*logarithmic mean temperature Difference*) dapat kita gunakan dengan mudah apabila suhu masuk dari fluida telah kita ketahui dan suhu keluar dapat diketahui dari persamaan neraca energi (*energy balance*). Untuk mendefinisikan suatu ϵ -NTU dari suatu APK, kita harus terlebih dahulu mengetahui perpindahan kalor maksimum yang terjadi (*maximum possible heat transfer rate*), Q_{max} . Efektivitas suatu APK didefinisikan sebagai berikut:

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}}$$

(10)

Dimana :

Q = Laju perpindahan panas $\left(\frac{W}{\text{}} \right)$

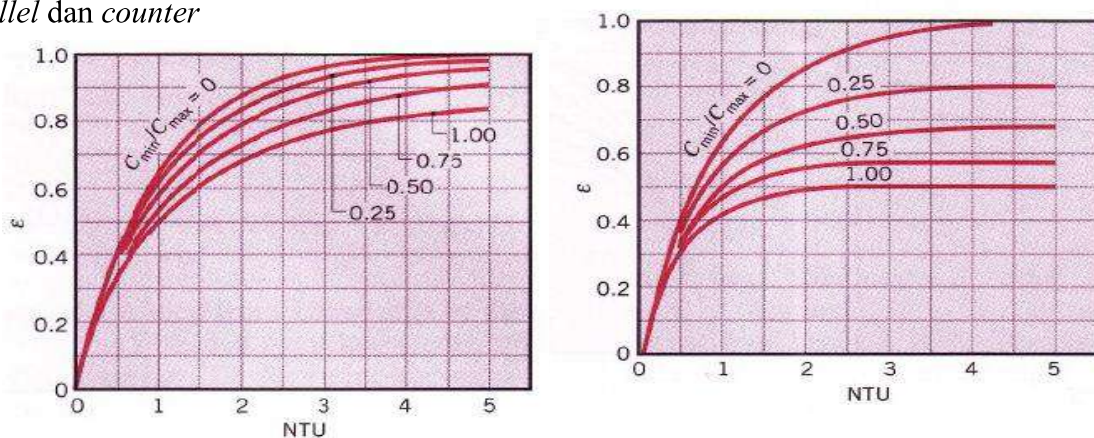
Q_{max} = Laju perpindahan panas maksimal $\left(\frac{W}{\text{}} \right)$

ϵ = efektivitas APK [9]

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

(11)

Setelah mendapatkan hasil dari ϵ dan C kita bisa mencari nilai NTU berdasarkan grafik yang sesuai dengan jenis aliran Seperti grafik untuk jenis aliran fluida *parallel* dan *counter*. fluida yang mengalir di dalam APK. Seperti grafik untuk jenis aliran fluida *parallel* dan *counter*



Gambar 2. Diagram NTU *Parallel flow & Counter flow* [10]

Sesudah mencari nilai NTU dari grafik, maka dapat mencari nilai luas penampang (A) dengan persamaan:

$$NTU = U A C_{min} \quad (12)$$

METODE PENELITIAN



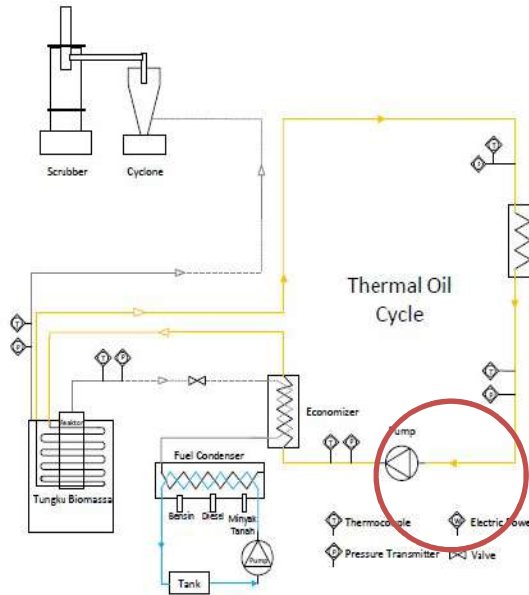
Gambar 2. Diagram alir penelitian

Metodologi Penelitian didalam penelitian ini menjelaskan tentang langkah yang dilakukan untuk hasil dari tujuan penelitian, berdasarkan batasan dan rumusan masalah. Metodologi yang dilakukan dibagi menjadi 4 tahapan.

Tahap pertama adalah Studi Literatur. Studi literatur digunakan sebagai landasan teori dalam penyelesaian masalah secara ilmiah. Dalam tahap ini digunakan teori dan prinsip Alat Penukar Kalor dan prinsip perpindahan panas sebagai tahap awal untuk merancang APK dengan tipe tube untuk pemanfaatan panas pirolisis

Tahap kedua adalah Spesifikasi dan Kondisi APK. Pada tahapan ini dilakukan pengumpulan parameter yang sifatnya tidak berubah sebagai data awal perancangan APK tipe *tube*, meliputi temperatur masuk, temperatur keluar, *mass flow rate*, laju aliran massa dan material yang digunakan. Tahap ketiga adalah Perhitungan dan Perancangan APK. Pada tahapan ini akan dilakukan perhitungan secara teoritis untuk mendapatkan dimensi desain *tube* yang akan digunakan menggunakan parameter yang sudah ada. Dari perhitungan akan didapatkan kondisi termal dan dapat dibuat desain menggunakan *software solidworks*.

Tahap keempat adalah Kesimpulan. Dalam tahap ini menarik semua kesimpulan berdasarkan perhitungan untuk ukuran dimensi yang telah dilakukan dalam perancangan APK serta keefektifan dari rancangan APK serta dimensi.

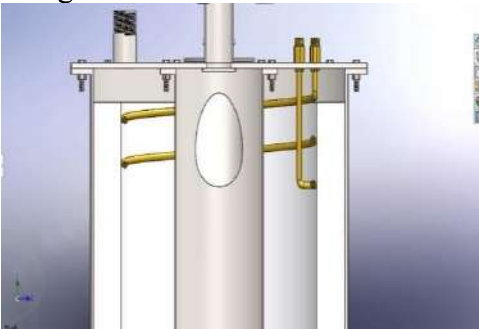


Gambar 3. Perancangan APK pada siklus Organic Rankine Cycle
Pada skema diatas dapat dilihat APK yang dirancang terletak dalam tungku pirolisis.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Spesifikasi Alat Penukar Kalor

Untuk mendapatkan ukuran dan keefektifan APK adalah dengan menentukan parameter yang tetap sebagai data perhitungan dan pemilihan bahan yang efektif. Dalam merancang APK diharapkan ukuran-ukuran yang ditentukan sesuai dengan standar yang ada, hal itu akan mempermudah dalam Dengan demikian data-data perancangan awal yang diketahui untuk perhitungan awal antara lain sebagai berikut.



Gambar 4. Desain APK Pada Tungku Pirolisis



Gambar 5. Tube yang menempel pada tutup tungku pirolisis

Untuk merancang panjang tube yang diperlukan, maka terdapat beberapa parameter yang sudah ditentukan, yaitu:

Tabel 2. Nilai Parameter

Parameter	Nilai
T_{cin}	373 K
T_{hin}	623 K
T_{co}	393 K
\dot{m}_h	0,25 kg/s
\dot{m}_c	0,21 kg/s
Cp_c	2263,1 J/kg.K
Cp_h	1081,48 J/kg.K

Analisa Hasil Perhitungan teoritis Perancangan APK

Laju Perpindahan Kalor (Q)

Besarnya laju perpindahan kalor dari fluida panas ke fluida dingin dapat dihitung dengan persamaan:

$$Q_c = (0,25 \text{ kg/s}) (2263,1 \text{ J/kgK}) (20 \text{ K})$$

$$Q_c = 11315,5 \text{ W}$$

Perbedaan Temperatur (ΔT)

$$\Delta T_h = \frac{Q_h}{Cp_h \dot{m}_h}$$

$$\Delta T_h = \frac{11315,5 \text{ J/s}}{(1081,48 \text{ J/kgK}) (0,20 \text{ kg/s})}$$

$$\Delta T_h = 50 \text{ K}$$

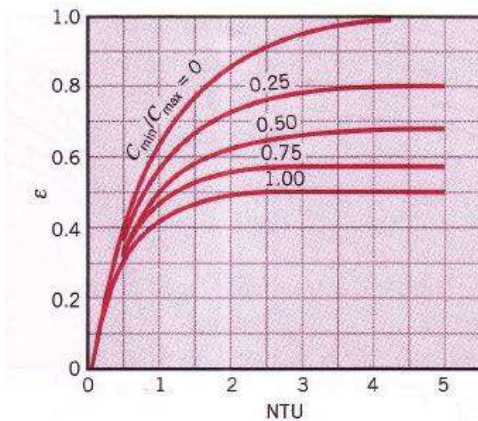
Menghitung Beda Temperatur Rata-Rata Logaritma (LMTD)

$$\Delta T_{LM} = \frac{(673 - 393) - (623 - 373)}{\ln \left(\frac{673 - 393}{623 - 323} \right)}$$

Menentukan keefektifan alat penukar kalor

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}}$$

Menentukan nilai *Number Transfer Unit* (NTU)



Gambar 6 Diagram NTU untuk aliran Parallel Flow

Dari diagram diatas, dengan nilai keefektifan dan Cr yang ada, maka diketahui bahwa nilai NTU nya adalah 0,2

$$\varepsilon = \frac{11315 \text{ J/s}}{67896 \text{ J/s}}$$

Menghitung Panjang Penampang yang dibutuhkan

Ukuran diameter tube yang akan dirancang adalah ¼ inchi atau 6,4 mm dengan ketebalan 1,2 mm sesuai dengan standar tema yang diperbolehkan. Maka untuk mencari panjang penampang (l) yang dibutuhkan adalah:

Dengan metode LMTD

$$Q = U A LMTD$$

Dari persamaan diatas, dapat ditentukan luas penampang adalah

$$A = \frac{Q}{U A LMTD}$$

$$A = \frac{11611,6}{809,7 \cdot 263,45}$$

$$A = 0,06 \text{ m}^2, \text{ dimana } A = \pi D l$$

$$l = \frac{A}{\pi D}$$

Maka

$$l = \frac{0,06 \text{ m}^2}{\pi \cdot 0,0095 \text{ m}}$$

$$l = 2,01 \text{ m}$$

Dari perhitungan diatas maka diketahui bahwa ukuran panjang tubenya dengan menggunakan metode

LMTD adalah 2,01 m \approx 2 m
Dengan metode NTU

$$NTU = \frac{U A}{C_{min}}$$

Maka, untuk mencari luas penampang

$$A = \frac{NTU C_{min}}{U}$$

$$A = \frac{0,2 \cdot 232,2}{809,7}$$

$$A = 0,057$$

$$A = 0,057 \text{ m}^2, \text{ dimana } A = \pi D l$$

$$l = \frac{A}{\pi d}$$

$$l = \frac{0,057 \text{ m}^2}{\pi \cdot 0,0095 \text{ m}}$$

$$l = 1,93 \text{ m}$$

Dari perhitungan diatas maka diketahui bahwa ukuran panjang tubenya dengan menggunakan metode

NTU adalah $1,93 \text{ m} \approx 2 \text{ m}$

KESIMPULAN

Dari perhitungan teoritis yang telah dilakukan, dapat diketahui bahwa laju perpindahan panas yang dilepaskan oleh fluida panas adalah sebesar 11315 J/s atau 11315 W . Dengan perbedaan temperatur yang terjadi sebesar 50 K, maka diketahui LMTD sebesar 263 K. Diketahui luas penampang (A)

dengan metode LMTD $0,006 \text{ m}^2$ dan panjang sebesar 2,01 m.

Dengan nilai efektivitas adalah sebesar 16,67 %. Dan nilai NTU sebesar 0,2. Dengan metode NTU

diketahui nilai luas penampang adalah sebesar $0,057 \text{ m}^2$ dan panjang sebesar 1,93 m.

Dari metode NTU dan LMTD maka dilakukan pembulatan angka terhadap panjang *tube* menjadi 2 m.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis ucapkan terima kasih kepada Bapak I Gede Eka Lesmana S.T., M.T. dan Ibu Rovida Camalia Hartantrie, S.T., M.T. selaku dosen pembimbing penulis yang mendukung serta membimbing penulis dengan kesabaran dan mengajarkan dengan ilmu yang sangat bermanfaat . Serta dukungan dari kedua orang tua dan Nimrot Sarbono Sidabutar selaku suami penulis yang selalu memberikan doa serta dukungan yang tiada henti. Dan juga tidak lupa dukungan dari Rekan-rekan Program Studi Teknik Mesin Universitas Pancasila: Rendy Redifan, Sabda Mochammad, Noor Zahran Kamarullah .

DAFTAR PUSTAKA

- [1] E. Maulana, H. Hariri, and A. Permana, "Perancangan Ulang Reaktor Pirolisis Berbahan Baku Sampah Plastik," *Semin. Nas. Teknol.*, pp. 190–194, 2018.
- [2] K. Endang, G. Mukhtar, A. Nego, and F. X. A. Sugiyana, "Pengolahan Sampah Plastik dengan Metoda Pirolisis menjadi Bahan Bakar Minyak," *Semin. Nas. Tek. Kim. Kejuangan*, vol. 0, no. 0, p. 6, 2016.
- [3] D. P. Incropera, F.P., Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 5th Editio. Canada: John Wiley & Sons, 1993.
- [4] C. Anggradiar and B. K. P. Ary, "Studi Eksperimen Pengaruh Pembebanan Generator Pada Performa Sistem Organic Rankine Cycle," *J. Tek. POMITS*, vol. 1, no. 1, pp. 1–4, 2012.
- [5] E. Maulana, E. Djatmiko, and A. Saefudin, "PERANCANGAN ALAT PENGAPIAN PADA TUNGKU KAPASITAS 10 Kg," *Semin. Nas. Teknol.*, pp. 227–232, 2018.
- [6] I. R. S. Bizzy, "STUDI PERHITUNGAN ALAT PENUKAR KALOR TIPE SHELL AND TUBE DENGAN PROGRAM HEAT TRANSFER RESEARCH INC," *J. Tek. Mesin*, vol. Vol. 13, N, 2013.
- [7] H. Syah, "Kajian Kinerja Penukar Panas Tipe Shell and Tube Satu Haluan dengan Pengontrolan Suhu Outlet," *J. Rekayasa Kim. Lingkung.*, vol. 9, no. 4, p. 158, 2017.
- [8] N. Putra, *ALAT PENUKAR KALOR*, vol. 3. Depok: Department of Mechanical Engineering University of Indonesia, 1981.
- [9] J. P. Holman, *Heat Transfer*, 10th Editi. New York: McGraw-Hill Companies, 2010.
- [10] N. Putra, *Alat Penukar Kalor*. Jakarta: Departemen Teknik Universitas Indonesia, 2012.

RANCANG BANGUN ALAT DESALINASI BENTUK PIRAMIDA PORTABEL BERBASIS TENAGA SURYA

Ibnu Purnomo Shidiq¹, Dr. Ir. Budhi M. Suyitno, IPM.²

¹ Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

² Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABTRAK— Penelitian ini berkonsentrasi pada konsep rancang bangun alat desalinasi bentuk piramida portabel berbasis tenaga surya, yaitu dibuat dengan ukuran kecil, dapat dipindahkan, dan pemasangan alat desalinasi diletakkan diatas permukaan air laut. Cara kerja alat desalinasi yang dibuat memanfaatkan pergerakan gelombang air laut hingga memasuki ruang evaporator, sehingga air laut akan diuapkan secara terus menerus. Alat desalinasi ini memanfaatkan air laut yang diubah menjadi air bersih melalui proses penguapan. Alat desalinasi ini terdiri dari evaporator bentuk piramida sebagai ruang untuk menguapkan air laut pada proses desalinasi, kondensor berperan sebagai pendinginan uap air hasil evaporasi, dan kolektor pelat datar berfungsi sebagai absorber dari energi kalor matahari. Proses pembuatan alat desalinasi menggunakan material yang berasal dari barang bekas yang didaur ulang, sehingga biaya pembuatan alat desalinasi yang dibutuhkan relatif terjangkau. Metode perancangan yang digunakan adalah metode French, yaitu dimulai dari proses kebutuhan data, analisis masalah, perancangan konsep, sketsa terpilih, gambar kerja, dan proses fabrikasi. Kesimpulannya adalah alat desalinasi yang efektif dan efisien ini mampu menghasilkan volume air destilat sekitar 126,2 ml dengan luasan kolektor pelat penyerap 370 mm x 290 mm. Alat desalinasi yang ringkas dan tepat guna mudah dipakai secara portabel dan hanya membutuhkan peralatan yang sederhana.

Kata Kunci : Desalinasi, Tenaga Surya, Portabel

PENDAHULUAN

Salah satu kebutuhan primer bagi tiap makhluk hidup adalah air bersih. Terutama bagi manusia air bersih dibutuhkan untuk aktifitas kehidupan sehari-hari, terutama untuk kebutuhan konsumsi dalam menjaga keseimbangan metabolisme tubuh. Namun beberapa daerah di Indonesia mengalami krisis pasokan air bersih, terutama dialami oleh sebagian besar masyarakat pesisir pantai, pulau-pulau kecil, dan daerah terpencil. Jika ditinjau pada beberapa daerah di selatan Indonesia, seperti pesisir pantai pulau Jawa & Nusa Tenggara, maka sering mengalami kesulitan terhadap ketersediaan pasokan air bersih. Padahal Indonesia dikenal sebagai negara maritim, yang mana memiliki luas perairan pedalaman & kepulauan Indonesia mencapai 3,11 juta km², bahkan luas total perairan di Indonesia mencapai 6,4 juta km² [1].

Data tersebut menunjukkan bahwa kapasitas air laut di Indonesia sangat melimpah, sehingga para peneliti telah melakukan berbagai penelitian ilmiah untuk memanfaatkan air laut menjadi air bersih, terutama menggunakan metode *reverse osmosis* dan membran distilasi. Namun kedua metode tersebut dinilai masih kurang aplikatif jika diterapkan pada masyarakat yang belum mengenal teknologi rumit dan investasi yang bernilai tinggi. Salah satu alternatif penyediaan air bersih melalui pengolahan air laut adalah menggunakan teknologi destilasi/desalinasi yang mudah untuk diaplikasikan oleh masyarakat. Untuk itu, diperlukan suatu metode sederhana yang mampu memanfaatkan energi kalor matahari dalam mengolah air laut menjadi air bersih, yaitu metode desalinasi.

Tujuan penelitian ini akan dilakukan rancang bangun alat desalinasi tipe *solar still*, yaitu memanfaatkan bentuk piramida portabel yang memiliki fleksibilitas pada penggunaannya dan dapat di bongkar pasang. Alat desalinasi yang akan dibuat menitikberatkan pada konsep *renewable energy* dengan memanfaatkan energi kalor matahari. Evaporator yang akan digunakan adalah berbentuk piramida. Berdasarkan penelitian yang komprehensif, bahwa evaporator tipe piramida lebih efisien daripada tipe evaporator secara umum, jika ditinjau dari sudut kemiringan piramida, kondensasi, perpindahan panas, dan nilai ekonomis [2]. Proses menginput air laut menuju alat desalinasi memanfaatkan pergerakan gelombang laut, sehingga diharapkan proses desalinasi terjadi secara berkelanjutan. Selain kolektor panas sebagai media pemisah air laut menjadi air tawar, alat desalinasi didesain juga dengan kain penyaring melalui evaporator piramida yang berfungsi untuk menyaring air laut dari sifat garamnya. Berbagai material yang digunakan untuk membuat alat desalinasi

ini menggunakan bahan dasar yang dapat daur ulang, sehingga dapat bernilai secara ekonomis, pembuatannya lebih murah, materialnya mudah didapatkan, dan fleksibel pemakaiannya.

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Desalinasi

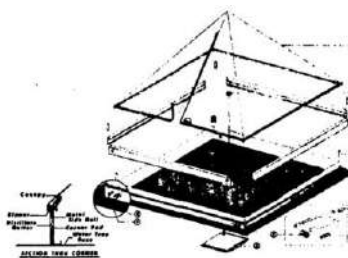
Menurut KBBI, desalinasi merupakan proses membuat air tawar dari air asin [4]. Teknologi desalinasi untuk mendapatkan air bersih dari air laut intinya adalah menguapkan air laut dengan cara dipanaskan, yang kemudian uap air tersebut diembunkan sehingga didapatkan air bersih, dengan sumber panas yang dipergunakan berasal dari energi yang beragam, yaitu minyak, gas, listrik, surya/matahari, dan lainnya [5]. Proses ini memanfaatkan air yang bersifat asin dengan cara menurunkan kadar garam yang terlarut agar menjadi air bersih. Komposisi unsur kimia pada air laut terbuka bernilai konstan, namun jumlah padatan garam terlarut berubah sesuai dengan kondisi tempat. Pemisahan tersebut akan menghasilkan produk utama berupa air bersih (H₂O), dan produk sampingannya berupa garam dapur (NaCl). Berikut ini tabel 2.1 mengenai komposisi unsur kimia air laut.

Tabel 1.1. Komposisi unsur kimia utama air laut pada salinitas 36000 ppm [3].

Compound	Composition	Mass Percent	ppm
Chloride	Cl ⁻	55.03	19810.8
Sodium	Na ⁺	30.61	11019.6
sulfate	(SO ₄) ⁻⁻	7.68	2764.8
Magnesium	Mg ⁺⁺	3.69	1328.4
Calcium	Ca ⁺⁺	1.16	417.6
Potassium	K ⁺	1.16	417.6
Carbonic Acid	(CO ₃) ⁻	0.41	147.6
Bromine	Br ⁻	0.19	68.4
Boric Acid	H ₃ BO ₃ ⁻	0.07	25.2
Strontium	Sr ⁺⁺	0.04	14.4
Total		100	36000

2.2. Kolektor Panas

Metode *solar still* adalah teknologi yang jumlahnya lebih signifikan untuk diteliti daripada metode lainnya, karena konsepnya memanfaatkan sumber energi kalor matahari yang tak terbatas, ramah lingkungan, murah, dan dapat dijangkau oleh masyarakat. Kolektor panas merupakan bagian yang diperlukan untuk mengubah energi radiasi matahari menjadi energi panas untuk berbagai keperluan misalnya pemanas air, sehingga suhu air meningkat didalam ruang evaporator alat desalinasi. Faktor yang berpengaruh terhadap kinerja kolektor panas terdiri dari faktor internal dan eksternal. Faktor internal yaitu parameter yang dapat dikontrol peneliti, yakni bentuk kolektor, jenis penutup, daya serap radiasi penutup, ketebalan penutup, jenis penyerap basin, konduktivitas termal kolektor panas, dan proses perpindahan panas pada kolektor panas. Sedangkan faktor eksternal yaitu adalah parameter yang tidak dapat dikendalikan peneliti, sehingga kemungkinan yang dapat dipertimbangkan adalah efisiensi termal pada kondisi cuaca, suhu lingkungan, dan kecepatan angin [8].



Gambar 1.1. *Solar Still* Bentuk Piramida [9]

2.3. Perpindahan Kalor

A. Konduksi

Perpindahan kalor secara konduksi berpindah dari zat padat menuju zat padat lainnya. Jika terjadi adanya suatu gradien temperatur di dalam suatu zat homogen, maka akan menyebabkan laju perpindahan kalor di dalam medium tersebut yang dinyatakan dengan hukum *Fourier* berikut ini :

$$q_k = -k \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{\Delta x} \dots\dots\dots(1.1) \quad [10]$$

Dimana,

q = laju perpindahan kalor konduksi (W)

-k = konduktivitas termal (W/mK)

A = luas penampang perpindahan kalor (m^2)
 $\Delta T = T_2 - T_1$ = perbedaan temperatur luar T_2 terhadap temperatur dalam T_1 (K)
 $\Delta x = x_2 - x_1$ = perbedaan jarak akhir x_2 terhadap jarak awal x_1 (m)

B. Konveksi

Setiap kali sebuah benda padat dilewati oleh fluida bergerak yang memiliki temperatur berbeda dari benda tersebut, maka terjadi konveksi oleh fluida terhadap benda padat.

$$q_c = h_c \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \dots\dots\dots(1.3) [10]$$

Dimana,

q = laju perpindahan kalor konveksi (W)
 h_c = koefisien konveksi material (W/mK)
 A = luas penampang perpindahan kalor (m^2)
 $\Delta T = T_s - T_\infty$ = perbedaan temperatur luar T_s terhadap temperatur dalam T_∞ (K).

C. Radiasi

Perpindahan kalor yang disebabkan oleh perambatan gelombang elektromagnetik, kemudian terjadi di dalam posisi vakum total maupun didalam medium disebut radiasi.

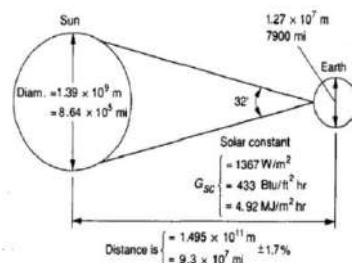
$$q_r = \epsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T^4, \text{ dengan } \epsilon \leq 1 \dots\dots\dots(1.4) [10]$$

Dimana,

q_r = laju perpindahan kalor radiasi (W)
 σ = Konstanta Boltzmann ($\frac{W}{m^2 \cdot K^4}$)
 A = luas penampang perpindahan kalor (m^2)
 T = temperatur absolut (K)
 ϵ = nilai emisivitas permukaan benda

2.4. Energi Kalor Matahari

Terdapat dua parameter energi surya yang paling penting, yaitu intensitas radiasi, dan karakteristik spektrum cahaya matahari. Energi surya yang diterima oleh bumi memiliki intensitas yang rendah dan fluktuasi yang besar, sehingga dapat secara efektif digunakan dengan mengubahnya menjadi energi termal.



Gambar 1.2. Hubungan Antara Bumi & Matahari [9].

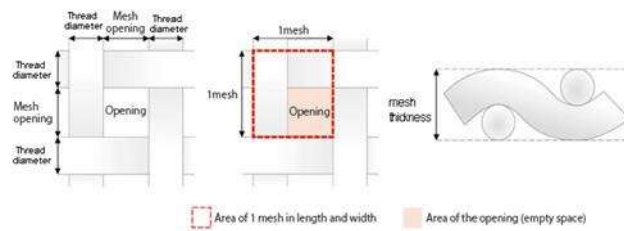
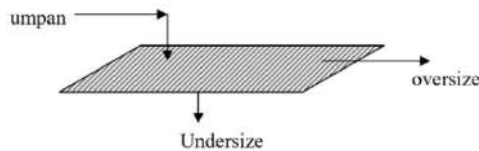
2.5. Gelombang Air Laut

$d/L > 1/2$ Fenomena gelombang laut menggambarkan transmisi dari energi dan momentum. Berdasarkan perbandingan antara kedalaman perairan (d) dan panjang gelombang (L), gelombang laut dapat diklasifikasikan menjadi:

1. $1/20 < d/L < 1/2$ Gelombang perairan dalam (*Deep Water Waves*) dimana
2. Gelombang perairan transisi (*Transisional Waves*) dimana
3. $d/L < 1/20$ Gelombang perairan dangkal (*Shallow Water Waves*) dimana

2.6. Pengayakan (Screening)

Pengayakan atau *screening* merupakan pemisahan berbagai campuran partikel padatan yang memiliki berbagai ukuran bahan menggunakan ayakan atau *screen*. Proses *screening* dilakukan dengan cara melewatkan material/partikel pada pori-pori atau *openings* dengan ukuran tertentu.



Gambar 24. Tinjauan *Screening* [3]

Gambar 25. Parameter dari *Mesh* [3]

METODE PENELITIAN

2.7. Waktu dan Tempat

Penelitian dilaksanakan pada bulan Februari sampai dengan Agustus 2019. Pembuatan alat desalinasi bertempat di Laboratorium Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila.

2.8. Alat dan Bahan

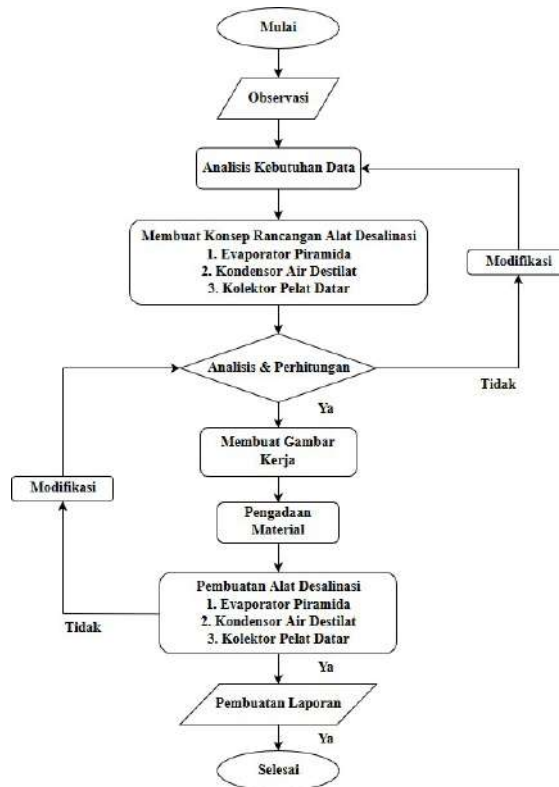
Komponen penunjang yang digunakan untuk membuat alat desalinasi meliputi palu, obeng, gunting, *cutter*, penggaris, busur derajat, gergaji tangan, mesin bor, gerinda tangan, & alat tulis.

Material atau Bahan yang digunakan untuk pembuatan alat desalinasi adalah *drum chlorine* 50 kg, besi gorden, rangka siku aluminium, *acrylic* dengan ketebalan 3 mm, pelat aluminium dengan ketebalan 1 mm, seng dengan ketebalan 1 mm, papan triplek dengan tebal 2 cm, *styrofoam*, kain *screen mesh* sablon T53 137 LPI, rangka payung, pipa paralon, corong, karet ban dalam motor, baut & mur dia. 5 mm, busa, selang plastik ukuran $\frac{1}{4}$ in, *pylox* hitam, dan lem korea.

2.9. Metode Penelitian

A. Prosedur Rancang Bangun Alat Desalinasi

Rancang bangun alat desalinasi ini menggunakan metode French, yaitu diawali dengan pengamatan/*observation* untuk mendapatkan topik atau ide rancangan alat desalinasi. Setelah itu, menentukan konsep rancangan alat desalinasi melalui studi literatur dengan meninjau pustaka yang berkaitan dengan topik tugas akhir ini, dan melibatkan juga dosen pembimbing dalam mengevaluasi hasil tinjauan pustaka. Kemudian menganalisis kebutuhan data untuk membuat rancang bangun alat desalinasi, yaitu evaporator piramida, kondensor air destilat, & kolektor pelat datar. Jika mengalami kendala, maka dilakukan modifikasi kebutuhan data. Setelah menentukan kebutuhan data, maka dibuat gambar kerja dan melakukan pengadaan material. Kemudian melakukan proses pembuatan alat desalinasi yang disusun sesuai dengan jadwal dan langkah-langkah kerja. Jika mengalami kendala, maka dilakukan modifikasi hingga sesuai dengan konsep rancangan. Kemudian membuat laporan tugas akhir ini hingga selesai.



Gambar 26. Diagram Prosedur Rancang Bangun Alat Desalinasi

B. Rancangan Evaporator

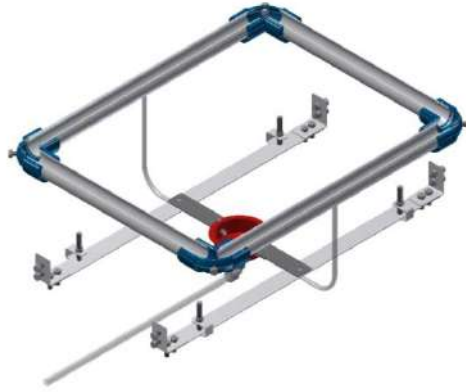
Evaporator dirancang berbentuk limas segiempat sehingga penutup menyerupai piramida. Ukuran evaporator piramida yang dirancang yaitu $(395 \times 320) \text{ mm}^2$ untuk bagian alas, tinggi limas 135 mm dengan kemiringan penutup piramida sekitar 45° . Wadah evaporator menggunakan *drum chlorine* 50 kg yang dimodifikasi sesuai konsep rancangan dengan tebal 3 mm, dan untuk bagian penutup piramida menggunakan kain *screen mesh* sablon T53 137 LPI dengan tebal 2 mm. Fungsi kain *screen mesh* pada evaporator piramida adalah sebagai media filtrasi air laut saat mengenai pergerakan gelombang laut.



Gambar 27. Rancangan Evaporator Piramida, Wadah Evaporator yang terpasang di Evaporator Piramida

C. Rancangan Kondensor Air Destilat

Kondensor air destilat dibagi menjadi 3 bagian utama, yaitu kanal, pipa kapiler, dan corong. Setelah proses penguapan mengenai evaporator piramida, selanjutnya air destilat akan mengalami pengembunan secara perlahan menuju kanal. Fungsi kanal adalah sebagai pengarah air destilat menuju corong. Kanal terbuat dari pipa PVC yang dipotong secara menyayat yang akan menyerupai jalur air. Kemudian, kanal dihubungkan oleh pipa *elbow* sehingga jalur air dirancang secara keliling yang juga dipotong secara menyayat. Salah satu kanal dilubangi untuk disambungkan oleh pipa kapiler menuju corong.



Gambar 28. Rancangan Kondensor Air Destilat

D. Rancangan Kolektor Pelat Datar

Kolektor pelat datar dirancang dengan ukuran (370 x 290) cm² yang tersusun atas beberapa bagian. Terdapat beberapa bagian, yaitu lapisan ke-1 (*Acrylic*) berfungsi untuk menjaga keseimbangan temperatur dari pelat kolektor yang ada dibawahnya, lapisan ke-2 dan 3 (pelat aluminium hitam) berfungsi sebagai *absorber* radiasi matahari, lapisan ke-4 dan 5 (pelat seng hitam) berfungsi sebagai penguat penyerapan kalor dari radiasi matahari, lapisan ke-6 (*Styrofoam*) dan lapisan ke-7 (Papan Triplek) sebagai insulator berfungsi untuk mencegah kehilangan kalor.



Gambar 29. Lapisan Kolektor Pelat Datar, Gambar 30. Rancangan Kolektor Pelat Datar

HASIL DAN PEMBAHASAN

Prinsip Kerja Alat Desalinasi

Komponen alat desalinasi terdiri dari ruang evaporator, kondensor, kolektor pelat datar, saluran kanal, pipa kapiler, dan wadah air hasil desalinasi. Ruang evaporator memiliki fungsi sebagai proses terjadinya penguapan air laut. Bagian dasar dari ruangan evaporator adalah kolektor pelat datar yang berperan sebagai media penyerap radiasi kalor matahari. Air laut akan memasuki alat desalinasi secara langsung dari 2 (dua) arah, yaitu melalui sisi bidang wadah evaporator & kain *screen mesh* pada evaporator piramida.

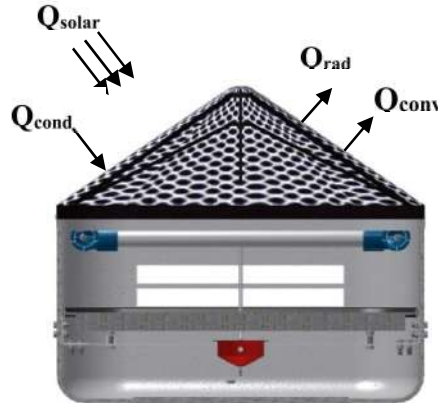


Gambar 31. Pergerakan Gelombang Laut Transisi terhadap Alat Desalinasi

2.10. Analisis & Perhitungan

A. Perhitungan Perpindahan Kalor Evaporator Piramida

Seperti yang digambarkan dibawah ini terjadi 3 (tiga) proses sekaligus, yaitu secara konduksi, konveksi, dan radiasi. Mula-mula air laut memasuki ruang alat desalinasi dengan temperatur tertentu (Q_{feed}), kemudian sebagian kecil dari radiasi matahari (Q_{solar}) ditransfer menuju penutup piramida (Q_{cond}) dan langsung dipantulkan (Q_{rad}) dan diserap (Q_{conv}) oleh penutup piramida.



Gambar 32. Perpindahan Kalor Evaporator Piramida

1. Nilai energi kalor matahari senilai $q_{solar} = 3,9 \times 10^5 \text{ W}$
2. Konveksi terjadi pada saat air laut yang dipanaskan akan mengalami kehilangan energi kalor dalam beberapa proses, yaitu energi ditransfer dari air ke piramida penutup oleh proses konveksi (Q_{conv}).

$$q_{conv} = h_c \cdot A \cdot (T_s - T_\infty)$$

$$h_c = \frac{q_{conv}}{A \cdot (T_s - T_\infty)} = \frac{3,9 \times 10^5}{150 \cdot (37,2 - 32,3)} = 530,612 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

3. Konduksi terjadi akibat penyerapan (Q_{cond}) oleh evaporator piramida, yaitu kain *screen mesh*.

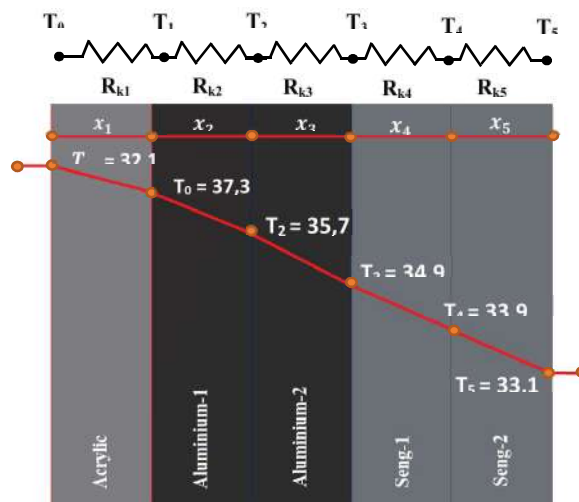
$$q_{cond} = -k \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{\Delta x} = -0,195 \cdot 150 \cdot \frac{(37,1 - 32,3)}{0,002} = 70,2 \times 10^3 \text{ W}$$

4. Radiasi terjadi akibat energi kalor matahari yang terpantul kembali dari kain *screen mesh*.

$$q_{rad} = \epsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T^4 = 0,124 \cdot 5,6697 \times 10^{-8} \cdot 31,7^4 = 7,099 \times 10^{-3} \text{ W}$$

B. Perhitungan Perpindahan Kalor Kolektor Pelat Datar

Kolektor pelat datar mengalami perpindahan panas secara konduksi, yaitu mulai dari lapisan -1 *acrylic*, lapisan-2 aluminium hitam, lapisan-3 aluminium hitam, lapisan-4 seng, lapisan-5 seng.



Gambar 33. Perpindahan Kalor Kolektor Pelat Datar

Luasan area kolektor pelat datar adalah Seperti gambar diatas didapatkan nilai distribusi temperature berlapis, Sehingga nilai kalor konduksi-nya seperti berikut:

$$q_{conv 1} = h_{c1} \cdot A \cdot (T_0 - T_2) = 15 \cdot 0,01073 \cdot (37,2 - 35,7) = 2,41425 \text{ W}$$

$$q_{conv 2} = h_{c2} \cdot A \cdot (T_2 - T_3) = 15 \cdot 0,01073 \cdot (35,7 - 34,9) = 1,2876 \text{ W}$$

$$q_{cond} = \frac{T_0 - T_5}{\frac{\Delta x_1}{k_1 \cdot A_1} + \frac{\Delta x_2}{k_2 \cdot A_2} + \frac{\Delta x_3}{k_3 \cdot A_3} + \frac{\Delta x_4}{k_4 \cdot A_4} + \frac{\Delta x_5}{k_5 \cdot A_5}}$$

$$q_{cond} = \frac{37,3 - 33,1}{\frac{0,001}{0,157 \cdot 0,1073} + \frac{0,001}{121 \cdot 0,1073} + \frac{0,001}{121 \cdot 0,1073} + \frac{0,001}{236 \cdot 0,1073} + \frac{0,001}{236 \cdot 0,1073}} = 69,9943 \text{ W}$$

$$q_{total} = q_{cond} + q_{conv 1} + q_{conv 2} = 2,414225 + 1,2876 + 69,9943 = 73,696125 \text{ W}$$

C. Volume Air Destilat

Menurut Jansen [8], nilai fluks sama dengan laju desalinasi, yaitu kecepatan perpindahan massa penguapan dengan satuan liter/jam.m². Nilai fluks diperoleh dengan persamaan:

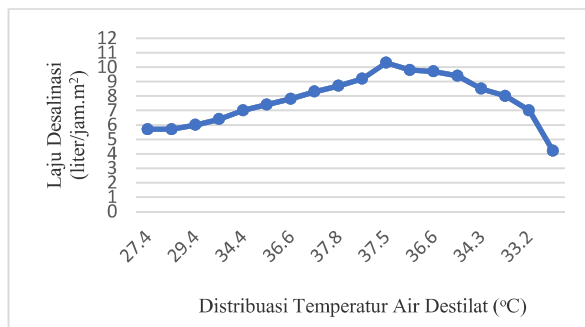
$$Fluks = \frac{\text{Total Volume Air Destilat (liter)}}{\text{Waktu Operasi (jam)} \times \text{luas kolektor (m}^2\text{)}} ; \dots\dots\dots(1.14) [8]$$

Volume air destilat dihasilkan berdasarkan pengujian alat desalinasi yang dibahas oleh penelitian terkait lainnya. Berikut ini adalah total volume air hasil desalinasi.

Tabel 11. Volume Air Destilat

No.	Waktu	Volume Air Laut (ml)	Volume Air Destilat (ml)
1.	Hari-1	4500	124,7
2.	Hari-2	4500	126,2
3.	Hari-3	4500	125,2

Pendekatan secara grafik dilakukan pada hari-2 sebagai volume air destilat terbesar untuk mengetahui hubungan antara laju desalinasi dan distribusi temperatur air destilat (Lampiran 5). Dengan demikian menunjukkan semakin tinggi nilai distribusi temperatur air destilat tiap pergerakan waktu operasi, maka laju desalinasi akan semakin meningkat juga.



Gambar 4.1. Grafik Hubungan Laju Desalinasi-Distribusi Temperatur Air Destilat

2.11. Hasil Rancang Bangun Alat Desalinasi

A. Pembuatan Evaporator Piramida

Berikut ini adalah langkah-langkah pengerjaan evaporator piramida.

1. Menyiapkan alat dan bahan untuk pembuatan evaporator piramida, yaitu *drum chlorine* 50 kg, rangka payung, gerinda tangan, kain *screen mesh*, benang, jarum, dan gunting.
2. Memotong *drum chlorine* dengan menggunakan gerinda tangan secara mengeliling. Sebelum dipotong, menandai pola garis untuk proses pemotongan. Kemudian menandai titik untuk membuat lubang menggunakan bor tangan.
3. Memotong kerangka payung sesuai dengan dimensi yang dirancang yaitu 395 x 320 mm², tinggi payung 135 mm, dan kemiringan bentuk payung sekitar 45°.
4. Kemudian menjahit kain *screen mesh* dan *resletting* terhadap kerangka payung menggunakan benang dan jarum, sehingga dapat disatukan membentuk bangun ruang limas seperti gambar berikut ini.



Gambar 34. Hasil Akhir Evaporator Piramida

B. Pembuatan Kondensor Air Destilat

Berikut adalah langkah-langkah pengerjaan kondensor air destilat.

1. Mempersiapkan alat dan bahan untuk pembuatan kanal, yaitu pipa PVC, gerinda tangan, mesin bor, mata bor M5, Penggaris, Penitik, dan Kikir.
2. Mengukur dimensi yang akan diproses menggunakan penggaris, kemudian menandai garis acuan pemotongan dan titik pengeboran pada pipa PVC menggunakan penitik.
3. Memotong pipa PVC yang telah diukur menggunakan gerinda tangan, dan mengebor pipa PVC menggunakan mesin bor.
4. Kemudian merakit pipa PVC sesuai dengan posisi yang telah dirancang dan memasang baut M5 pada sisi bidang wadah evaporator.
5. Setelah pembuatan kanal selesai, selanjutnya adalah membuat *support base* yang berfungsi untuk penempatan corong yang terhubung dengan kanal melalui pipa kapiler.
6. Menyiapkan alat dan bahan untuk membuat *support base*, yaitu aluminium siku dengan tebal 2 mm, batang *gorden*, baut-mur M5 dan M2, corong, *acrylic*, gerinda tangan, mesin bor, mata bor M5 dan M2, penggaris, penitik, pemotong *styrofoam*.
7. Mengukur semua komponen sesuai dengan dimensi rancangan menggunakan penggaris, dan penitik digunakan untuk menandai titik pengeboran lubang, kemudian memotong aluminium siku dan batang *gorden* menggunakan gerinda tangan sesuai ukuran yang telah dirancang.
8. Setelah itu, membuat penyangga corong yang berbahan dasar *acrylic* sesuai dengan dimensi rancangan dan membuat lubang pada corong menggunakan alat pemotong *Styrofoam*. Kemudian, merakit corong dan penyangga corong dengan memasang baut & mur M2.
9. Setelah proses perakitan corong, penyangga, rangka aluminium siku dan batang *gorden* selanjutnya adalah menghubungkan pipa kapiler dari lubang corong menuju kanal yang dipasang secara vertical.



Gambar 35. Hasil Akhir Kondensor Destilat

C. Pembuatan Kolektor Pelat Datar

Berikut ini adalah langkah-langkah pengerjaan kolektor pelat datar.

1. Mempersiapkan alat dan bahan untuk pembuatan kolektor pelat datar, yaitu pelat aluminium, pelat seng, *acrylic*, *styrofoam*, kayu triplek, karet ban dalam bekas, lem tembak, pemotong *styrofoam*, lem korea, gerinda tangan, bor tangan, mesin cutting kayu, baut & mur M5, penggaris, dan penitik.
2. Mengukur dimensi menggunakan penggaris sebagai acuan untuk memotong, dan menandai titik pada lubang yang akan dijadikan acuan untuk pengeboran.
3. Memotong pelat aluminium, pelat seng, *acrylic* & kayu triplek menggunakan gerinda tangan. Memotong & melubangi *styrofoam* menggunakan alat pemotong *styrofoam*. Mengebor pelat aluminium, seng, *acrylic*, & kayu triplek menggunakan bor tangan.

4. Setelah itu, melapisi pelat aluminium dan pelat seng dengan *pylox* berwarna hitam, untuk memaksimalkan nilai emisivitas dari kedua pelat.
5. Kemudian memasang kayu triplek, *styrofoam*, pelat seng, pelat aluminium, dan *acrylic* pada wadah evaporator.



Gambar 4.2. Hasil Akhir Proses Pemotongan & Pengeboran Kolektor Pelat Datar

KESIMPULAN & SARAN

2.12. Kesimpulan

Kesimpulan yang didapatkan selama penyelesaian Tugas Akhir ini adalah bahwa pembuatan rancang bangun alat desalinasi bentuk piramida portabel berbasis tenaga surya berhasil dilaksanakan, yaitu:

1. Mampu menguapkan air laut menjadi air desalilat dengan volume tertinggi yang diperoleh sebesar 126,2 ml selama periode waktu 8,5 jam.
2. Alat desalinasi yang dibuat terdiri dari 3 (tiga) bagian utama, yaitu evaporator piramida, kondensor air destilat, dan kolektor pelat datar.

UCAPAN TERIMA KASIH

Saya ucapkan terima kasih kepada Dr. Ir. Budhi M Suyitno selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga, dan pikiran untuk mengarahkan saya dalam penyusunan tugas akhir ini; Ayah dan Ibu, serta keluarga saya yang telah memberikan dukungan material dan moril; Sahabat saya yang telah membantu dalam menyelesaikan tugas akhir ini.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] L. B. Pandjaitan, "Menko Maritim Luncurkan Data Rujukan Wilayah Kelautan Indonesia," *Kementerian Koordinator Maritim RI*, 2018. [Online]. Available: <https://maritim.go.id/menko-maritim-luncurkan-data-rujukan-wilayah-kelautan-indonesia/>. [Accessed: 13-May-2019].
- [2] K. H. Nayi and K. V. Modi, "Pyramid Solar Still: A Comprehensive Review," *Elsevier*, vol. 81, no. Renewable and Sustainable Energy Reviews, pp. 136–148, 2018.
- [3] H. T. El-Dessouky and H. M. Ettouney, *Fundamentals Of Salt Water Desalination*, 1st ed. Amsterdam, The Netherlands: Elsevier Science B.V, 2002.
- [4] E. Setiawan, "Definisi Desalinasi Menurut Kamus Besar Bahasa Indonesia (KBBI) Versi Online 2.5," *Kementerian Pendidikan & Kebudayaan*, 2019. [Online]. Available: <https://kbbi.web.id/desalinasi>.
- [5] K. Astawa, M. Sucipta, and I. P. G. Artha Negara, "Analisa Performansi Destilasi Air Laut Tenaga Surya Menggunakan Penyerap Radiasi Surya Tipe Bergelombang Berbahan Dasar Beton," *J. Ilm. Tek. Mesin Cakra*, vol. 5, no. Destilasi, p. 8, 2011.
- [8] T. Akhirudin, "DESAIN ALAT DESALINASI AIR LAUT DENGAN SUMBER ENERGI TENAGA SURYA SEBAGAI ALTERNATIF PENYEDIAAN AIR BERSIH," Institut Pertanian Bogor, 2008.
- [9] S. G. Talbert and J. A. Eibling, *Manual On Solar Distillation of Saline Water*. United States: National Technical Information Service U.S Department of Commerce, 1970.
- [10] W. S. Jana, *Engineering Heat Transfer*, 2nd ed. New York, Washington DC: CRC Press LLC, 2000.

PERANCANGAN *SHELL AND TUBE* KONDENSOR SEBAGAI ALAT PENDINGIN REFRIGERAN R-134A PADA *ORGANIC RANKINE CYCLE*

Abimanyu Aji Pangestu^{1§§§§} Rudi Hermawan², dan Rovida Camalia Hartantrie³

¹Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

²Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

³Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK. Kebutuhan akan energi listrik setiap hari semakin meningkat, melihat cepatnya pertumbuhan manusia. Dimana pemanfaatan sumber energi secara optimal harus dilakukan, seperti pemanfaatan sampah plastik dan sampah organik. *Organic Rankine Cycle* adalah sistem pembangkit tenaga listrik yang bisa memanfaatkan panas hasil dari pembakaran pirolisis. *Organic Rankine Cycle* menggunakan fluida kerja organik yang dapat menguap pada suhu rendah namun tetap memiliki tekanan yang tinggi. Adapun komponen inti dari sistem *Organic Rankine Cycle* adalah pompa, economizer, turbin, dan kondensor. Pada penelitian ini dilakukan perancangan sistem kondensor dengan metodologi yang digunakan yaitu perhitungan dengan software *HTRI Xchanger Suite* serta perhitungan secara teoritis, untuk mendapatkan parameter terbaik yang diperlukan. Didapatkan hasil varian tekanan terbaik pada 10 bar yang menghasilkan nilai konduktivitas keseluruhan 172,16 W/m²×K dengan dimensi kondensor sesuai target perancangan yaitu Panjang *Tube* 1 m, Diameter *Shell* 500 mm, dan Jumlah *Tube* sebanyak 466 buah berdasarkan perhitungan *HTRI*, 254 buah berdasarkan perhitungan teoritis dengan diameter tube 19,05 mm.

Kata kunci— *Shell and tube* Kondensor; *Organic Rankine Cycle*; *HTRI Xchanger Suite*

PENDAHULUAN

Penggunaan energi sangatlah penting untuk menunjang kehidupan semua makhluk hidup. Kebutuhan akan energi setiap harinya meningkat, melihat cepatnya pertumbuhan manusia.[1] Indonesia memiliki potensi sumber daya alam yang dapat dimanfaatkan untuk memenuhi kebutuhan energi masyarakat. Namun, hal ini belum dapat langsung dilakukan karena beberapa sumber panas menghasilkan uap dan tekanan yang masih rendah. Dimana suhu uap berkisar Antara 80° - 170°C dengan tekanan berkisar 3 bar.[2] Hasil tersebut belum bisa digunakan jika menggunakan sistem pembangkit tenaga yang berdasarkan dari siklus rankine yang menggunakan air sebagai media kerjanya.

Penggunaan sumber daya alam dengan optimal dapat menghasilkan listrik lebih baik, yang dapat kita gunakan adalah membuat sistem pembangkit tenaga yang berdasarkan dari *Organic Rankine Cycle*. Adapun *Organic Rankine Cycle* ini adalah sistem pembangkit tenaga yang menggunakan fluida organik sebagai fluida kerjanya.[2] Cara kerja *Organic Rankine Cycle* pun masih sama dengan cara kerja dari siklus rankine yang konvensional, yang membedakan hanyalah dari penggunaan media kerjanya.

Organic Rankine Cycle memiliki karakteristik kerja yang mampu mengubah fluida kerja menjadi uap dengan memanfaatkan panas rendah dari panas bumi, memanfaatkan panas terbuang dari hasil pembakaran pirolisis, ataupun memanfaatkan panas dari matahari. Hal ini disebabkan karena *Organic Rankine Cycle* menggunakan fluida kerja yang bisa menguap pada suhu rendah.

Sistem pembangkit listrik jenis ORC ini terdiri dari 4 komponen utama yaitu Evaporator, Turbin, Kondensor, dan Pompa.[1] Cara kerja dari *Organic Rankine Cycle* yang digunakan adalah fluida kerja dipompa ke evaporator, kemudian pada evaporator akan dialirkan panas yang berasal dari hasil pembakaran pirolisis. Kemudian fluida kerja akan diteruskan ke turbin yang akan menghasilkan listrik. Kemudian dari turbin diteruskan ke kondensor dan berubah fasa menjadi cair, kemudian diteruskan ke pompa dan mengulangi siklus.

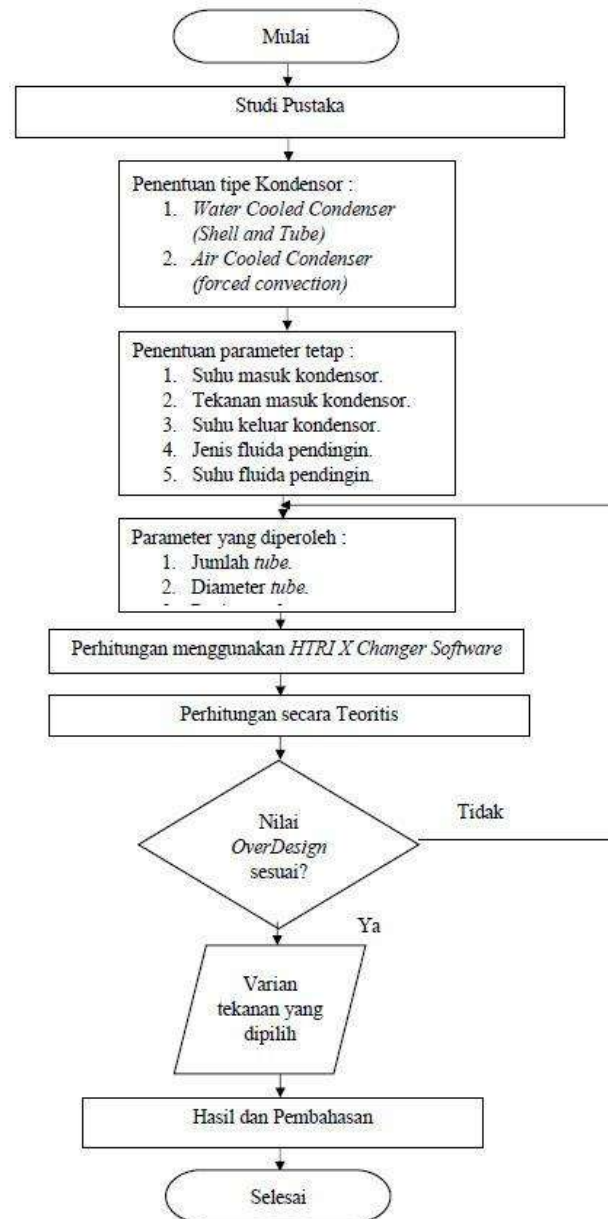
Kondensor merupakan komponen pendingin yang amat sangat penting yang berfungsi untuk memaksimalkan kerja suatu sistem pembangkit *organic rankine cycle*.[3] Untuk itu diperlukan perancangan sistem kondensor dengan ketiga variasi tekanan fluida yang digunakan pada sistem *organic rankine cycle* yang sudah ditetapkan oleh perancang sistem keseluruhan agar suatu sistem pembangkit listrik berdasarkan *organic*

§§§§ Corresponding author: abipangestu13@gmail.com

rankine cycle dapat bekerja secara optimal. Oleh sebab itu topik yang akan menjadi pembahasan dari penulis adalah mengenai Perancangan Shell and Tube Kondensor Sebagai Pendingin Refrigerant R-134a Pada Organic Rankine Cycle. Berdasarkan masalah tersebut maka tujuan dari penelitian ini adalah mengetahui laju aliran massa fluida air pendingin yang dibutuhkan untuk memenuhi kebutuhan pendinginan refrigerant panas, jumlah *tube* dan diameter *tube* dari ketiga varian tekanan yang dihitung menggunakan perhitungan secara teoritis, jumlah *tube* dan diameter *tube* dari ketiga varian tekanan yang dihitung menggunakan perhitungan *software HTRI XChanger Suite 6.0*, dan tipe kondensor *shell and tube* yang dapat memenuhi kebutuhan sistem pendinginan pada pembangkit listrik berdasarkan *organic rankine cycle*.

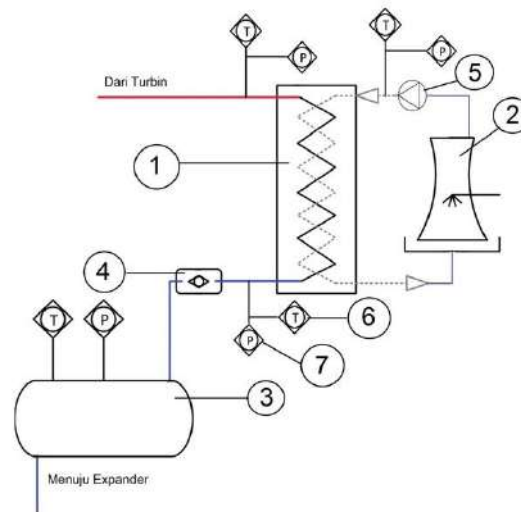
METODE

Diagram Alir Penelitian



Gambar 1. Diagram Alir Penelitian

Skema Kondensor pada Organic Rankine Cycle



2) 3) Gambar 2. Skema Kondensor Keseluruhan

4)

5) Berikut adalah komponen-komponen pada satu ruang lingkup alat kondensor beserta sistem pendinginannya :

1. *Shell and Tube* Kondensor.
2. *Water Cooling System*.
3. *Storage Tank*.
4. *Flow Meter*.
5. Pompa untuk air pada sistem pendinginan.
6. *Thermocouple*.
7. *Pressure Transmitter*

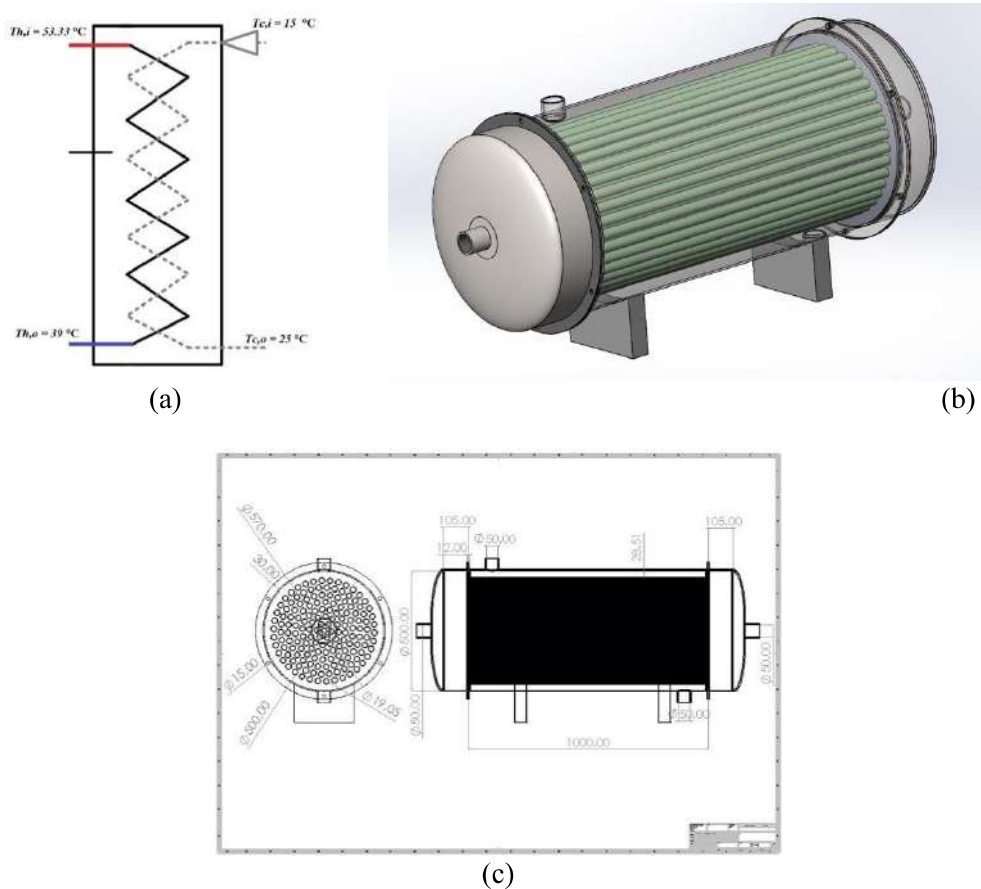
Metode Analisis Data

Dalam penelitian ini dilakukan penentuan parameter-parameter yang dijadikan ketetapan perhitungan yaitu : Suhu masuk, suhu keluar, tekanan masuk, nilai laju aliran massa dari masing-masing fluida dingin dan panas, serta panjang *tube* dan diameter *shell* yang akan digunakan. Perhitungan dilakukan secara teoritis dengan merujuk kepada literatur buku dan secara komputerisasi yaitu dengan menggunakan *software HTRI Xchanger Suite 6.0*. sehingga didapatkan hasil parameter yang diinginkan yaitu jumlah *tube* dan diameter *tube* yang akan digunakan.

Langkah Kerja

1. Menentukan parameter-parameter yang akan ditetapkan pada tiap komponen didalam siklus keseluruhan sistem pembangkit tenaga berdasarkan *Organic Rankine Cycle*.
2. Melakukan perhitungan dengan menggunakan *software HTRI Xchanger Suite 6.0* dengan tipe kondensor *Air Cooled* dan *Shell and Tube*.
3. Memilih tipe kondensor yang akan digunakan, yaitu tipe *Shell and Tube* Kondensor.
4. Melakukan perhitungan ulang dengan menggunakan *software HTRI Xchanger Suite 6.0* dengan variasi ketiga tekanan fluida refrigerant R-134a yang sudah ditetapkan sesuai kesepakatan tim, yaitu tekanan 6 bar, 8 bar, dan 10 bar.
5. Melakukan perhitungan secara teoritis untuk melakukan pendekatan hasil dari perhitungan dengan *software*.
6. Membuat hasil Analisa dan pembahasan perhitungan secara teoritis maupun secara *software*.
7. Melakukan pemilihan varian tekanan terbaik, dengan memperhatikan hasil jumlah *tube* dan diameter *tube* dari ketiga varian yang dihitung.
8. Membuat kesimpulan hasil perhitungan dan pemberian saran untuk penelitian

Gambar Desain Kondensor



Gambar 3. Gambar Desain Kondensor: (a) skema kondensor; (b) *shell and tube condenser* 1m x 0.5mm; (c) sketsa *drawing* kondensor 1m x 0.5mm.

HASIL

a. Data Perhitungan

Pembuatan pembangkit listrik berdasarkan Organic Rankine Cycle memiliki kemampuan untuk menghasilkan listrik sebesar 1500 Watt. Dalam pembuatan pembangkit listrik ini dibutuhkan sebuah alat penukar kalor yang berfungsi untuk mendinginkan fluida kerja yaitu refrigerant R-134a dengan media pendingin yaitu air yang telah didinginkan hingga suhu 15°C. Fluida refrigerant ini didinginkan dengan tujuan agar dapat mencapai fasa cairnya sehingga bisa disimpan didalam tanki penampung, dan dapat dilakukan pemompaan. Aliran fluida pada alat penukar kalor berlangsung secara berlawanan. Data Alat penukar kalor yang telah ditetapkan adalah sebagai berikut :

Tabel 2 Parameter yang ditetapkan

6)	No	7)	Parameter	8) Teoritis		
				9) 10 bar	10) 8 bar	11) 6 bar
12)	1	13)	$T_{h,i}$ (°C)	14) 53,43	15) 42,32	16) 40,9
17)	2	18)	$T_{h,o}$ (°C)	19) 39	20) 30	21) 21
22)	3	23)	$T_{c,i}$ (°C)	24) 15	25) 15	26) 8
27)	4	28)	$T_{c,o}$ (°C)	29) 25	30) 25	31) 18
32)	5	33)	Dshell (mm)	34) 500	35) 500	36) 500
37)	6	38)	Ltube (mm)	39) 1000	40) 1000	41) 1000
42)	7	43)	\dot{m}_h (kg/s)	44) 0,5810	45) 0,4820	46) 0,358

b. Perhitungan Teoritis

Pada perancangan kondensor tipe shell and tube ini, dilakukan perhitungan secara teoritis dengan memvariasikan parameter fluida r-134a pada tekanan 6 bar, 8 bar, dan 10 bar. Dengan parameter yang ditetapkan sesuai dengan table 1. Dimana telah dilakukan pengujian dengan menggunakan software HTRI Xchanger suite 6,0 dan telah dilakukan perhitungan manual sebagai pendekatan secara teoritisnya, dengan variasi parameter yang telah ditetapkan dari perhitungan siklus keseluruhan yaitu :

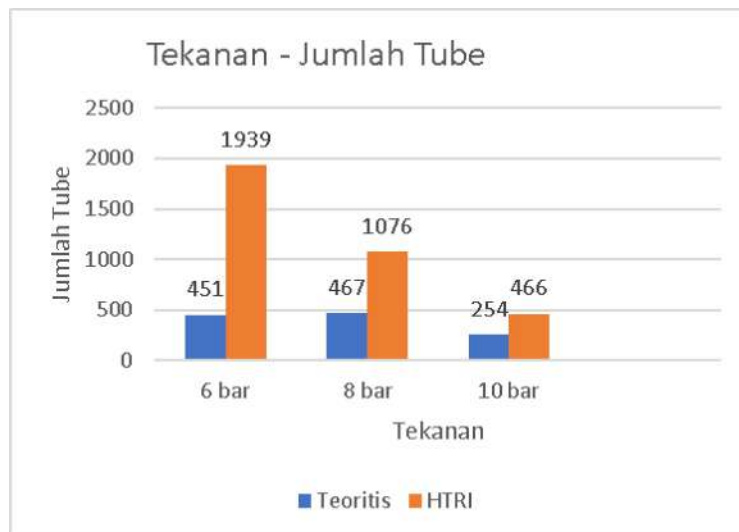
Tabel 2. Perbandingan Hasil Parameter Teoritis – HTRI

47) o	48) Par ameter	49) 10 bar		50) 8 bar		51) 6 bar	
		52) Teoritis	53) HTRI	54) Teoritis	55) HTRI	56) Teoritis	57) HTRI
58)	59) \dot{m}_c (kg/s)	60) 2,4933	61) 2,4924	62) 2,1133	63) 2,1324	64) 1,711	65) 1,7132
66)	67) h_r (W/m ² K)	68) 2990,912	69) 2032,15	70) 5155,339	71) 1877,36	72) 6704,386	73) 1453,47
74)	75) h_c (W/m ² K)	76) 182,68	77) 522,05	78) 168,474	79) 849,91	80) 136,275	81) 1093,98
82)	83) Nilai rata-rata perpindahan panas keseluruhan U (W/m ² K)	84) 172,16	85) 210,35	86) 163,142	87) 212,52	88) 133,56	89) 166,55
90)	91) q (Watt)	92) 104370	93) 104300	94) 88466	95) 89200	96) 71664	97) 71800
98)	99) Efektifitas	100) 0,3643	101) -	102) 0,4509	103) -	104) 0,6052	105) -
106)	107) OD tube (mm)	108) 19,05	109) 19,05	110) 12,70	111) 12,70	112) 9,52	113) 9,52
114)	115) Ntube	116) 254	117) 466	118) 467	119) 1076	120) 451	121) 1939
122)	123) OverDesign (%)	124) -	125) 19,06	126) -	127) 26,99	128) -	129) 25,48

c. Analisa Hasil dan Pembahasan

a. Perbandingan jumlah tube dengan varian tekanan :

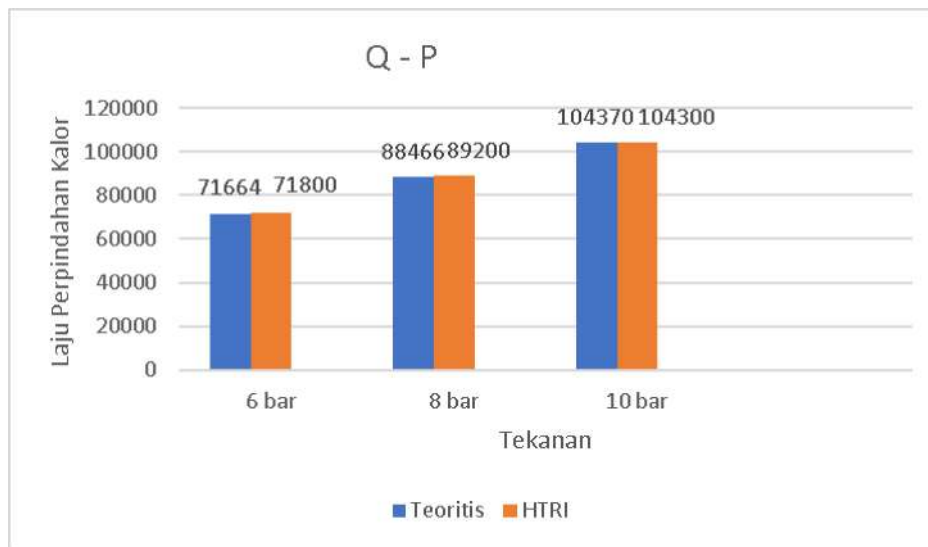
Dengan spesifikasi parameter dimensi dari kondensor yang ditetapkan sama pada tiap variasi tekanan yaitu ditargetkan Panjang tube 1 m, dan diameter shell 0,5 m, pada tiap varian tekanan 6 bar, 8 bar, 10 bar. Dapat terlihat perbedaan jumlah tube yang dihasilkan pada grafik dibawah ini.



Gambar 4. Diagram batang perbandingan tekanan dengan Jumlah Tube

Dari hasil grafik dapat terlihat semakin besar tekanan fluida refrigerant R-134a maka tube yang dibutuhkan pun semakin sedikit, baik pada hasil perhitungan secara teoritis maupun dengan software HTRI Xchanger. Pada tekanan 6 bar hasil yang didapatkan dari perhitungan secara teoritis yaitu sebanyak 451 buah sedangkan perhitungan secara software didapatkan sebanyak 1939 buah. Pada tekanan 8 bar hasil yang didapatkan dari perhitungan secara teoritis yaitu sebanyak 467 buah sedangkan perhitungan secara software didapatkan sebanyak 1076 buah. Pada tekanan 10 bar hasil yang didapatkan dari perhitungan secara teoritis yaitu sebanyak 254 buah sedangkan perhitungan secara software didapatkan sebanyak 466 buah. Sehingga didapatkan hasil yang terbaik untuk perancangan kondensor ini adalah tekanan fluida panas refrigerant pada 10 bar karena mendapatkan hasil tube yang lebih sedikit dari perhitungan secara teoritis maupun software sehingga untuk mendapatkan efisiensi biaya pada proses fabrikasi dan efisiensi waktu fabrikasi tentu akan lebih tinggi, dibanding kita membuat kondensor dengan jumlah tube yang sangat banyak. Hasil jumlah tube dipengaruhi juga oleh diameter tube yang digunakan, dari perhitungan yang dilakukan dimensi diameter tube dibuat bervariasi agar tiap varian tekanan kondensor bekerja pada kondisi yang optimal.

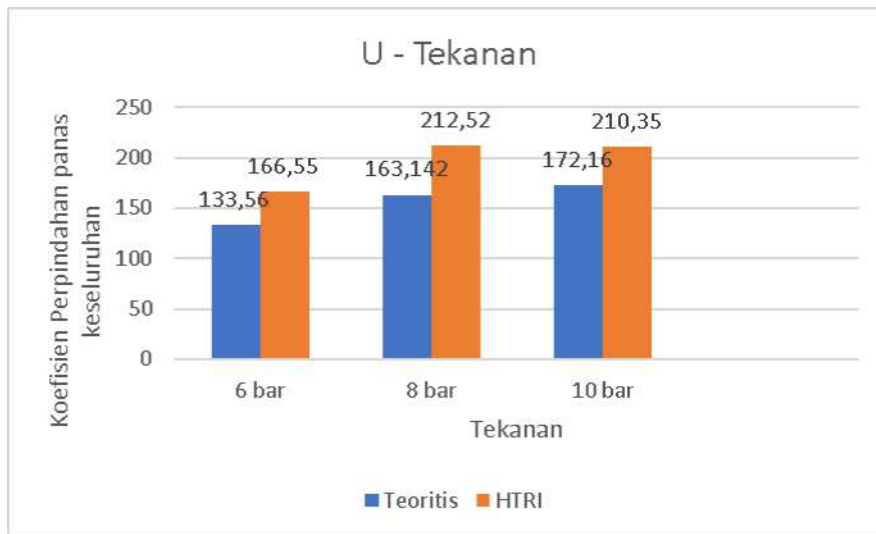
b. Perbandingan Laju Perpindahan Kalor Terhadap Tekanan



Gambar 5. Diagram batang perbandingan nilai laju perpindahan kalor terhadap tekanan

Dari hasil grafik diatas dapat terlihat semakin besar tekanan pada fluida panas Refrigerant R-134a maka semakin besar juga laju perpindahan kalor yang diperlukan. Pada tekanan 6 bar hasil perhitungan teoritis laju perpindahan kalor yang dibutuhkan sebesar 71664 Watt sedangkan hasil perhitungan software sebesar 71800 Watt. Pada tekanan 8 bar hasil perhitungan teoritis laju perpindahan kalor yang dibutuhkan sebesar 88466 Watt sedangkan hasil perhitungan software sebesar 89200 Watt. Pada tekanan 10 bar hasil perhitungan teoritis laju perpindahan kalor yang dibutuhkan sebesar 104370 Watt sedangkan hasil perhitungan software sebesar 104300 Watt. Sehingga dari hasil perhitungan laju perpindahan kalor secara teoritis maupun software apabila kita menginginkan hasil daya yang lebih besar dengan spesifikasi dimensi tube yang sudah ditentukan, dan perbedaan suhu pada fluida panas sudah ditentukan, kita bisa menaikkan tekanan fluida tersebut untuk mendapatkan Daya alat penukar kalor yang lebih besar.

c. Perbandingan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan Teoritis – HTRI



Gambar 6. Diagram batang perbandingan nilai U terhadap tekanan

Dari hasil grafik diatas terlihat perbedaan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan hasil perhitungan secara teoritis dan secara software HTRI. Pada tekanan 6 bar didapatkan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan hasil perhitungan teoritis sebesar 133,56 $W/m^2 \times K$ sedangkan hasil perhitungan software sebesar 166,5 $W/m^2 \times K$. Pada tekanan 8 bar didapatkan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan hasil perhitungan teoritis sebesar 163,142 $W/m^2 \times K$ sedangkan hasil perhitungan software sebesar 212,52 $W/m^2 \times K$. Pada tekanan 10 bar didapatkan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan hasil perhitungan teoritis sebesar 172,16 $W/m^2 \times K$ sedangkan hasil perhitungan software sebesar 210,35 $W/m^2 \times K$. Perbedaan hasil nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan ini, disebabkan oleh perhitungan secara teoritis dilakukan hanya menggunakan jenis perpindahan panas konduksi. Sedangkan software melakukan perhitungan dengan menggunakan jenis perpindahan panas konveksi, konduksi, dan radiasi. Dilakukan perhitungan secara konduksi dikarenakan hasil akhir yang akan diperoleh untuk menentukan jumlah tube yang optimal. Sehingga dengan melakukan perhitungan secara konduksi pada tube dan fluida yang mengalir dishell sudah cukup.

Nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan dipengaruhi oleh kondisi aliran fluida yang terjadi. Dimana dari ketiga varian tekanan fluida yang dihitung, didapatkan hasil bilangan Reynolds >2300 , yang artinya kondisi aliran fluida adalah turbulen. Aliran turbulen lebih baik dibanding aliran laminar dalam proses perpindahan panas dikarenakan koefisien konveksi dan gesekan antara fluida dengan penampang memiliki nilai yang besar sehingga kondisi tersebut membuat perpindahan panas antara dinding penampang dengan cairan fluida yang mengalir menjadi lebih cepat. Nilai koefisien konveksi keseluruhan dipengaruhi oleh nilai koefisien konveksi tiap fluida, dan nilai koefisien konveksi tiap fluida dipengaruhi oleh bilangan Reynold. Sehingga semakin besar bilangan Reynold maka semakin besar juga nilai koefisien konveksi perpindahan panas, yang artinya proses perpindahan panas antar fluida semakin cepat.

KESIMPULAN

1. Nilai laju aliran massa dari fluida air pendingin yang dibutuhkan untuk mendinginkan fluida R-134a pada tekanan 6 bar, 8 bar, 10 bar masing-masing sebesar 2,4933 kg/s, 2,1133 kg/s, 1,711 kg/s.
2. Dari 3 varian tekanan yang dihitung secara teoritis. Diambil varian terbaik pada tekanan 10 bar dengan mengetahui parameter yang harus diperhatikan yaitu jumlah tube sebanyak 254 buah, diameter tube sebesar 19,05 mm, panjang tube 1 m, diameter shell 500 mm.
3. Dari hasil perhitungan secara komputerisasi menggunakan software HTRI Xchanger Suite 6.0. Didapatkan hasil parameter yang harus diperhatikan yaitu jumlah tube sebanyak 466 buah, diameter tube sebesar 19,05 mm, panjang tube 1 m, diameter shell 500 mm.
4. Kondensor shell and tube yang dirancang menggunakan tipe konstruksi B-E-M, didapatkan hasil perhitungan untuk nilai perpindahan panas keseluruhan sebesar 172,16 $W/m^2 \times K$, nilai keefektifan alat 36,43%, dan nilai Overdesign dari software HTRI sebesar 19,06%.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih yang sebanyak-banyaknya kepada Bapak Ir.Rudi Hermawan MM.,MT dan Ibu Rovida Camalia Hartantie ST.,MT. selaku pembimbing 1 dan pembimbing 2 penulis. Dan juga tidak lupa dukungan secara moril dan materil dari kedua orang tua penulis beserta doa yang mereka selalu panjatkan untuk penulis. Serta dukungan dari teman-teman seperjuangan penulis di jurusan teknik mesin universitas pancasila terutama untuk Aditya nugroho, Amrianto arrashif, Dedi alamhudi putra, dan Eka prayogo. Serta dukungan dari sahabat penulis yaitu Miftakhul happy.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] M. W. Akbar and B. T. Fajar, "Desain Kondensor Jenis Shell and Tube Heat Exchanger Untuk Sistem Organic Rankine Cycle," *J. Tek. Mesin S-1*, vol. 3, no. 3, pp. 295–304, 2015.
- [2] E. D. W.Sinaga, "Perancangan kondensor pada Siklus Rankine Organik dengan Kapasitas 1MW," *Tek.Mesin S-1*, pp. 13–47, 2010.
- [3] S. Ihsan, "Perencanaan dan Analisa Perhitungan Jumlah Tube dan Diameter Shell pada Kondensor Berpendingin Air pada Sistem Refrigerasi NH₃," *Teknol. proses Inov. Ind.*, vol. 2, no. 1, pp. 1–3, 2017.
- [4] A. Firdaus and A. K.P Bachtiar, "Studi variasi laju pendinginan Cooling tower terhadap Sistem ORC (Organic Rankine Cycle) Dengan fluida kerja R-123," *Jurnal*, pp. 1–7, 2014.
- [5] R. Wibawa, "Sistem Termodinamika Siklus Rankine Organik Dengan Fluida Kerja R-22," *Student Pap. S-1*, pp. 1–69, 2012.
- [6] sobar ihsan, "Optimasi Kondensor Shell and Tube Berpendingin Air Pada Sisitem Refrigerasi," *AL ULUM J. SAINS DAN Teknol.*, vol. 1, no. 1, pp. 13–18, 2017.
- [7] E. taqwali Berman, "MODUL PLPG Teknik pendingin," p. 200, 2013.
- [8] N. Putra, "Alat Penukar Kalor," 2012.
- [9] I. Nurrohman, H. Sonawan, and H. Somantri, "KAJI EKSPERIMEN PANAS TERBUANG DARI KONDENSOR SISTEM REFRIGERASI UNTUK PROSES PENGERINGAN," *Sci. J. institutional Repos. UNPAS*, pp. 4–16, 2013.
- [10] Y. Cengel, "Heat Transfer A practical approach," *Comput. Clerk*, vol. 2, pp. 227–233.

PERANCANGAN REAKTOR BIODIGESTER TIPE *FIXED DOME* BERKAPASITAS 35 M³ *SLURRY* DI TPA PANUJAH TEGAL.

Eka Maulana^{1*}, Idham Kholid², dan Dhidik Mahandika³

¹Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila Jakarta

ABSTRAK – Sampah organik merupakan komponen sisa yang dihasilkan makhluk hidup khususnya dikabupaten Tegal menghasilkan sampah organik sebesar 183,456 m³, hal ini dapat diolah digester dan menghasilkan biogas. Pada penelitian ini akan di jelaskan tentang bagaimana merancang Reaktor Biodigester untuk menghasilkan daya 2 kiloWatt/jam, dimulai dari indentifikasi kebutuhan, pembuatan konsep, pemilihan konsep, pemberian bentuk konsep, and perancangan detail melalui metoda perancangan french. Sistem kerja dari Reaktor Biodigester mempunyai tahapan digestive yang mengubah cairan *slurry* menjadi Biogas pada ruang tertutup dengan bantuan bakteri *Anaerob*. Varian 2 terpilih dari hasil rancangan Reaktor Biodigester tipe *Fixed dome* yang mempunyai kapasitas 35 m³ dengan nilai 0,185 mempunyai tekanan hidrostatik 0,035 MPa pada dasar dan $6,45 \times 10^{-3}$ MPa pada dinding, ketebalan plat minimal dari tekanan tersebut 0,65 mm kemudian laju pengkaratan $6,60 \times 10^{-4}$ mm/y, dan berdaya pengaduk 1,064 kW. Sambungan baut dan hasil lasan melalui perhitungan dikatakan aman. Material komponen yang dipakai SS 304, SS 201 dan *ASTM A36*.

Kata kunci : *Slurry* , *Fixed Dome*, *Biogas*,

PENDAHULUAN

A. Latar Belakang

Sampah merupakan komponen sisa yang terus dihasilkan manusia oleh karena itu dibutuhkan cara-cara yang khusus untuk menanggulangnya, semakin tinggi jumlah populasi manusia maka semakin tinggi juga jumlah sampah yang dihasilkan, mulai dari jenis sampah organik, dan non organik. Mengacu pada Pasal 4 Undang-Undang Nomor 18 Tahun 2008 tentang “Pengelolaan Sampah” sebagaimana diamanatkan dalam rangka mengubah sampah sebagai sumber energi dan meningkatkan kualitas lingkungan, Undang-undang Nomor 30 Tahun 2007 tentang Energi, dengan pembuatan PLTSA mengacu pada kota-kota yang berkonsep pada Peraturan Presiden Nomor 18 tahun 2016 tentang Percepatan Pembangunan Pembangkit Listrik Berbasis Sampah di Provinsi DKI Jakarta, Kota Tangerang, Kota Bandung, Kota Semarang, Kota Surakarta, Kota Surabaya dan Kota Makassar. [1]

Alternatif pembangkit listrik yang mengubah sampah organik menjadi biogas dengan memanfaatkan alat reaktor biodigester, reaktor biodigester bekerja dengan memanfaatkan bakteri *anaerob* (bakteri non konsumsi oksigen) untuk melakukan fermentasi pada sampah organik. Pengolahan sampah yang dilakukan merupakan konsep (*zero waste*) dan bernilai ekonomis tinggi. Salah satu caranya adalah dengan menjadikannya sebagai pembangkit listrik tenaga sampah.

Anaerobic digestion merupakan suatu proses pengolahan biologis yang mengembalikan nilai produk, energi dan nutrisi, dari sampah organik menjadi bentuk yang dapat digunakan karena meniru konsep kekekalan energi. Proses *anaerobic digestion* menghasilkan output energi yang bersih dan tidak membuat pencemaran bau pada sekitar. Prinsip pengolahan pada biodigester adalah dengan membusukan sampah organik menggunakan bakteri *anaerob* pada suhu pembentukan *thermophilic* (53°C-55°C). Proses pembusukan (*retention time*) berkisar antara 10-60 hari. [2] Hasil dari proses pembusukan tersebut berupa gas (CH₄, CO₂, H₂S) serta padatan cair (*slurry*) yang dapat digunakan sebagai kompos.

B. Tujuan Penelitian

Tujuan dari umum dari perancangan reaktor biodigester tipe *fixed dome* adalah untuk mengurangi pencemaran lingkungan dan sebagai sumber energi alternatif mengurangi pemakaian sumber daya alam berupa minyak dan batu bara. Adapun tujuan khusus dari perancangan reaktor biodigester sebagai berikut.

1. Untuk menghasilkan desain reaktor biodigester tipe *fixed dome* yang menampung 35 m³ *slurry* dengan output daya desain 2 kiloWatt/jam.
2. Menentukan material dan komponen utama dengan spesifikasi reaktor biodigester tipe *fixed dome*.

C. Rumusan Masalah.

1. Bagaimana menghasilkan desain reaktor biodigester tipe *fixed dome* yang menampung 35 m³ *slurry* untuk menghasilkan daya 2 kiloWatt/jam ?
2. Apa saja material dan komponen utama pembentuk reaktor biodigester tersebut ?

METODOLOGI

Berikut ini akan dijelaskan bagaimana tahapan-tahapan dalam perancangan reaktor biodigester tipe *fixed dome* berkapasitas 35 m³ untuk menghasilkan daya 2 kiloWatt/jam dengan menggunakan metodologi *French*. [3]



Gambar 1. Diagram Alir Perancangan Reaktor Biodigester. [3]

- a. Identifikasi Kebutuhan dan analisa kebutuhan : Identifikasi kebutuhan data merupakan kegiatan pengumpulan data ataupun informasi yang diperlukan dari reaktor biodigester.
- b. Perancangan Konsep desain : Pada fase ini dibutuhkan permasalahan yang telah dianalisa maka diperlukan suatu konsep desain. Konsep desain tersebut akan menjadi acuan untuk proses desain berikutnya.
- c. Desain Terpilih : Dalam fase ini, merencanakan proses desain yang meliputi desain awal yang sesuai konsep. Jika ada lebih dari satu pilihan maka akan dilakukan pemilihan sampai desain terpilih.
- d. Pemberian Bentuk Pada Desain : Dalam fase ini akan dikerjakan berdasarkan sketsa yang ada, dan jika terdapat lebih dari satu sketsa maka sketsa yang terpilih lah yang akan diberi bentuk yang detail dan sesuai satu kesatuan gambar, berikut dengan perhitungan yang menjadi landasan yang mempengaruhi kebutuhan reaktor.
- e. Gambar Detail Desain : Berikut ini adalah fase terakhir dari diagram alir yang mana merupakan proses *detailing* pada skets yang terpilih. Fase perancangan detail adalah fase terakhir dari proses perancangan dimana terdapat sangat banyak keputusan keputusan tentang hal-hal kecil tetapi penting yang harus diambil.
- f. Gambar Kerja : Berisi dokumen hasil kerja.

HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Identifikasi kebutuhan

Identifikasi ini berdasarkan perbandingan dengan produk yang sudah ada dipasaran, melalui hal tersebut dapat ditentukan. Prasyarat teknologi pengolahan sampah organik yang dibutuhkan diantaranya yaitu:

1. Jenis Biodigester yang akan dibuat;
2. Kondisi Lingkungan Abiotis;
3. Temperatur (suhu) dikondisikan di dalam Biodigester;
4. Derajat keasaman (PH); dan
5. Pengadukan.

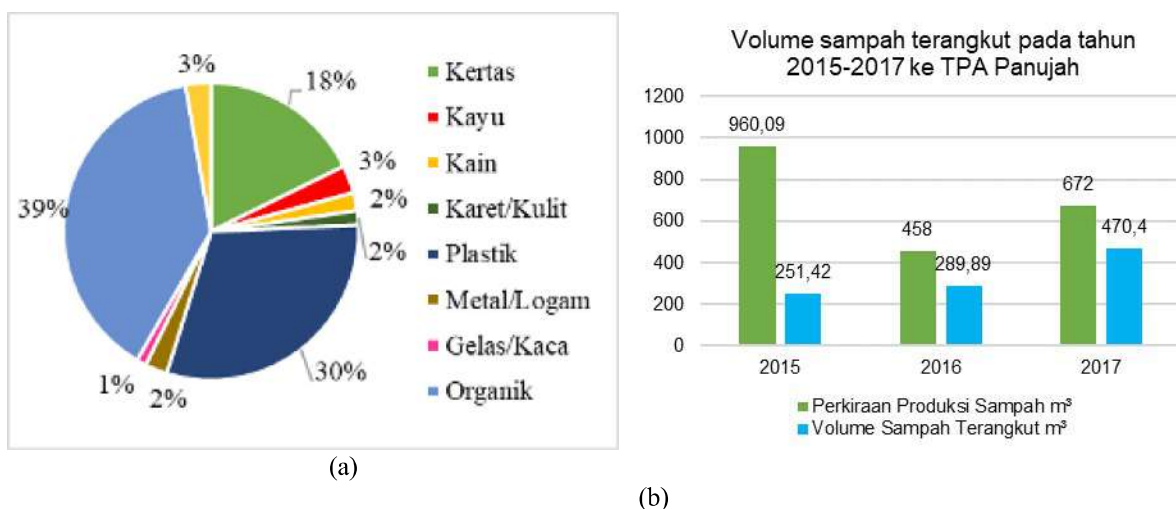
Tabel 1. *Wise and Demand* Reaktor Biodigester

NO	W D	Uraian Spesifikasi	Keterangan	
			BARU	LAMA
1	D	Menggunakan sistem pengolahan sampah organik yang kedap udara		O
2	D	Menggunakan Jenis Reaktor Biogas yang Sederhana		O
3	D	Menggunakan Sistem dan Instalasi pengolah sampah yang mudah dirawat dan diperbaiki		O
4	D	Penggunaan komponen dan instalasi yang mudah dirakit		O
5	D	Konstruksi dan Pemasangan yang kuat dan tahan terhadap bencana		O
6	W	Peningkatan Kualitas dan Kuantitas Biogas dengan menjaga temperatur	O	
7	D	Ketahanan reaktor biodigester terhadap korosi untuk memperpanjang umur pemakaian		O
8	W	Konsep pengaduk untuk memaksimalkan hasil produksi biogas dari bakteri <i>anaerob</i>	O	

B. Analisis Masalah Perancangan Reaktor Biodigester

1. Pengumpulan Data Lapangan

Perencanaan yang dibuat harus disesuaikan dengan jumlah komposisi Sampah organik yang ada di Kabupaten Tegal. Berdasarkan data yang diperoleh dari BPS Kabupaten Tegal pada tahun 2017, sampah organik dengan komposisi terbanyak yaitu sebesar 39 % jika dihitung persentase dengan volume sampah terangkut maka lebih kurang 183.456 m³, bisa dialihkan untuk pasokan PLTSA. Berikut ini adalah data produksi sampah yang ada di Kabupaten Tegal:



Gambar 2. (a) Komposisi Sampah di Kabupaten Tegal. (b) Volume Sampah Terangkut [4]

Kondisi geografis TPAS Penujah yang berada di dataran tinggi, dan berbukit-bukit dengan kemiringan

tertentu. Selanjutnya instalasi yang cocok pada produk ini adalah dengan menerapkan reaktor diatas tanah bukan ditanam dalam tanah, hal ini dikarenakan tinggi dari reaktor, dan tertimbunnya reaktor akibat longsor karena geografi TPA panujuh yang berbukit-bukit.



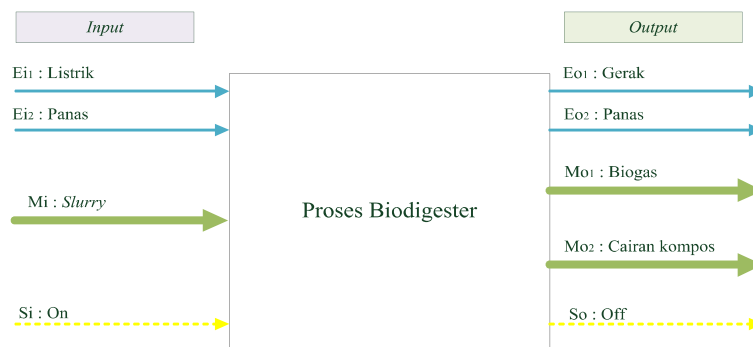
Gambar 3. Kondisi Geografis Tanah TPA Panujuh.

Keadaan iklim Kabupaten Tegal dapat diinformasikan bahwa, bahwa Kabupaten Tegal beriklim tropis, dengan rata-rata curah hujan sepanjang tahun 2017 sebesar 141,54mm., Banyaknya curah hujan bergantung pada kelembaban udara yang tinggi, tetapi tekanan udara rendah dengan kecepatan angin, suhu udara dan lama penyinaran matahari serta penguapan sedang-sedang saja. Curah hujan tertinggi terjadi pada bulan Februari sebanyak 394,3 mm dengan kelembapan 84 persen, Tekanan Udara 1010,1 milibar, Kecepatan rata-rata angin 4,00 knots, (7.40 km/jam) Suhu udara rata-rata 27,3° C dan Lama penyinaran matahari 130,9 jam. [1]

C. Perancangan Konsep

1. Blok fungsi

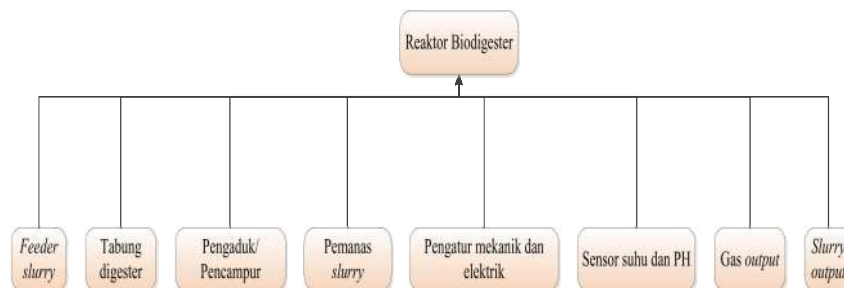
Blok fungsi reaktor biodigester akan memberikan gambaran tentang *feeder slurry* dan *slurry output* yang dihasilkan biodigester.



Gambar 4. Blok Fungsi

2. Pohon Fungsi

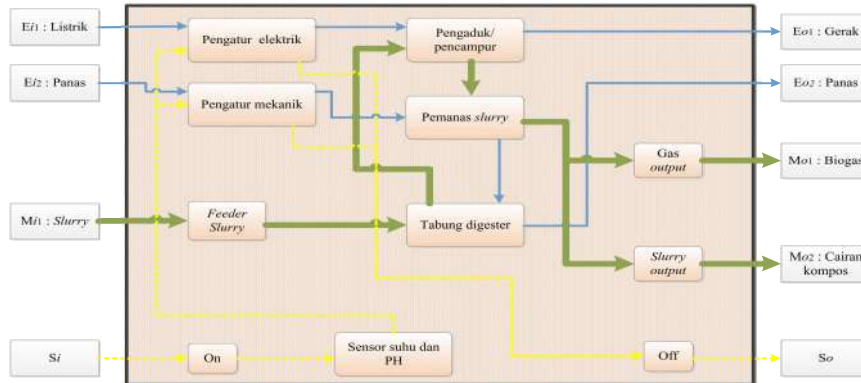
Dari blok fungsi diatas langkah selanjutnya yaitu menentukan pohon fungsi. Sebagai turunan dari blok fungsi yang berkaitan dengan system dan komponen utama reaktor biodigester.



Gambar 5. Pohon Fungsi

3. Diagram Fungsi.

Merupakan skema kerja dari reaktor biodigester, diagram fungsi menggabungkan pohon fungsi dan blok fungsi sebagai skema kerja yang menentukan kerja reaktor biodigester.



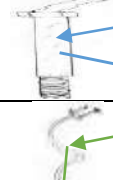
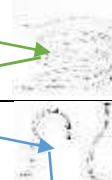
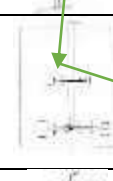
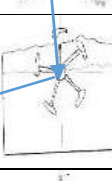

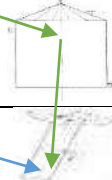
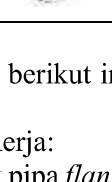
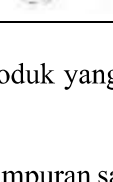
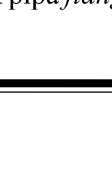
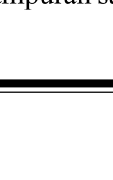




Gambar 6. Diagram Fungsi

4. Morphologi Chart

Langkah selanjutnya adalah menentukan jenis dan spesifikasi komponen yang akan digunakan, agar sesuai dengan identifikasi masalah yang telah dilakukan. berikut ini adalah *Morphological Chart* untuk perancangan reaktor biodigester di Kabupaten Tegal.

Tabel 2. Morphologi Chart

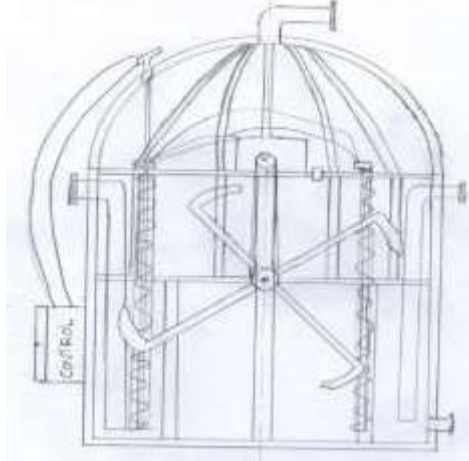
No	Sub Fungsi	Solusi A	Gambar	Solusi B	Gambar
1.	<i>Feeder slurry</i>	Katup dengan Corong		Katup dengan Lubang <i>flange</i>	
2.	Pengatur Mekanik dan Elektrik	Semi otomatis		Manual tombol	
3.	Pemanas <i>slurry</i> .	<i>Electric Heater</i>		Fluida gas <i>Heater</i>	
4.	Sensor Suhu dan PH	Menyatu		Terpisah	
5.	Pencampur/pengaduk	<i>Baffle</i> vertikal		<i>Baffle</i> horizontal	
6.	Tabung digester	<i>Fixed Dome</i> kubah hiperbola		<i>Fixed Dome</i> kubah kerucut	
7.	<i>Slurry output</i>	Pipa berlubang dengan katup		Pipa berlubang dengan katup dan <i>flange</i> .	

Sesuai dengan *Morphological Chart* di atas, berikut ini adalah hasil perancangan produk yang telah dihasilkan :

Varian 1 (1B-2B-3A-4A-5B-6A-7B), Cara Kerja:

- a) Saluran Masuk (*feeder slurry*) berbentuk pipa *flange* dengan katup, pemasukan campuran sampah organik melalui sambuanga pipa lain.

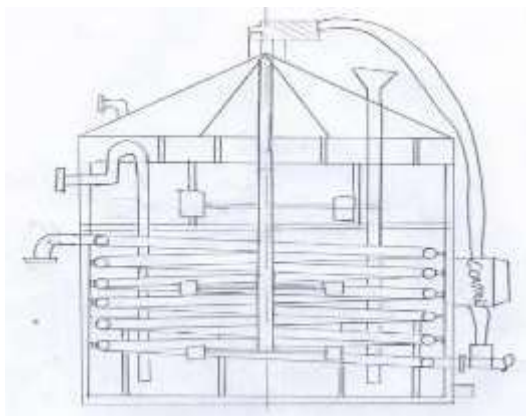
- b) Pengatur mekanik dan elektrik dengan manual tombol
- c) Untuk menjaga agar proses tetap pada suhu optimum pembusukan, maka dilakukan pemanasan pada digester dengan menggunakan electric heater.
- d) Menggunakan sensor suhu dan PH yang menyatu.
- e) Alat pencampur/pengaduk secara horizontal (menggunakan energi listrik) digunakan untuk mencampur sampah organik cacah dengan air dan bakteri anaerob.
- f) Sampah organic cacah yang telah tercampur dimasukkan ke dalam tabung digester tipe fixed dome (penutup tangki hiperbola).
- g) Saluran keluar (*output slurry*) berbentuk lubang pipa dengan katup dan *flange*.



Gambar 7. Varian 1

Varian 2 (1A-2B-3B-4A-5B-6A-7B), Cara Kerja:

- a) Saluran masuk (*feeder slury*) berbentuk corong flange dengan katup.
- b) Pengatur mekanik dan elektrik dengan semi otomatis menggunakan *timer*.
- c) Untuk menjaga agar proses tetap pada suhu optimum pembusukan, maka dilakukan pemanasan pada digester dengan menggunakan *Heater* yang didistribusikan dari genset biogas.
- d) Menggunakan sensor suhu dan PH yang menyatu.
- e) Alat pencampur secara vertikal (menggunakan tenaga listrik) digunakan untuk mencampur sampah organik cacah dengan air dan bakteri anaerob.
- f) Sampah organic cacah yang telah tercampur dimasukkan ke dalam tangki digester tipe fixed dome (kepala tangki kerucut).
- g) Saluran keluar (*output slurry*) berbentuk lubang pipa dengan katup dan *flange*.



Gambar 8. Varian 2

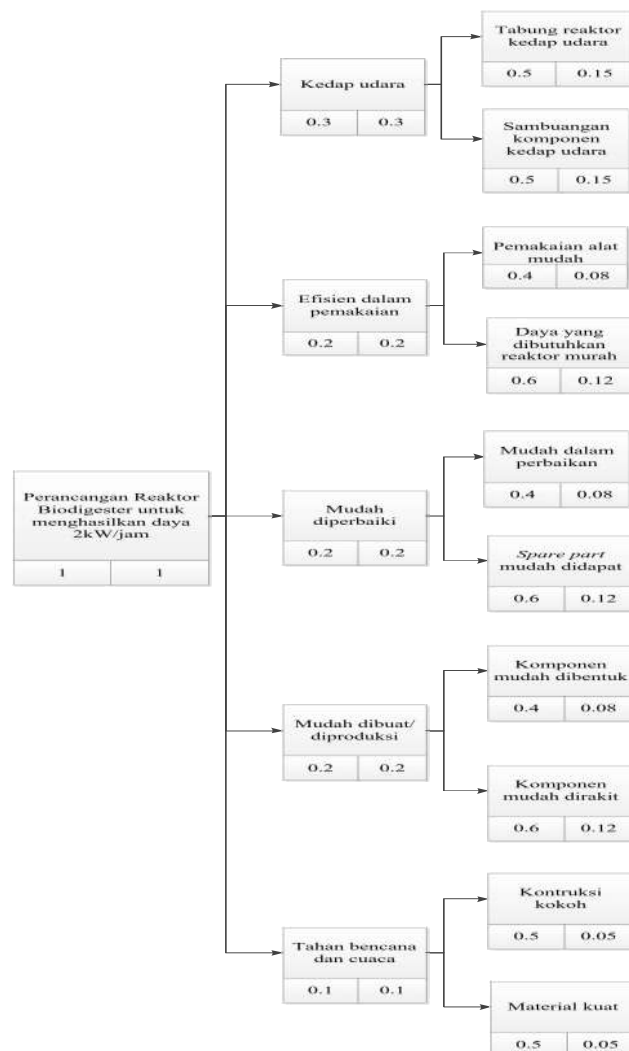
Pemilihan desain dengan mempertimbangkan kriteria sebagai berikut:

- a) Kedap Udara
 1. Tabung biodigester kedap udara
 2. Penyambungan komponen kedap udara

- b) Efisiensi dalam pemakaian
 - 1. Pemakaian alat mudah
 - 2. Daya yang dibutuhkan reaktor biodigester murah
- c) Mudah diperbaiki
 - 1. Mudah dalam perbaikan
 - 2. Spare part mudah didapat
- d) Mudah dibuat/diproduksi
 - 1. Komponen mudah dibentuk
 - 2. Komponen mudah dirakit
- e) Tahan Bencana dan Cuaca
 - 1. Konstruksi kokoh
 - 2. Material kuat

5. Pohon Keputusan

Untuk menentukan konsep yang ditentukan (dipilih), maka sebelumnya harus membuat pohon keputusan desain, seperti di bawah ini:



Gambar 9. Pohon Keputusan Desain

Setelah ditentukan pohon keputusan desain yang sesuai dengan kebutuhan, maka akan dibuat keputusan desain yang dibuat seperti di bawah ini:

Tabel 3. Pembobotan Nilai Varian

NO	KRITERIA	BOBOT	VARIAN 1		VARIAN 2	
			Nilai	bobot nilai	Nilai	bobot nilai
1	Tabung Reaktor Kedap Udara	0,15	4	0,6	4	0,6
2	Sambungan Komponen Kedap Udara	0,15	4	0,6	4	0,6
3	Pemakaian alat mudah	0,08	3	0,24	4	0,32
4	Daya yang Dibutuhkan Reaktor Murah	0,12	2	0,24	4	0,48
5	Mudah dalam Perbaikan	0,08	5	0,4	2	0,16
6	<i>Spare part</i> Mudah Didapat	0,12	4	0,48	3	0,36
7	Komponen Mudah Dibentuk	0,08	2	0,16	5	0,4
8	Komponen Mudah Dirakit	0,12	3	0,36	3	0,36
9	Konstruksi Kokoh	0,05	4	0,2	4	0,2
10	Material Kuat	0,05	4	0,2	4	0,2
TOTAL		1	35	3,48	37	3,68

Dari hasil perhitungan pembobotan varian diatas maka terpilihlah varian 2 dengan bobot nilai 3,68 dan nilai bobot akhir varian 0,184.

D. Perancangan Bentuk Dan Perhitungan

1. Perhitungan Kebutuhan Sampah Dan Volume Reaktor

Dalam menunjang perancangan reaktor biodigester diperlukan beberapa perhitungan teoritis, perhitungan ini sebagai dasar acuan untuk desain bentuk 3D yang akan dibuat pada software *pro-engineering 5.0*

$$\begin{aligned} \text{Diket} &: \quad E_l = 2 \text{ kW} \times 24 \text{ jam} = 48 \text{ kW} \\ &\quad H_{\text{Metan}} = 11,17 \text{ kWh/m}^3 \\ &\quad \eta_{el} = 34,8 \% [5] \\ \text{Dit} &: \quad V_{CH_4} = \dots? \end{aligned}$$

$$E_l = V_{CH_4} \times H_{\text{metan}} \times \eta_{el} \tag{1}$$

$$\begin{aligned} V_{CH_4} &= \frac{E_l}{H_{\text{metan}} \times \eta_{el}} \\ &= \frac{48}{11,17 \times 34,8 \%} \\ &= \frac{48}{3,89} \\ &= 12,34 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Diasumsikan pesimis kerugian kehilangan gas metan akibat kebocoran sebesar 10% sehingga hanya 90% produksi gas metan yang masuk ke generator. Hal ini berdasarkan penelitian *Kurt Hjort-Gregersen* dengan judul laporan *Methane emission from Danish biogas plants*, kehilangan biogas 10% merupakan kehilangan terbesar dalam penelitian sehingga diharapkan kehilangan biogas kurang dari 10%. [6]

$$\begin{aligned} V_{gm} &= \frac{\text{Gas Metan}}{FK} \\ &= \frac{12,34}{0,9} \\ &= 13,72 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

$$\text{Gas Metan (Vgm)} = 60\% \times V_b \tag{2}$$

$$\begin{aligned} V_b &= \frac{\text{Gas Metan}}{60 \%} \\ &= \frac{13,72}{60 \%} \\ &= 22,86 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

$$\text{Produksi Biogas (Vb)} = 0,676 \times \text{VS} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \text{VS} &= \frac{\text{Vb}}{0,676} \\ &= \frac{22,86}{0,676} \\ &= 33,82 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

$$\text{Volatile Solid (VS)} = \% \text{ VS} \times \text{TS} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \text{TS} &= \frac{\text{VS}}{\% \text{ VS}} \\ &= \frac{33,82}{74,1 \%} \\ &= 45,64 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\text{Total Solid (TS)} = \% \text{ TS} \times \text{Pso} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \text{Pso} &= \frac{\text{TS}}{\% \text{ TS}} \\ &= \frac{45,64}{27,7 \%} \\ &= 164,76 \text{ kg} \end{aligned}$$

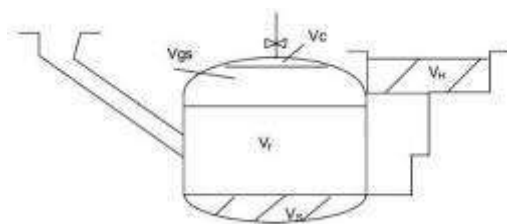
Diasumsikan massa jenis sampah organik yang dipakai adalah 290 kg/m^3 . [7] Hal ini mengacu pada literatur sebelumnya jumlah padatan organik yang dipakai merupakan sisa-sisa produk pertanian maka volume sampah yang dibutuhkan adalah:

$$\text{Volume sampah} = \frac{164,76 \text{ kg}}{290 \text{ kg/m}^3} = 0,56 \text{ m}^3$$

Dengan perbandingan campuran sampah yang akan digunakan yaitu 1:3 dengan sampah organik 1 bagian dan air 3 bagian maka total volume *slurry* harian masuk sampah adalah:

$$\begin{aligned} V_{\text{biodigester}} &= V_{\text{sampah}} + (3 \cdot V_{\text{air}}) \\ &= 0,56 \text{ m}^3 + (0,56 \text{ m}^3 \cdot 3) = 2,24 \text{ m}^3 \times 14 \text{ hari} = 31,36 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Selanjutnya lamanya proses *digestive (Retention Time)* mempunyai waktu 14 hari terhitung dari hari pertama pemasukan *slurry*, jadi volume penampung *slurry* $31,36 \text{ m}^3$. Lalu memberikan toleransi faktor kelonggaran tambahkan 10% dari volume penampung *slurry*, maka tabung penampung dibuat sebesar 35 m^3 . Jika diasumsikan diameter tabung reaktor 3,2 m, asumsi ini dipakai untuk mempermudah pengangkutan reaktor menggunakan transportasi mobil berbanding dengan tinggi total reaktor biodigester.



Gambar 10. Bagian-bagian dari Biodigester [8]

$$V = V_c + V_{gs} + V_f + V_h + V_s \quad (6)$$

Keterangan :

V_c : Volume ruang pengumpul gas

V_{gs} : Volume ruang penyimpanan gas

V_f : Volume ruang fermentasi

V_h : Volume ruang hidrolik

V_s : Volume lapisan lumpur

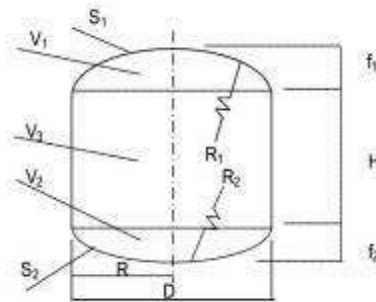
Total Volume Biodigester :

$$\text{Tinggi tabung penampung } \textit{slurry} = \frac{V \cdot 4}{\pi \cdot d^2} = \frac{35 \text{ m}^3 \cdot 4}{\pi \cdot 3,2 \text{ m}^2} = 4,35 \text{ m.}$$

Dari rumus pada $V_{gs} + V_f = 80\% V$, V_{gs} merupakan volume ruang penyimpanan gas diasumsikan dengan persamaan dibawah:

$$V_1 = 0,0827 D^3 \tag{7}$$

$$V_1 = 0,0827 (3,2 \text{ m})^3 = 2,70 \text{ m}^3$$



Gambar 11. Dimensi Geometris Biodigester. [8]

Dari volume total penampungan *slurry*, maka didapat $2,70 \text{ m}^3$ sebagai ruang penyimpanan biogas pada tabung reaktor biodigester, selanjutnya menghitung tinggi tabung tersebut :

$$\text{Tinggi tabung penyimpan biogas} = \frac{V \cdot 4}{\pi \cdot d^2} = \frac{2,70 \text{ m}^3 \cdot 4}{\pi \cdot 3,2 \text{ m}^2} = 0,33 \text{ m.}$$

Ruang pengumpul gas, $V_c \leq 5\% V$, [8] dari volume total penampungan *slurry*, maka didapat $1,70 \text{ m}^3$ volume ruang pengumpul gas, agar ruang pengumpul gas efektif sebagai pengganti bentuk *round* (lengkungan) dibuatlah *cover* penutup *fixed dome* berbentuk kerucut.

$$\text{Tinggi kerucut pengumpul biogas} = \frac{V \cdot 12}{\pi \cdot d^2} = \frac{1,7 \text{ m}^3 \cdot 12}{\pi \cdot 3,2 \text{ m}^2} = 0,63 \text{ m.}$$

Dari perhitungan diatas didapat tinggi total reaktor biodigester (tidak termasuk tinggi motor listrik), hanya tabung reaktor biodigester.

$$T. \text{ Total tabung reaktor biodigester} = 4,35 \text{ m} + 0,33 \text{ m} + 0,63 \text{ m} = 5,31 \text{ m, dan}$$

$$V. \text{ total tabung reaktor biodigester} = 35 \text{ m}^3 + 2,7 \text{ m}^3 + 1,70 \text{ m}^3 = 39,4 \text{ m}^3.$$

2. Perhitungan Tekanan Hidrostatik dan Kekuatan Tabung

a. Tekanan Hidrostatik Pada Tabung Reaktor Biodigester

Gaya tekan yang berlangsung pada tabung reaktor biodigester merupakan gaya tekan hidrostatik dengan asumsi volume penuh dengan kapasitas 35 m^3 maka:

$$\rho_{slurry} = 290 \left(\frac{25}{100} \right) + 1000 \left(\frac{75}{100} \right) = 822,5 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Berat total } slurry = 35 \text{ m}^3 \times 822,5 \text{ kg/m}^3 = 28787,5 \text{ kg} \text{ maka diubah :}$$

$$F = m \times g = 282405,375 \text{ N} \text{ atau } 282,405 \text{ kN}$$

Untuk tekanan pada alas dengan gaya yang telah dapat dihitung maka :

$$P \text{ alas} = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi \cdot \frac{1}{4} \cdot (d)^2} = \frac{282405,37 \text{ N}}{\pi \cdot \frac{1}{4} \cdot (3200 \text{ mm})^2}$$

$$= \frac{282405,37 \text{ N}}{8042477,19 \text{ mm}^2} = 0,035 \text{ MPa}$$

$$P \text{ dinding} = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot t} = \frac{282405,37 \text{ N}}{\pi \cdot 3200 \text{ mm} \cdot 4350 \text{ mm}}$$

$$= \frac{282405,37 \text{ N}}{43730969,74 \text{ mm}^2}$$

$$= 6,45 \times 10^{-3} \text{ MPa}$$

b. Ketebalan Minimal Dinding Reaktor Biodigester

Setelah menentukan tekanan yang terjadi pada dinding tabung reaktor biodigester diperlukan perhitungan tebal plat. Kita masukan faktor keamanan 3, faktor keamanan ini mengacu pada ASME B31.1 seksi boiler dan bejana bertekanan untuk pemakaian 20 tahun, yang berarti

kekuatan plat 3 kali lebih kuat dengan tekanan kerja yang sama, material yang digunakan adalah SS 304 dengan *Tensile strength* 517 MPa.

$$\sigma_t = \frac{\sigma_u}{FS}$$

$$\sigma_t = \frac{517 \text{ Mpa}}{3} = 172,3 \text{ MPa}$$

dengan material SS 304, dengan dimensi jari-jari 3200 mm dan *pressure*/tekanan terdapat pada alas tabung sebesar 0,035 MPa.

$$t = r_i \left[\sqrt{\frac{\sigma_t + P}{\sigma_t - P}} - 1 \right] \quad (8)$$

$$t = 3200 \text{ mm} \left[\sqrt{\frac{172,3 + 0,035}{172,3 - 0,035}} - 1 \right]$$

$$t = 0,65 \text{ mm}$$

c. *Corrosion Allowance* Dan Laju Korosi Pada Dinding Reaktor Bioigester

Corrosion allowance kita berikan sebesar 1/8 inch atau 0,3175 mm [9] berfungsi sebagai kelebihan bahan yang disediakan untuk dikikis oleh korosi.

Melalui penelitian yang dilakukan oleh Puguh ogi nurachman “Analisa Laju Korosi Pada Pump Impeller Di Industri Pertambangan Batu Bara” tes yang digunakan berdasarkan ASTM G1-72. [10] material yang digunakan merupakan material SS 304 dengan variable pengkorosi air limbah batu bara dengan PH 6,7-7,6 didapat nilai 0,026 *mpy*, dikonversikan nilai tersebut menjadi *mm/years* menjadi :

$$\text{Konversi} = 0,026 \text{ mpy} \times \left(\frac{8,76 \times 10^4}{3,45 \times 10^6} \right) \text{ mm/years}$$

$$\text{Konversi} = 6,60 \times 10^{-4} \text{ mm/y}$$

Untuk umur pemakaian reaktor biodigester selama 20 tahun maka laju korosi sebesar 0,013 mm.

Perancangan tabung menggunakan plat SS 304 dengan tebal 3 mm, maka :

$$\text{Tebal sisa} = 3 \text{ mm} - 0,013 \text{ mm} - 0,65 \text{ mm} = 2,33 \text{ mm}.$$

d. Kekuatan Hasil Pengelasan Pada Dinding Reaktor Biodigester

Penyambungan plat dinding pada reaktor menggunakan hasil pengelasan GTAW dan dengan elektroda yang digunakan NSN 308 Ø 2,6 mm. *Dissimilar* material pada *stainless steel* dan *carbon steel* mempunyai kisaran *tensile strength* 470,71-500,13 MPa. [11]

$$l = \frac{3200 \times \pi}{5 \text{ (jumlah plattabung)}} = 2010 \text{ mm}$$

$$P = 0,707 \text{ s} \times l \times \sigma_t \quad (9)$$

$$P = 0,707 (3 \text{ mm}) \times 2010 \text{ mm} \times 490 \text{ MPa}$$

$$P = 2088973 \text{ N atau } 2088,97 \text{ kN}.$$

Hasil kekuatan pengelasan 2088,97 kN \geq 282,405 kN gaya tekanan yang dihasilkan *slurry*.

3. Menghitung Daya Motor

Untuk menghitung daya motor perlu diketahui torsi dari setiap sirip pengaduk, dari ketinggian setiap sirip yang berbeda, disamaratakan tekanan pada dinding tabung dan di sirip.

Menggunakan tekanan pada dinding digester yang sudah didapat pada langkah perhitungan maka:

$$F(\text{sirip 1}) = P \times A$$

$$F(\text{sirip 1}) = 6,45 \times 10^{-3} \text{ MPa} \times 43282 \text{ mm}^2$$

$$F(\text{sirip 1}) = 279,16 \text{ N}.$$

$$F(\text{sirip 2}) = 6,45 \times 10^{-3} \text{ MPa} \times 35226 \text{ mm}^2$$

$$F(\text{sirip 2}) = 227,20 \text{ N}.$$

Torsi yang didapat adalah :

$$T (\text{sirip 1}) = F \times r$$

$$T (\text{sirip 1}) = 4 \times 279,16 \text{ N} \times 0,57 \text{ m}$$

$$T (\text{sirip 1}) = 636,48 \text{ N.m}$$

$$\begin{aligned} T (\text{sirip } 2) &= 2 \times 227,20 \text{ N} \times 0,464 \text{ m} \\ T (\text{sirip } 2) &= 210,84 \text{ N.m} \\ T (\text{total}) &= T(\text{sirip } 1) + T (\text{sirip } 2) \\ T (\text{total}) &= 636,48 \text{ N.m} + 210,84 \text{ N.m} \\ T (\text{total}) &= 847,32 \text{ N.m} \end{aligned}$$

Daya pada motor dengan rpm perancangan 12 rpm adalah :

$$P = \frac{T \times 2\pi \times n}{60} \quad (10)$$

$$P = \frac{847,32 \text{ N.m} \times 2\pi \times 12}{60} = 1064,77 \text{ W} = 1,064 \text{ kW}$$

4. Menghitung Ketebalan Poros

Poros yang digunakan merupakan poros dengan material ASTM A36 berdiameter luar 60 mm dengan *shear strength* 300 MPa. [12]

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau (d_o)^3 (1-k^4) \quad (11)$$

Faktor keamanan dimasukkan 3 dihitung sebagai berikut :

$$\tau_a = \frac{\tau}{FS} = \frac{300 \text{ MPa}}{3} = 100 \text{ MPa}$$

$$T = \frac{P \times 60}{2\pi \times n} = \frac{1,06 \times 10^3 \times 60}{2\pi \times 12} = 846,70 \text{ N.mm}$$

$$846,70 \text{ N.mm} = \frac{\pi}{16} \times 100 \text{ MPa} (60)^3 (1-k^4) = 4241150 (1-k^4)$$

$$k = \sqrt[4]{\frac{846,70 \text{ N.mm} - 4241150}{-4241150}} = 0,99$$

$$d_i = 0,99 (d_o) = 0,99 (60 \text{ mm}) = 59,4 \text{ mm}$$

maka $d_o - d_i = 0,6 \text{ mm}$, karena dipasaran untuk pipa *hollow* dengan diameter luar 60 mm dan diameter dalam 52 mm maka ketebalan pipa yang dipakai sebagai pengaduk adalah 4 mm bisa dikatakan torsional pengaduk aman dari beban putaran untuk mengaduk *slurry*.

5. Menghitung Umur Bearing

Bearing dalam pemakaiannya membutuhkan waktu kerja untuk sewaktu-waktu diganti atau diperbaiki (*maintenance*) bearing yang dipakai merupakan bearing jenis UCF 212 *groove ball bearing* dengan kemampuan beban static (C_0) = 32 kN dan beban dinamis (C) = 40,5 kN, [13] untuk mencari umur *bearing* perlu diketahui beban aksial (W_A) berupa jumlah berat pengaduk, berdasarkan analisis menggunakan *software proengineering* didapat beban pengaduk sebesar 38,57 kg diubah ke newton menjadi 378,37 N, sedangkan untuk beban radial (W_R) berdasarkan gaya sentrifugal didapat sebesar 259,36 N.

$$W = X \cdot V \cdot W_R + Y \cdot W_A \quad (12)$$

$$L = \left(\frac{C}{W}\right)^k \times 10^6 \text{ revolution} \quad (13)$$

$$L_H = \frac{L}{60 \times N} \quad (14)$$

Maka perhitungan umur *bearing* yang dipakai adalah :

$$W = 0,56 \times 1 \times 259,36 \text{ N} + 1,4 \times 378,37 \text{ N}$$

$$W = 674,95 \text{ N}$$

$$L = \left(\frac{40500 \text{ N}}{674,95 \text{ N}}\right)^3 \times 10^6 = 2,16 \times 10^{11}$$

$$L_H = \frac{2,16 \times 10^{11}}{60 \times 12} = 3 \times 10^8 \text{ jam.}$$

Ball bearing UCF 212 yang dipakai pada pengaduk untuk mengaduk *slurry* mempunyai *life time* 3 x 10⁸ jam.

6. Perhitungan Sambungan Baut

direncanakan sambungan baut dikatakan aman apabila kekuatan baut lebih besar dari kekuatan hidrostatik

- a. Perhitungan sambungan baut pada *manhole*
Pada flange *manhole* digunakan baut M16 dengan *property class* 4,6 mempunyai tensile strength 400 MPa, *diameter core* (dc) 13,54 mm [13]
- $$P = \frac{\pi}{4} (dc)^2 \sigma_t \times n \quad (15)$$
- $$P = \frac{\pi}{4} (13,54 \text{ mm})^2 \times 400 \text{ MPa} \times 16 \text{ baut}$$
- $$P = 921525,13 \text{ N atau } 921,52 \text{ kN.}$$
- Pada gaya hidrostatik didapat $282,405 \text{ kN} \leq 921,52 \text{ kN}$.
- b. Perhitungan sambungan baut pada *drainhole*
Pada flange *drainhole* digunakan baut M12 dengan *property class* 8,8 mempunyai tensile strength 800 MPa, *diameter core* (dc) 9,858 mm.[13]
- $$P = \frac{\pi}{4} (9,858 \text{ mm})^2 \times 800 \text{ MPa} \times 8 \text{ baut}$$
- $$P = 488480,78 \text{ N atau } 488,48 \text{ kN.}$$
- Pada gaya hidrostatik didapat $282,405 \text{ kN} \leq 488,48 \text{ kN}$.

PENUTUP

A. Kesimpulan

1. Tahap perancangan reaktor biodigester berdasarkan identifikasi kebutuhan, perancangan konsep, perhitungan dan gambar detail.
2. Varian terpilih untuk menghasilkan 2kW/jam berdasarkan identifikasi kebutuhan yang ada di TPAS Penujah Kabupaten Tegal adalah Varian 2 dengan keunggulan mudah dibuat, mudah perawatan dan konstruksi kokoh, dengan parameter teknik dimensi Ø3306 x 5935 mm, mempunyai tekanan pada alas 0,035 MPa dan tekanan pada dinding reaktor $6,45 \times 10^{-3}$ MPa tebal plat 3 mm daya motor pengaduk 1,068 kW mempunyai 12 rpm dan umur bearing 3×10^8 jam.
3. Material yang dipakai carbon steel A36 pada rangka dan Stainless steel SS 304 dan SS 201 untuk mengurangi laju korosi pada dinding reaktor biodigester
4. Komponen utama yang digunakan adalah reaktor biodigester tipe *fixed dome*, Heater, Motor Listrik dan Pengaduk

B. Saran

1. Sebaiknya dilakukan kajian lebih mendalam terhadap pengaruh kondisi faktor korosi, umur rancangan ; dan
2. Sebaiknya dilakukan diperhitungkan cara pengurangan produksi gas lain yang dihasilkan dari biodigester.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] M. A. S. Liddinillah, Y. Ardiansyah, And E. Maulana, "Perancangan Pembangkit Listrik Tenaga Sampah Organik Zero Waste Di Kabupaten Tegal (Studi Kasus Di Tpa Penujah Kabupaten Tegal)," Vol. 06, No. 4, Pp. 282–289, 2017.
- [2] Suyitno, A. Sujono, And Dharmanto, *Teknologi Biogas*, Cetakan Pe. Yogyakarta: Graha Ilmu, 2010.
- [3] D. Harsokoesoemo, *Pengantar Perancangan Teknik (Perancangan Produk)*, 2nd Ed. Bandung Indonesia: Bandung Penerbit Itb , 2004, 2004.
- [4] BPS Kabupaten Tegal, "Kabupaten Tegal Dalam Angka 2018." Cv. Romo Tegal, P. 453, 2018.
- [5] A. M. L. Sanfiyan, "Perancangan Reaktor Biodigester Untuk Bahan Bakar Pembangkit Listrik Biogas Kapasitas 50 Kw (Studi Kasus Di Tpa Penujah Kabupaten Tegal) Skripsi Tugas Akhir Teknik Mesin Universitas Pancasila, Jakarta." Pp. 5–14, 2017.
- [6] K. Hjort-Gregersen, "Methane Emission From Danish Biogas Plants Economic Impact Of Identified Methane Leakages," *Agro Tech*, No. March, 2014.
- [7] R. Chandrappa And D. B. Das, "Solid Waste Management, Environmental Science And Engineering," Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012.
- [8] N. Maheta, B. Kathiriya, And N. Joshi, "Design Of Digester For Biogas Plant For Kadi Sarva

- Vishwavidhlya Gandhinagar Gujarat,” Vol. 4, No. 7, 2015.
- [9] M. S. Peters And K. D. Timmerhaus, *Plant Design And Economics For Chemical Engineers*, 4th Ed. New York: Mcgraw-Hill, Inc., 1991.
- [10] P. O. N. Rachman, “Analisa Laju Korosi Pada Pump Impeller Di Industri Pertambangan Batu Bara,” *Jtm*, Vol. 05, No. 1, Pp. 7–13, 2016.
- [11] M. Y. L. Nasrul, H. Suryanto, And A. Qolik, “Pengaruh Variasi Arus Las Smaw Terhadap Kekerasan Dan Kekuatan Tarik Sambungan Dissimilar Stainless Steel 304 Dan St 37,” *Jtm*, No. 1, Pp. 1–12, 2016.
- [12] Anonim “Astm A36 (Ss400, S275) Structural Carbon Steel :: Makeitfrom.Com.” [Online]. Available: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/astm-a36-ss400-s275-structural-carbon-steel>. [Accessed: 05-Feb-2019].
- [13] R. S. Khurmi And J. K. Gupta, *Manchine Design*, 4th Ed., Vol. 4, No. 2. Ram Nagar, New Delhi: Eurasia Publishing House (PVT.) LTD., 2005.

POTENSI PEMANFAATAN BUANGAN REVERSE OSMOSIS PADA PLANT DESALINASI MENJADI GARAM (NATRIUM KLORIDA)

Muhammad Halim Winarso^{1****}, Fadli Hakim¹, dan Fiba Dwi Ananda²

¹Jurusan Teknik Kimia, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Jakarta, Jakarta

²Jurusan Teknik Industri, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Jakarta, Jakarta

ABSTRAK Garam adalah komoditas strategis di Indonesia yang merupakan negara kepulauan, akan tetapi kebutuhan impor garam masih dilakukan karena adanya ketidakseimbangan antara penawaran dan permintaan. Disisi lain penyediaan air bersih untuk masyarakat pesisir di beberapa daerah menerapkan proses desalinasi menggunakan *reverse osmosis* yang menghasilkan buangan air laut terkonsentrasi. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui potensi penggunaan buangan *reverse osmosis* sebagai bahan baku pembuatan garam. Metode yang digunakan adalah membandingkan rendemen dan kualitas garam yang menggunakan bahan baku buangan *reverse osmosis* tanpa dan diberi perlakuan yang dibandingkan dengan air laut. Sampel penelitian diambil dari PLTU di daerah Bekasi yang menerapkan proses desalinasi, dari sampel yang diambil dibagi menjadi 3 variasi yaitu air laut (A), buangan *reverse osmosis* (B), buangan *reverse osmosis* dengan perlakuan filtrasi, adsorpsi, dan pencucian (C). Dari penelitian ini didapatkan hasil rendemen sebanyak 1.1% (A), 3.4%(B), dan 3.9%(C), kemurnian NaCl atas bahan dasar kering 75.48%(A), 79.45%(B), dan 97.75%(C), bahan tidak larut dalam air didapatkan hasil 0.60%(A), 0.30%(B), 0.30%(B), kadar kalsium 1.14%(A), 1.01%(B), dan 0.67%(C), kadar magnesium 3.53%(A), 3.61%(B), 1.33% (C). Hasil yang didapatkan menunjukkan bahwa adanya potensi untuk memanfaatkan buangan *reverse osmosis* dengan rendemen yang lebih besar dan kualitas yang lebih baik.

Kata Kunci : Air Laut, Brine, Garam, Rendemen, Reverse osmosis

PENDAHULUAN

Impor garam terjadi di Indonesia masih terjadi hingga sekarang, berdasarkan publikasi Badan Pusat Statistik tercatat bahwa Indonesia melakukan impor garam sebanyak 2.5 juta ton pada tahun 2017. Meskipun Indonesia merupakan negara kepulauan yang memiliki garis pantai terpanjang di dunia, kebutuhan garam yang merupakan komoditas yang strategis belum dapat terpenuhi dengan produksi dalam negeri yang disebabkan oleh iklim tropis dan rendahnya kemurnian air laut di Indonesia [1].

Disisi lain, berkembangnya pemurnian air laut dengan metode *reverse osmosis* cukup besar di Indonesia dimana digunakan pada pembangkit listrik tenaga uap, manufaktur, dan kebutuhan penyediaan layanan air bersih untuk masyarakat pesisir. Proses desalinasi dengan metode *reverse osmosis* menghasilkan air bersih dan produk samping yang berupa *brine* atau air laut yang terkonsentrasi, saat ini *brine* masih dibuang menjadi limbah, diinjeksikan ke sumur dalam, irigasi, dan kultivasi akuakultur [2-3]. Tingginya kandungan garam yang ada pada *brine* buangan *reverse osmosis* dinilai berpotensi untuk dijadikan alternatif bahan baku pembuatan garam dengan hasil kualitas dan kuantitas yang lebih besar, terlebih lagi pada proses desalinasi menggunakan *reverse osmosis* pada umumnya dilakukan *pre-treatment* untuk menghilangkan pengotor fisik untuk mencegah penyumbatan pada membran juga akan menurunkan pengotor fisik pada garam dan dapat meningkatkan kemurnian dari garam.

Desktop pre-feasibility study telah dilakukan dengan menggunakan teknologi SAL-PROC™ dimana pada penelitian tersebut mengkonfirmasi bahwa *reject brine RO* pada plant desalinasi dapat dijadikan bermacam tipe garam diantaranya *gypsum*, sodium klorida, magnesium hidroksida, kalsium klorida, kalsium karbonat, dan sodium sulfat [4].

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui potensi pemanfaatan *brine reverse osmosis* sebagai bahan baku pembuatan garam natrium klorida tanpa perlakuan, membandingkan rendemen yang dihasilkan dengan air

**** Corresponding author : halim@engineer.com

laut, dan mengetahui efek perlakuan pendahuluan yang termasuk pencucian sederhana pada *brine reverse osmosis* terhadap kualitas garam yang diperoleh.

Peningkatan kualitas pada garam yang dinilai dapat diterapkan pada tambak garam salah satunya adalah filtrasi, adsorpsi dan pencucian garam sederhana dimana tidak memerlukan proses yang rumit dengan biaya operasional dan kapital yang relatif lebih rendah daripada proses lainnya [5]. Proses eliminasi pengotor fisik maupun organik dilakukan dengan menggunakan proses filtrasi dan adsorpsi, sedangkan pengotor kimia dipisahkan dengan proses pencucian dan sebagian menggunakan adsorpsi.

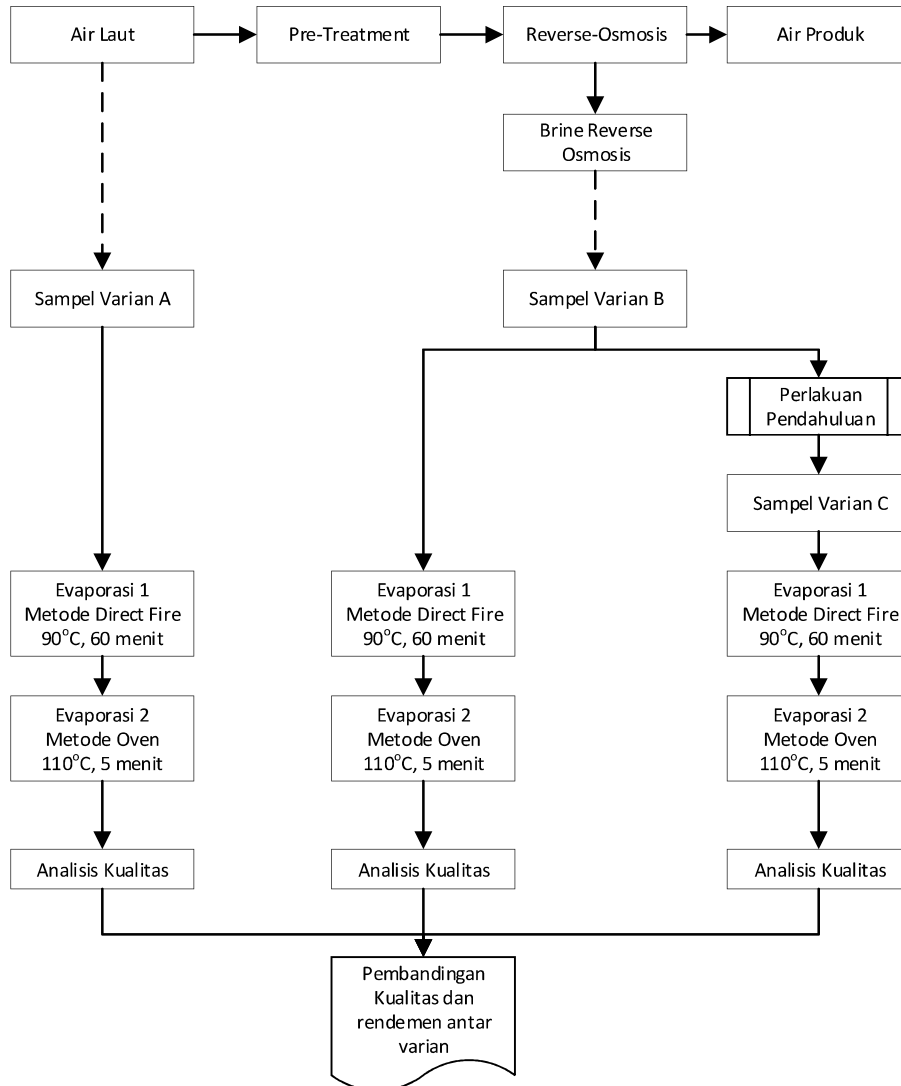
Adsorpsi zeolit pernah diuji coba untuk menurunkan kadar kadmium dalam air pada waktu kontak optimum 40 menit dengan dosis adsorben 2 gram dalam 250 ml sampel yang diuji pada larutan kadmium [6]. Pada penelitian lain, menunjukkan bahwa kombinasi antara pasir silika dapat menurunkan kadar arsen, kadmium, aluminium, COD, BOD, warna dan kekeruhan yang diuji pada limbah cair industri batik [7]. Penambahan NaOH dan Na_2 juga dapat membantu mengikat pengotor kimia yang terdapat pada air laut sehingga garam yang diperoleh mempunyai kemurnian yang lebih tinggi [8], sehingga tinjauan perbedaan kualitas garam dengan pencucian garam sederhana dengan *brine* tanpa pencucian dan air laut dilakukan pada penelitian ini.

BAHAN DAN METODE

Bahan

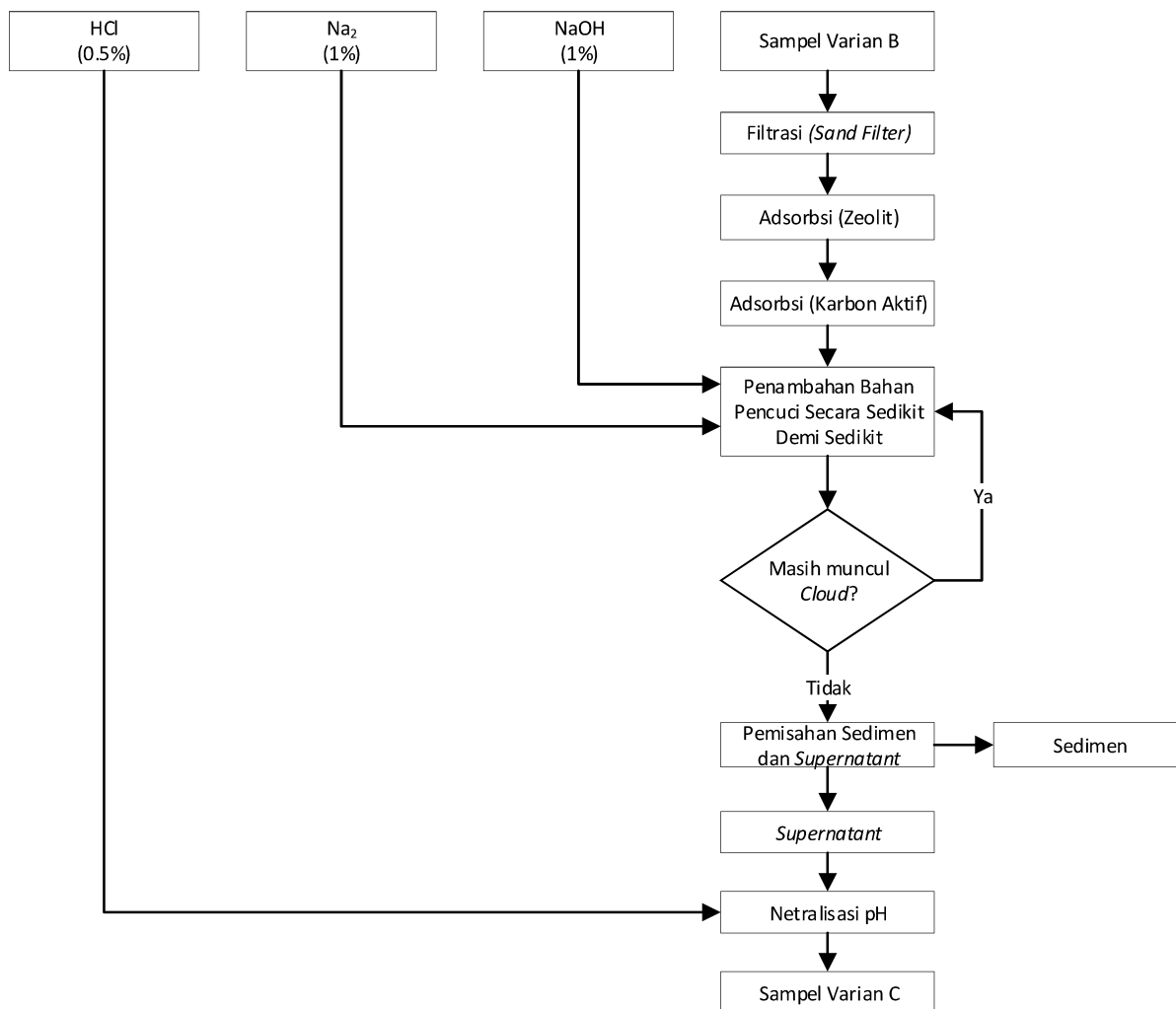
Pada penelitian ini, sampel air laut dan *brine* didapatkan dari buangan *reverse osmosis* pada pembangkit listrik tenaga uap yang berada di daerah Bekasi digunakan sebagai bahan inti. Bahan yang digunakan untuk filtrasi variasi c adalah pasir silika, zeolit (*hydrated calcium aluminosilicate*), dan arang aktif. Pencucian sampel menggunakan disodium EDTA (Teknis) yang dikombinasikan dengan NaOH (Teknis) yang masing masing telah dilarutkan hingga konsentrasi 1% dan HCL 0.5% untuk menetralkan pH sebelum evaporasi.

Diagram Alir Proses Penelitian



Gambar 1. Diagram Alir Proses Penelitian

Preparasi sampel



Gambar 2. Diagram Alir Perlakuan Pendahuluan Sampel Varian C

Pengambilan sampel air laut (varian a) dan *brine reverse osmosis* pada plant, lalu *brine* dipisahkan menjadi 2 varian yaitu tanpa perlakuan pendahuluan (varian b) dan dengan perlakuan pendahuluan (varian c). Perlakuan pendahuluan dilakukan dengan metode seperti gambar 2. Dimana proses diawali dengan filtrasi pengotor fisik menggunakan *sand filter* dan adsorpsi pengotor kimia menggunakan zeolit dan arang aktif lalu, ditetesi dengan larutan pencuci (disodium EDTA dan NaOH) secara bersamaan hingga tidak ada pemisahan berbentuk *cloud* pada larutan, lalu didiamkan hingga *cloud* mengendap seluruhnya dan mengambil *supernatant* yang dihasilkan. Air laut (varian a) yang diambil dijadikan pembanding mutu dan rendemen untuk menunjukkan kondisi eksis pada garam air laut yang dihasilkan di Indonesia.

Evaporasi

Masing masing sampel dievaporasi menggunakan pemanas model *direct fire* dengan suhu $90 \pm 5^{\circ}\text{C}$ sambil diaduk hingga terbentuk bubuk garam selama kurang lebih 1 jam pada cawan porselin untuk mencegah kerak yang dapat terbentuk pada wadah, bubuk garam dipanaskan menggunakan oven dengan suhu $110 \pm 1^{\circ}\text{C}$ selama 5 menit pada cawan penguap berdiameter 30 cm. Produk yang dihasilkan pada proses evaporasi digunakan untuk analisa kualitas pada garam.

Analisis Kualitas Garam

Parameter dan metode analisis kualitas garam ditentukan mengacu pada SNI yang relevan, diantaranya adalah SNI 3556:2010 tentang garam konsumsi beryodium, SNI 0303:2012 tentang garam industri soda kostik,

SNI 8207:2016 tentang garam industri aneka pangan, SNI 4435:2017 tentang garam bahan baku untuk garam konsumsi beryodium.

Perbandingan Kualitas Garam

Data yang diperoleh dianalisis menggunakan perbandingan sederhana antar varian untuk menunjukkan rendemen dan kualitas yang dihasilkan dari masing masing varian dan membandingkan kualitas yang didapatkan dengan SNI yang dijadikan acuan pada penelitian ini dimana parameter dan nilainya seperti pada tabel berikut [9-12].

Tabel 1. Spesifikasi Kualitas Garam Pada SNI Referensi

Parameter Kualitas	Garam konsumsi beryodium	Garam industri soda kostik	Garam industri aneka pangan	Garam bahan baku untuk garam industri aneka pangan		
				K1	K2	K3
Kadar NaCl adbk (%)	>94	>96	>97	>94	>90	>85
Kadar Air (b/b) %	< 7	< 2.5	< 0.5	N/A	N/A	N/A
Bag. Tidak Larut Air (%)	< 0.5	< 0.05	< 0.5	< 0.5	< 0.75	< 1.0
Kalsium (%)	N/A	< 0.1	< 0.06	N/A	N/A	N/A
Magnesium (%)	N/A	< 0.05	< 0.06	N/A	N/A	N/A
KIO ₃ (mg/Kg)	>30	N/A	>30	N/A	N/A	N/A
Kadmium (mg/Kg)	< 0.5	< 0.5	< 0.5	< 0.5	< 0.5	< 0.5
Timbal (mg/Kg)	< 10	< 10	< 10	< 10	< 10	< 10
Raksa (mg/Kg)	< 0.1	< 0.1	< 0.1	< 0.1	< 0.1	< 0.1
Arsen (mg/Kg)	< 0.1	< 0.1	< 0.1	< 0.1	< 0.1	< 0.1

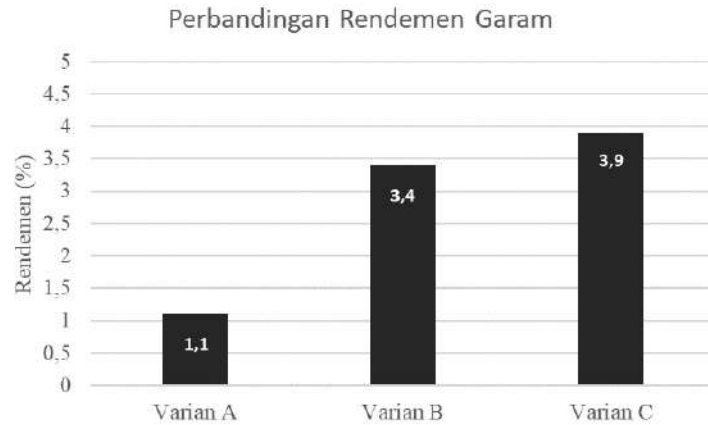
Penentuan Rendemen

Sebanyak 20± gr sampel pada masing masing varian dievaporasi secara bersamaan menggunakan oven dengan suhu 110±1°C selama 2 jam lalu didinginkan pada desikator selama 20 menit dan ditimbang untuk mengetahui bobot akhir. Pengujian dilakukan dengan duplikasi untuk memastikan keterulangan proses untuk menunjang akurasi hasil. Rendemen ditentukan dengan menentukan persentase hasil bagi produk dan sampel.

HASIL DAN PEMBAHASAN

c. Perbandingan Rendemen Brine dan Air Laut

Untuk menentukan pengaruh penggunaan *brine* dari buangan *reverse osmosis* terhadap rendemen dan kualitas garam yang dihasilkan dilakukan pengujian rendemen dan kualitas terhadap ketiga varian lalu dianalisis menggunakan perbandingan sederhana antara *brine* (varian b dan varian c) dibanding dengan varian a, sedangkan untuk menentukan pengaruh perlakuan pendahuluan garam terhadap kualitas garam varian c dibandingkan dengan varian b. Hasil penelitian ini menunjukkan hasil rendemen varian a 1.1% , varian B 3.4 % dan varian C 3.9% yang ditunjukkan pada grafik 1. Perbedaan rendemen yang signifikan antara *brine* (varian b dan varian c) dengan air laut (varian a) terjadi karena kandungan garam pada bahan baku yang berbeda dimana *brine* (varian b dan varian c) memiliki salinitas lebih tinggi yang disebabkan oleh proses pemisahan pada *reverse osmosis*. Sedangkan perbedaan yang tidak signifikan pada rendemen varian b dan varian c, walaupun rendemen pada varian c lebih tinggi yang disebabkan karena adanya proses penambahan NaOH dan HCl pada proses perlakuan pendahuluan sehingga terjadi pembentukan NaCl yang tambahan, akan tetapi reaksi pembentukan NaCl tetap relevan apabila diaplikasikan sehingga hasil penelitian ini representatif untuk dibandingkan.



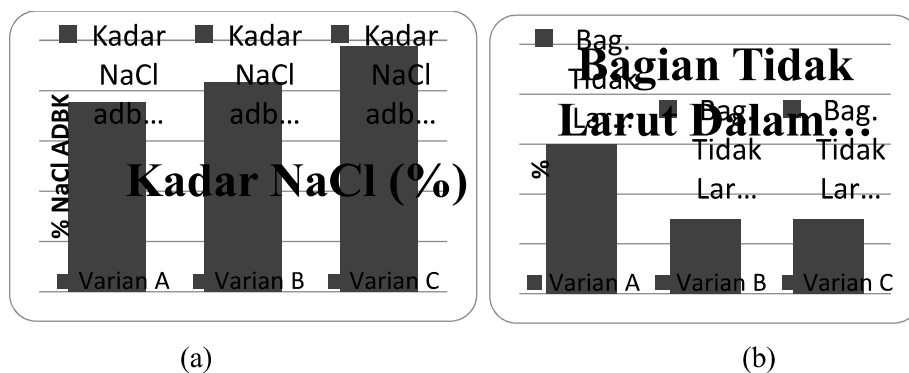
Gambar 1. Grafik Perbandingan Rendemen Garam Antar Varian

Perbandingan Kualitas Brine dan Air Laut

Tabel 2. Hasil Analisis Kualitas Produk Garam

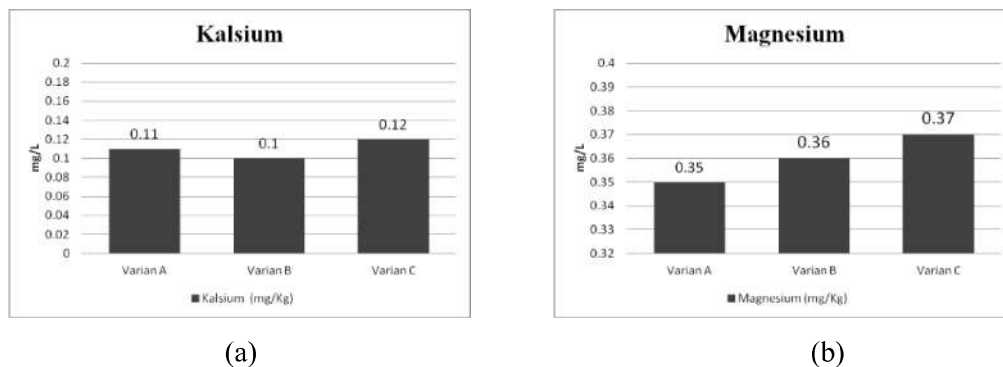
<i>Parameter</i>	<i>Varian A</i>	<i>Varian B</i>	<i>Varian C</i>
Kadar Air (%)	0.98	4.42	1.73
Kadar NaCl (% adbK)	75.48	83.12	97.75
Bahan Tidak Larut Dalam Air (%)	0.60	0.30	0.30
Kalsium (%)	0.11	0.10	0.12
Magnesium (%)	0.35	0.36	0.37
Kadmium (ppm)	<0.00011	<0.00011	<0.00011
Arsen (ppm)	<0.008	<0.008	<0.008
Timbal	<10	<10	<10
Raksa	<0.1	<0.1	<0.1
Lain-Lain (%)	22.47	11.70	0.02

Dari parameter yang diuji, Kadar air pada garam yang dihasilkan bergantung pada lama pengeringan, sehingga perbedaan kadar air tidak dijadikan parameter perbandingan kualitas garam, akan tetapi untuk menentukan kualitas pada parameter yang ditunjukkan sebagai konsentrasi atas bahan dasar kering. Sedangkan untuk parameter kadar NaCl atas bahan dasar kering.



Gambar 2. Grafik (a) Kadar NaCl; (b) Bagian Tidak Larut Dalam Air

Varian a yang merupakan air laut memiliki pengotor fisik dan kimia yang banyak, dibuktikan dengan warna larutan yang lebih keruh dibandingkan air buangan *reverse osmosis* dimana pengotor tersebut tidak akan ter evaporasi dan menyebabkan penurunan kemurnian garam, sedangkan proses *reverse osmosis* pada umumnya tidak dapat mengakomodir cemaran fisik sehingga selalu dilakukan perlakuan pendahuluan pada air laut dengan proses filtrasi, koagulasi, atau flokulasi sehingga cemaran fisik pada buangan *reverse osmosis* dapat terminimalisir. Pengotor ini berpengaruh signifikan terhadap kadar NaCl dan bahan tidak larut dalam air dimana didapatkan kadar NaCl pada varian b lebih besar daripada kadar varian a yang ditunjukkan pada gambar 2 (d) serta hal ini berdampak bahan tidak larut dalam air pada varian a lebih tinggi dari varian b dimana pengotor fisik yang bersumber dari laut adalah penyebabnya. perlakuan pendahuluan garam juga dapat meningkatkan kadar NaCl secara signifikan dibanding varian b, hal ini disebabkan karena pengotor pengotor kimia yang diendapkan dapat meningkatkan kadar NaCl yang ditunjukkan pada gambar 2 (a).



Gambar 3. Grafik (a) Kadar Kalsium; (b) Kadar Magnesium

Bahan baku pembuatan garam dan proses perlakuan pendahuluan tidak berpengaruh signifikan terhadap kadar kalsium dan magnesium antar varian yang diuji menggunakan instrument ICP, hal ini disebabkan oleh keberagaman pada sampel, dari hasil tersebut dapat menunjukkan bahwa EDTA- Na_2 tidak dapat menurunkan kadar kalsium dan magnesium pada sampel yang ditunjukkan pada gambar 3 (a) dan 3 (b). Selain itu proses filtrasi dan adsorpsi yang dilakukan pada varian c tidak dapat menunjukkan hasil penurunan dikarenakan tidak terdeteksinya kadar logam berat kadmium, timbal, raksa, dan arsen pada sumber air laut, sehingga tidak memungkinkan terdeteksinya logam berat yang ada pada varian lain pengujian ini dilakukan menggunakan instrument ICP dengan *limit of detection* kadmium 0.00011 ppm, timbal 0.009, raksa 0.004, arsen 0.008.

Selain itu, salah satu parameter penting yang terdapat pada SNI 3556:2010 tentang garam konsumsi dan SNI 8207:2016 tentang garam industri aneka pangan adalah kadar yodium, akan tetapi hasil pengujian yang tidak terdeteksi adanya kadar yodium yang dihitung sebagai KIO_3 tidak dapat menunjukkan perbandingan kualitas garam pada penelitian ini karena keberadaan yodium pada umumnya adalah hasil fortifikasi KIO_3 .

Perbandingan Kualitas dengan SNI

Karakteristik produk pada masing masing varian dibandingkan dengan SNI untuk menentukan tingkatan kualitas garam, produk terbaik didapatkan pada varian c dimana dapat memenuhi spesifikasi SNI 3556:2010 tentang garam konsumsi beryodium dan SNI 4435:2017 tentang garam bahan baku untuk garam Konsumsi Beryodium setelah dilakukan fortifikasi yodium, sedangkan varian b dan c tidak dapat memenuhi SNI yang dijadikan sebagai acuan walaupun variasi b hampir memenuhi SNI 4435:2017 tentang garam bahan baku untuk garam konsumsi beryodium yang ditunjukkan pada tabel 1.

KESIMPULAN

Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa *brine* yang didapat dari buangan *reverse osmosis* dapat menghasilkan rendemen yang lebih besar dibanding air laut dengan kualitas yang lebih baik. Hasil terbaik didapatkan pada *brine* dengan perlakuan pendahuluan untuk mencapai rendemen tertinggi dan kualitas terbaik pada garam yang dihasilkan yang menunjukkan proses perlakuan pendahuluan sangat berpengaruh terhadap penurunan kadar pengotor dan bagian tidak larut dalam air dan dapat meningkatkan kadar NaCl. Setelahnya *brine* tanpa perlakuan pendahuluan dapat menghasilkan rendemen dan kualitas yang lebih baik dari varian a walaupun masih belum dapat memenuhi SNI referensi, air laut tanpa perlakuan memiliki rendemen dan kualitas yang paling rendah

dibanding kedua varian lainnya. Pemanfaatan *brine* dari buangan *reverse osmosis* berpotensi sebagai bahan baku pembuatan garam dan dapat meningkatkan produksi garam dalam negeri.

DAFTAR PUSTAKA

1. S. M. Jannah. *Punya Garis Terpanjang Di Dunia Kok RI Impor Garam*. [Online] from <https://finance.detik.com/berita-ekonomi-bisnis/d-4211965/punya-garis-pantai-terpanjang-di-dunia-kok-ri-impor-garam>. (2018) [Accessed 10 April 2019].
2. A. Nurulfadilah, *Potensi Pemanfaatan dan Pengolahan Brine Water dari Proses Desalinasi Air*, 2015.
3. S. Alimah, *Studi Pembuangan Konsentrat Desalinasi*, Jurnal Pengembangan Energi Nuklir, 12,2:107-117 (2010).
4. M. Ahmed et. al, *Feasibility of salt production from inland RO desalination reject brine: a case study*, Desalination, 158:109-117 (2013)
5. L. A. Yoshi and I. N. Widiaya, *Studi Tekno Ekonomi Desalinasi Air Laut Skala Kecil dengan Sistem Reverse osmosis*, Reaktor, 16,4 :218-225 (2016).
6. C. Raziah et. al, *Penurunan Kadar Logam Dalam Air Kadmium Menggunakan Adsorben Zeolit Alam Aceh*, Jurnal Teknik Kimia USU, 6,1 :1-6 (2017).
7. A. Asidiq. *Pengolahan Limbah Cair Batik Menggunakan Metode Saringan Pasir dan Media Pasir Silika, Kerikil, dan Arang Ampas Tebu*. [Batik liquid waste processing methods using methods sieves desert sand, zeolite, gravel and charcoal residue of sugar cane][Thesis] Teknik Sipil, Universitas Sebelas Maret (2013). [in Bahasa Indonesia]. p.vi
8. W. Sugiyo and C. Kurniawan, *Perbandingan penggunaan NaOH-NaH dengan NaOH-Na₂ sebagai bahan pengikat impurities pada pemurnian garam dapur*, Polimerisasi Akliramid, 8,1 :57-68 (2010).
9. Badan Standarisasi Nasional, *SNI 3556:2010 garam konsumsi beryodium*, Jakarta: Badan Standarisasi Nasional, 2010.
10. Badan Standarisasi Nasional, *SNI 0303:2012 garam industri soda kostik*, Jakarta: Badan Standarisasi Nasional, 2012.
11. Badan Standarisasi Nasional, *SNI 4435:2017 garam bahan baku untuk garam konsumsi beryodium*, Jakarta: Badan Standarisasi Nasional, 2017.
12. Badan Standarisasi Nasional, *SNI 8207:2016 Garam Industri Aneka Pangan*, Jakarta: Badan Standarisasi Nasional, 2016.

PERANCANGAN MESIN TEMPA PLAT BESI GALVANIS

Fajrian Dwi Ravli¹, Ir.Hasan Hariri,MT²

¹ Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin D3, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

² Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK

Tempa yaitu salah satu proses pengolahan logam untuk merubah bentuk logam dalam kondisi panas ataupun temperatur normal menggunakan mekanisme pukulan palu. Berikut produk yang diproduksi tempa pandai besi seperti parang, pisau, cangkul, perlengkapan rumah tangga, bodi – bodi sepeda motor dan juga perlengkapan untuk agrikultural dan bercocok tanam. Pada umumnya, bisnis pandai besi ini memproduksi sangat terbatas dan tidak sesuai dengan standar yang ditetapkan, hal ini dibatasi oleh proses tempa produk yang masih sepenuhnya manual dengan pukulan tangan yang dilakukan berulang kali. Secara keseluruhan tujuan dari penelitian ini adalah bagaimana mendesain sebuah mesin palu tempa yang bekerja dengan sederhana dan mekanikal. Dengan mesin tempa ini diharapkan memudahkan produksi dan meningkatkan kualitas produk dari industri kecil tempa pandai besi. Lalu hasil dari penelitian ini yang telah diterapkan menghasilkan mesin tempa plat besi galvanis dengan ukuran panjang 800 x lebar 800 x tinggi 1500mm dengan menggunakan palu tap mekanikal yang digerakan oleh motor listrik.

Kata kunci : Pandai Besi, Mesin Tempa, Mesin Tempa Plat, Plat Besi Galvanis, Tempa Plat.

1. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.

Tempa yaitu salah satu cara pengolahan logam dengan merubah bentuk logam dalam kondisi temperatur tinggi ataupun normal dengan mekanisme pukulan terus menerus, selain logam berbentuk solid logam berbentuk plat juga dapat diolah melalui proses penempaan. Industri UMKM menghasilkan beberapa produk hasil tempa seperti Pisau, parang, cangkul, alat-alat kebutuhan rumah tangga, pertanian, bodi – bodi motor juga peralatan untuk bercocok tanam, pertanian dan perkebunan.[1]

Dalam bidang usaha ini hasil produksi sangat terbatas sekali dan belum memenuhi standar mutu kemanan yang diminta, masalah ini dikarenakan dalam proses penempaan produk tempa ini masih dilakukan secara *hand made* atau manual dengan menggerakkan tangan untuk memukul palu tempa.[2]

Plat besi galvanis yaitu suatu material yang berbentuk logam plat yang telah dilindungi lapisan seng yang berfungsi agar tidak karat digunakan dalam pembuatan berbagai macam alat rumah tangga dan kebutuhan industri lainnya seperti pembuatan bagian kapal, motor, mobil, kereta dan lain – lainnya.

Penggunaan plat besi Galvanis dalam bidang industri UMKM seperti bengkel modifikasi motor yaitu sebagai bahan dasar dalam proses pengerjaan *Metalworks* untuk membuat bodi – bodi motor seperti tutup bodi samping, spakbor depan, spakbor belakang, tangki, tutup atau tempat aki motor, cover lampu depan dan belakang dan masih banyak lagi.

Dari latar belakang diatas penulis ingin merancang Mesin Tempa Plat Galvanis yang di peruntukan untuk industri UMKM seperti bengkel modifikasi motor yang rata – rata memproduksi bodi – bodi motor masih dengan proses penempaan manual serta menambahkan beberapa tools yang nantinya diharapkan akan meningkatkan produktivitas dari industri UMKM bengkel modifikasi motor.

1.2 Tujuan.

Tujuan penelitian ini yaitu :

1. Memahami cara kerja mesin tempa plat besi galvanis.
2. Perancangan konsep pada mesin tempa plat besi galvanis.
3. Perancangan detail komponen – komponen mesin tempa plat besi galvanis.
4. Menganalisa kekuatan rangka pada mesin tempa plat besi galvanis.

1.3 Cakupan Penelitian.

Cakupan dari penelitian ini adalah :

1. Mekanisme kerja palu tempa secara mekanis.
2. Disain gambar menggunakan *software* Solidworks.
3. Menggunakan perancangan metode Pahl and Beitz.
4. Analisa difokuskan pada kekuatan rangka.

2. METODE PENELITIAN.

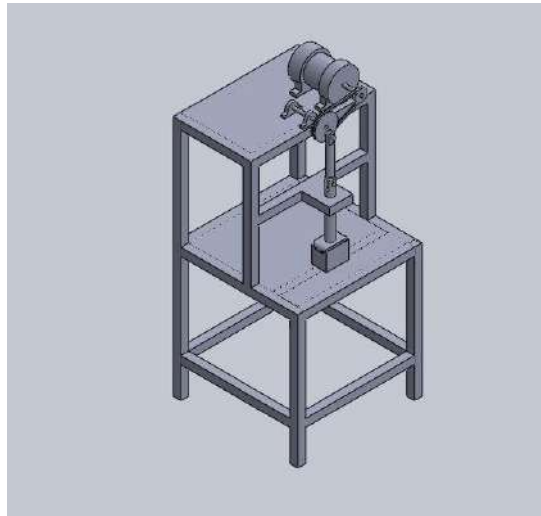
Metode penelitian yang digunakan yaitu sebagai berikut :



Gambar 2.1 Metodologi Penelitian

Perancangan dimulai dengan mengidentifikasi kebutuhan konsumen, lalu mengembangkan ide – ide dan perancangan konsep sehingga terpilih satu varian produk, kemudian melakukan perhitungan komponen

– komponen mesin dan menganalisis kekuatan rangkanya, penerbitan gambar teknik, dan diakhiri dengan pembuatan mockup alat.[3]



(a)

Gambar 2.2 Gambaran mesin: (a) tampak sisi depan.

3. HASIL PERHITUNGAN.

3.1 Penentuan Daya Motor

- Total Berat *Tools* Tempa Plat Besi Galvanis.

Diketahui : B_j = Berat Jenis Besi = 7850 Kg/m^3 .

D_1 = Diameter Batang penghubung = 40mm.

PB_1 = Panjang Batang Penghubung = 300mm.

D_2 = Diameter Batang Palu = 40mm.

PB_2 = Panjang Batang Palu = 345mm.

BP_3 = Berat Kelapa Palu = 1,5Kg.

$$\begin{aligned} \text{Berat } BP_1 &= A = \frac{1}{4} \times (3,14) \times D_1^2 \\ &= \frac{1}{4} \times 3,14 \times (0,04)^2 \\ &= 0,001256 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_b &= A \times PB_1 \\ &= 0,001256 \times 0,3 \\ &= 0,0003768 \text{ m}^3. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_t &= V_b \times B_j \\ &= 0,0003768 \times 7850 \\ &= 3 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

$$\text{Berat } BP_2 = A = \frac{1}{4} \times (3,14) \times D_2^2$$

$$= \frac{1}{4} \times (3,14) \times (0,04)^2$$

$$= 0,001256\text{m}^2.$$

$$V_b = A \times PB_2$$

$$= 0,001256 \times 0,345$$

$$= 0,00043332\text{m}^3.$$

$$M_t = V_b \times B_j$$

$$= 0,00043332 \times 7850$$

$$= 3,4 \text{ Kg.}$$

$$\text{Berat Total Tools} = BP_1 + BP_2 + BP_3$$

$$= 2,9 + 3,4 + 1,5$$

$$= 7,8 \text{ Kg.}$$

Torsi yang dibutuhkan dari *tools* Mesin Tempa Plat Galvanis dengan beban 10 kg dan panjang lengan 350mm, yaitu:

Diketahui : $F = \text{Titik Luluh Plat Besi} = 8,8 \text{ Kg.}$
 $r = 52 \text{ mm.}$

$$n = 900 \text{ rpm.}$$

$F_c = \text{Faktor Koreksi.}$

- Torsi Yang Dibutuhkan.

$$T = F \times r [4]$$

$$= 8,8 \times 52$$

$$= 457,6 \text{ Kgmm.}$$

- Daya Motor Yang Direncanakan.

$$P_{\text{motor}} = 2.3,14. \frac{n}{60 \text{ det}} \cdot T_{\text{motor}}$$

$$= 2 \times 3,14 \times \frac{900}{60 \text{ det}} \times 372,85$$

$$= 372,85 \text{ Watt.}$$

$$T_{\text{motor}} = \frac{372,85 \text{ watt}}{2 \cdot 3,14 \cdot 900 / 60}$$

$$= \frac{372,85 \text{ watt}}{94,2 \text{ put/detik}}$$

$$= 3,95 \text{ Kgm} = 3950 \text{ Kgmm.}$$

- Daya minimal yang dibutuhkan :

$$\begin{aligned}
 P_{\min} &= \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60 \text{ det}} \times T_{\text{motor}} \\
 &= 2 \cdot 3,14 \cdot \frac{900 \text{ rpm}}{60 \text{ det}} \cdot 3,95 \text{ kg.m} \\
 &= 372,09 \text{ watt} \\
 P_{\min} &= 0,4 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

- Daya Rencana (P_d).

$$\begin{aligned}
 P_d &= f_c \cdot P_{\text{motor}} \\
 &= 1,0 \times 372,85 \\
 &= 0,372 \text{ Kw.}
 \end{aligned}$$

Karena $0,4 \text{ HP} < 1 \text{ HP}$, maka motor listrik dengan daya $0,5 \text{ HP}$ dapat dipakai. Maka, torsi yang terjadi pada Mesin Tempa Plat Besi Galvanis 3950 Kgmm lebih besar dari torsi yang dibutuhkan, yaitu $457,6 \text{ Kgmm}$, dengan itu dinyatakan motor listrik dengan daya $0,5 \text{ HP}$ dapat memenuhi kebutuhan gaya yang dibutuhkan oleh *Tools* Mesin Tempa Plat Galvanis.

3.2 Perencanaan Poros.

Diketahui : $P = 0,37 \text{ kW}$.

f_c = Faktor Koreksi.

$$N = 900 \text{ rpm.}$$

- Daya Rencana (P_d).

$$\begin{aligned}
 P_d &= f_c \cdot P_{\text{motor}} \\
 &= 1,0 \times 372,85 \\
 &= 0,372 \text{ Kw.}
 \end{aligned}$$

- Torsi (T).

$$\begin{aligned}
 T &= 3,72 \times 10^5 \frac{P_d}{n1} \\
 &= 3,72 \times 10^5 \frac{0,37}{900} \\
 &= 372000 \times 4,11 \\
 &= 152 \text{Kgmm.}
 \end{aligned}$$

- Material S45C, dengan tegangan tarik (σ) 58 kg/mm^2 .
- Tegangan Geser yang diizinkan.

$$\begin{aligned}
 \tau_a &= \frac{\sigma}{(sf1 \times sf2)} \\
 &= \frac{58}{(6,0 \times 2,0)}
 \end{aligned}$$

$$= 4,83 \text{ kg/mm}^2.$$

Ket : $Sf_1 = 6,0$ karena memakai baja paduan.

$Sf_2 = 2,0$ dikarenakan poros memiliki alur pasak.

- Diameter poros.

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau a} K_t \cdot C_b \cdot T \right]^{1/3}$$

$$= \left[\frac{5,1}{4,83} \times 2,0 \times 2,0 \times 152 \right]^{1/3}$$

$$= 9 \text{ mm.}$$

Ket : $K_t = 2,0$ karena diperkirakan terjadi tumbukan besar.

$C_b = 2,0$ karena diperkirakan terjadi pemakaian dengan beban lentur.

3.3 Perencanaan Puli dan Sabuk.

Diketahui : Daya (P) = 0,372 kW.

n Motor (n_1)	= 900 rpm.
Diameter Poros	= 14 mm.
n yang digerakkan (n_2)	= 750 rpm.
Rasio antar n_1 dan n_2 (i)	= 1,44.

- Daya Rencana (P_d).

$$P_d = f_c \cdot P$$

$$= 1,0 \cdot 0,37$$

$$= 0,37 \text{ Kw.}$$

- Torsi (T).

$$T_1 = 3,72 \times 10^5 \frac{P_d}{n_1}$$

$$= 3,72 \times 10^5 \frac{0,37}{900}$$

$$= 152 \text{ Kgmm.}$$

$$T_2 = 3,72 \times 10^5 \frac{P_d}{n_2}$$

$$= 3,72 \times 10^5 \frac{0,37}{750}$$

$$= 481 \text{ Kgmm.}$$

- Material S45C, dengan tegangan tarik (σ) 58 kg/mm².
- Tegangan Geser yang diizinkan.

$$\tau_a = \frac{\sigma}{(sf_1 \times sf_2)}$$

$$= \frac{58}{(6,0 \times 2,0)} = 4,83 \text{ kg/mm}^2.$$

Ket : $Sf_1 = 6,0$ karena memakai baja paduan.

$Sf_2 = 2,0$ dikarenakan poros memiliki alur pasak.

- Diameter poros

$$d_{s1} = \left[\frac{5,1}{\tau_a} K_t \cdot C_b \cdot T \right]^{1/3}$$

$$= \left[\frac{5,1}{4,83} \times 2,0 \times 2,0 \times 152 \right]^{1/3}$$

$$= 9 \text{ mm.}$$

$$d_{s2} = \left[\frac{5,1}{\tau_a} K_t \cdot C_b \cdot T_2 \right]^{1/3}$$

$$= \left[\frac{5,1}{4,83} \times 2,0 \times 2,0 \times 481 \right]^{1/3}$$

$$= 13 \text{ mm.}$$

Ket : $K_t = 2,0$ karena diperkirakan terjadi tumbukan besar

$C_b = 2,0$ karena diperkirakan terjadi pemakaian dengan beban lentur.

- Diameter min. yang anjurkan sabuk-V tipe A = 95 mm.

$$d_p = 95 \text{ mm.}$$

$$D_p = 95 \times i$$

$$= 95 \times 1,44$$

$$= 137 \text{ mm.}$$

$$d_k = d_p + (2 \times K)$$

$$= 95 + (2 \times 4,5) = 104 \text{ mm.}$$

$$D_k = D_p + (2 \times K)$$

$$= 137 + (2 \times 5,5) = 148 \text{ mm.}$$

$$\frac{5}{3} d_{s1} + 10 = \frac{5}{3} \times 9 + 10 = 25$$

$$d_b = 25 \text{ mm.}$$

$$\frac{5}{3} d_{s2} + 10 = \frac{5}{3} \times 13 + 10 = 31$$

$$D_b = 35 \text{ mm.}$$

Ket : d_s = diameter poros. d_p = diameter lingkaran jarak bagi puli.
 d_k = diameter luar puli. D_b = diameter naf.

- Kecepatan sabuk V

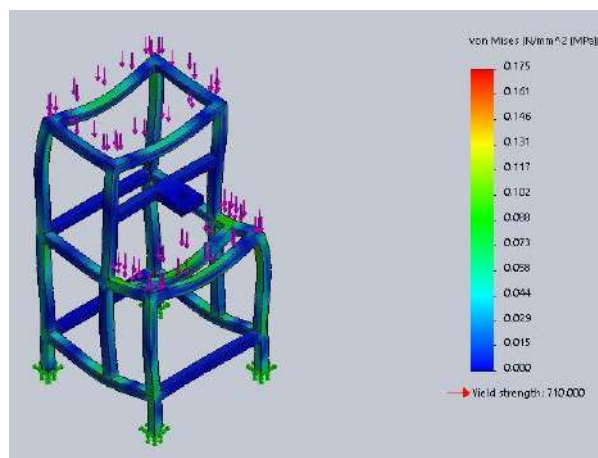
$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_1}{60 \times 1000} \\ &= \frac{3,14 \times 95 \times 900}{60000} \\ &= 4,47 \text{ m/s} \\ 4,47 \text{ m/s} &< 30 \text{ m/s, baik.} \end{aligned}$$

- Panjang keliling sabuk (L)

$$\begin{aligned} L &= 2 \cdot C + \frac{\pi}{2} (d_p + D_p) + \frac{1}{4 \cdot C} (D_p - d_p)^2 \\ &= 2 \cdot 225 + \frac{3,14}{2} (95 + 137) + \frac{1}{4 \cdot 225} (137 - 95)^2 \\ &= 450 + 1,57 (232) + \frac{1}{900} (1764) \\ &= 450 + 1,57 (232) + \frac{1764}{900} \\ &= 450 + 364,24 + 1,96 \\ &= 812,28 \text{ mm} \\ &= 813 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Didapat nomor nominal sabuk – V : 32 inch, $L = 813 \text{ mm}$.

3.4 Analisa kekuatan rangka.



Gambar 3.1 Tegangan yang terjadi pada rangka.

Hasil analisa tegangan maksimal yang terjadi pada rangka mesin ini yaitu $0,175 \text{ N/mm}^2$ yang ditunjukkan pada daerah yang berwarna merah, kesimpulannya adalah rangka mesin dengan material tersebut aman digunakan sebab nilai maksimal tegangan tidak melebihi batasan nilai yield strength material rangka.

4. KESIMPULAN.

Kesimpulan dari perancangan tentang perancangan Mesin Tempa Plat Besi Galvanis ini diantaranya sebagai berikut :

1. Dari 3 varian solusi yang ada terpilih varian 1 dengan nilai bobot akhir : **0,0436**.
2. Mekanisme mesin tempa dengan *tools* yang bergerak translasi vertikal menggunakan sistem seperti *Crankshaft*.
3. Spesifikasi komponen utama yang telah ditemukan :
 - a. Motor Listrik : 0,5 HP – 900 Rpm.
 - b. Transmisi : *Pulley & Belt*.
 - c. Profil Rangka : Besi *Hollow Square*.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] A. Zamri, "Rancang Bangun Mesin Tempa Sistem Spring Hammer Untuk Peningkatan Kualitas dan Produktivitas Logam Tempa Pada Industri Kecil Pandai Besi Design of machine Forging Hammer Spring Systems for Improving Productivity and Quality of Metal Forging On mall Indust," *Poli Rekayasa*, vol. 8, no. April, pp. 1–7, 2013.
- [2] Armila, "Dentingan Palu Tempa Pengarajin Pandai Besi Sungai Puar Mulai Sunyi," *Univ. Muhammadiyah Sumatera Barat*, no. 4, p. 150, 2018.
- [3] G. Pahl and W. Beitz, "*Engineering Design: A Systematic Approach*," Kedua. London, 1996.
- [4] Sularso and K. Suga, "*Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*." Jakarta: PT. Pradya Paramita, 1987.

PERANCANGAN MESIN PENCACAH LIMBAH DAUN UNTUK PAKAN TERNAK DAN KOMPOS

Hendri Sukma¹, Abdurrahman Arifin²

¹Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

²Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta

ABSTRAK. di daerah Cijantung terdapat mesin pencacah limbah daun yang hanya dapat mencacah rumput gajah saja. Oleh sebab itu, penulis melakukan penelitian tentang perancangan mesin pencacah limbah daun untuk pakan ternak dan kompos yang mana mesin ini nantinya dapat diharapkan mampu mencacah, tidak hanya mencacah rumput gajah saja melainkan pelepah kelapa sawit pun dapat dicacah. Tujuan penelitian ini adalah memahami cara kerja mesin pencacah limbah daun, merancang konsep mesin pencacah limbah daun, merancang detail mesin pecacah limbah daun dan. Metode penelitian ini diawali dengan mengidentifikasi masalah yang dialami peternak sebagai narasumber untuk pengumpulan data, kemudian dilanjutkan dengan melakukan pengembangan dan merancang beberapa konsep sampai terpilihnya satu konsep, lalu dilanjutkan dengan melakukan perancangan detail yang terdiri dari perhitungan tiap komponen mesin serta melakukan analisis kekuatan rangka dan pembuatan gambar rancangan. Berdasarkan perencanaan perhitungan diperoleh spesifikasi mesin pencacah limbah daun sebagai berikut : mesin menggunakan motor diesel 3,4 HP dan kecepatan putar 3000 rpm, sistem transmisi memutar dengan kecepatan 1200 rpm. Mesin menggunakan sistem transmisi sabuk V tipe A dengan ukuran diameter puli kecil 95 mm, diameter puli besar 238 mm, dan panjang keliling sabuk 1321 mm. Mesin ini dengan kapasitas produksi 1200 kg/jam.

Kata kunci : Mesin pencacah, pakan ternak, pelepah, kelapa sawit

1. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Di daerah Cijantung, terdapat suatu peternakan sapi tepatnya di Jl. H. Bantong, Kalisari, Ps. Rebo, kota Jakarta Timur. Sapi yang dipelihara adalah sapi perah sejenis friesien holstein dan sapi jersey. Dikarenakan pertumbuhannya yang relatif cepat, jenis sapi ini banyak digemari peternak karena pertumbuhannya relatif cepat dan produksi susunya merupakan yang tertinggi diantara jenis sapi perah lainnya. Untuk memenuhi kebutuhan pakan peternak disana sudah tersedia mesin pencacah rumput yang umumnya digunakan untuk mencacah rumput gajah dengan spesifikasi alat menggunakan mesin penggerak diesel 6.5 PK atau 6.4 HP. Setelah rumput gajah tersebut dicacah kemudian diberi campuran ampas tahu dan konsentrat, barulah pengan ternak siap di konsumsi oleh ternak. Muhamad Arfianto, meneliti tentang Proses Perancangan Mesin Pencacah Ruput Pakan Ternak. Hasil penelitian yang dilakukan didapatkan bahwa dalam 1 menit mesin mampu memperoleh proses pencacahan sebanyak 12,5 kg, dengan motor listrik yang digunakan 1 HP [1]. Wahyu Budi Prasetyo, meneliti tentang perancangan mesin pencacah enceng gondok dengan kapasitas 50 kg/jam. Hasil dari penelitian ini menghasilkan limbah enceng gondok yang dicacah menggunakan pisau pencacah, kemudian dihaluskan menggunakan screw[2]. Heri Purwono, dkk, meneliti tentang Modifikasi Mesin Pencacah Jerami. Hasil penelitian dari modifikasi mesin telah berhasil meningkatkan kapasitas dar 333,33 kg/jam menjadi 1800 kg/jam, dengan mengganti mesin diesel dari 8 HP menjadi 10 HP [3]. Pada umumnya mesin yang digunakan di peternakan adalah mesin yang hanya bisa mencacah rumput gajah saja. Dengan ini penulis ingin merancang mesin pencacah limbah daun untuk pakan ternak dan kompos sehingga dapat memanfaatkan limbah daun seperti pelepah kelapa sawit, rumput gajah, dan lain sebagainya yang masih berwarna hijau. Sehingga mesin ini tidak hanya mampu mencacah rumput gajah saja melainkan limbah daun pelepah sawit pun bisa dicacah.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan yang telah dijelaskan pada latar belakang, perumusan masalah yang menjadi fokus dalam penelitian ini adalah :

1. Bagaimana perancangan *detail* mesin pencacah limbah daun?
3. Bagaimana analisis kekuatan rangka mesin pencacah limbah daun?

1.3 Tujuan

1. Perancangan *detail* mesin pencacah limbah daun.
2. Analisis kekuatan rangka mesin pencacah limbah daun.

2. METODOLOGI



Gambar. Diagram alir

Metode Pengumpulan Data yang dipakai diantaranya :

1. Mulai

Memulai awal perencanaan mesin yang dibuat, yang berfungsi untuk mencacah limbah daun. Mesin ini direncanakan menghasilkan cacahan limbah yang sesuai dengan kebutuhan pakan ternak dan kompos.

2. Identifikasi Masalah

Mengidentifikasi masalah kelebihan dan kekurangan pada mesin pencacah yang dimiliki saat ini, yang meliputi kapasitas pencacahan, penambahan penutup pada corong masuk dan penutup pada sistem transmisi nya.

3. Perumusan masalah

Merumuskan masalah mesin pencacah limbah daun, yang meliputi penambahan jumlah kapasitas pencacahan.

4. Pengumpulan data

Pengumpulan data meliputi studi *literature* dan studi lapangan.

a) Studi literatur

Pada studi literatur penulis mengumpulkan referensi dari berbagai sumber yang didapat melalui *internet browsing* yang berhubungan dengan mesin pencacah limbah daun.

b) Studi lapangan

Yang didapat dari studi lapangan setelah melakukan wawancara dengan pengguna mesin pencacah limbah daun dapat diperoleh data yaitu mengenai kapasitas pencacahan pada mesin dan hasil pencacahan yang kurang maksimal.

5. Pengembangan dan Perancangan Konsep

Melakukan pengembangan terhadap mesin yang telah digunakan saat ini, kemudian menjabarkan produk menjadi beberapa varian konsep, dan menghasilkan output berupa varian terpilih.

6. Perancangan detail

Berisi perhitungan perencanaan komponen mesin pencacah limbah daun. Setelah mendapatkan dimensi komponen, dilanjutkan dengan menggambar teknik komponen menggunakan *software solidworks*, kemudian dari komponen tersebut di *assembly*.

7. Analisis kekuatan rangka

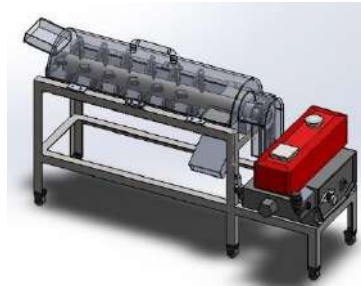
Disini kekuatan rangka akan di analisis dengan menggunakan *software solidworks*, jika hasil analisis dinyatakan aman, maka rancangan dapat dilanjutkan.

8. Gambar rancangan

Setelah melaukan analisis kekutan rangka, selanjutnya membuat gambar teknik dari setiap komponen dan *assembly*, serta tabel *bill of materials*

9. Selesai

Setelah semua proses selesai, apabila semua tahap sudah dilakukan maka di buat penulisan makalah berisi bagaimana cara merancang mesin pencacah limbah daun.



Gambar. Mesin Pencacah limbah daun

3. HASIL

3.1 Perancangan *detail*.

Dalam penentuan kapasitas ini satu pelepah memiliki berat bobot 10 kg dan dalam satu jam dapat mencapai 10 kali proses. Maka $10 \text{ kg} \times 10 = 100 \text{ kg}$.

$$ka = \frac{BO}{t} \times 3600$$

$$ka = \frac{100 \text{ kg}}{300} \times 3600$$

$$= 1200 \text{ kg/jam}$$

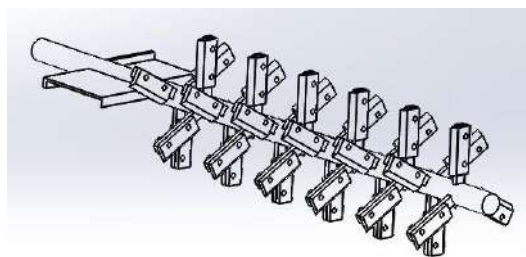
Keterangan : ka = kapasitas kerja

BI = berat bahan yang akan dicacah (kg)

t = waktu proses (detik)

1. 3.1.1 Perhitungan Tools Pencacah

Untuk menentukan ukuran dan berat dari tools pencacah maka dapat ditentukan dengan perhitungan dibawah ini.



Gambar. Tools pencacah.

Material *tools* pencacah S45C, dengan massa jenis = 7850 kg/m^3 .

$$\begin{aligned}V_{\text{poros pencacah}} &= \pi r^2 \times t \\ &= 3.14 \times 21.5 \times 1317 \text{ mm} \\ &= 1911579,4 \text{ mm}^3\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}V_{\text{dudukan pisau}} &= p \times l \times t \\ &= 20 \times 10 \times 170 \text{ mm} \\ &= 34000 \text{ mm}^3 \times 36 \text{ buah} \\ &= 1224000 \text{ mm}^3\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}V_{\text{pendorong cacahan}} &= p \times l \times t \\ &= 122 \times 170 \times 20 \\ &= 414800 \text{ mm}^3 \times 2 \text{ buah} \\ &= 829600 \text{ mm}^3\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}V_{\text{total}} &= V_{\text{poros pencacah}} + V_{\text{dudukan pisau}} + V_{\text{pendorong cacahan}} \\ &= 1911579,4 + 1224000 + 829600 \\ &= 3965179,4 \text{ mm}^3 \\ &= 0,0039 \text{ m}^3\end{aligned}$$

Material pisau pencacah *cast stainless steel*, dengan massa jenis 7700 kg/m^3 .

$$\begin{aligned}V_{\text{pisau pencacah}} &= p \times l \times t \\ &= 40 \times 10 \times 95 \\ &= 38000 \text{ mm}^3 \times 36 \text{ buah} \\ &= 1368000 \text{ mm}^3 \\ &= 0,0014 \text{ m}^3\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Massa tools pencacah} &= \text{massa jenis material} \times V_{\text{total}} + \text{massa jenis material} \times V_{\text{pisau pencacah}} \\ &= (7850 \text{ kg/m}^3 \times 0,0039 \text{ m}^3) + (7700 \text{ kg/m}^3 \times 0,0014 \text{ m}^3) = 41,39 \text{ kg}\end{aligned}$$

2. 3.1.2 Penentuan Daya Motor

Untuk mengetahui daya yang dibutuhkan dan daya motor yang digunakan maka dapat diketahui dengan perhitungan dibawah ini.

$$\begin{aligned}\text{Diketahui :} \quad \text{Massa tools pencacah} &= 41,39 \text{ kg} \\ \text{Massa satu pelepah} &= 10 \text{ kg [4]} \\ \text{Jari – jari tools pencacah} &= 140 \text{ mm}\end{aligned}$$

Jadi, beban kerja yang ditanggung oleh motor dalam bekerja :

$$= \text{Massa tools pencacah} + \text{massa satu pelepah}$$

$$= 41,39 + 10$$

$$= 51,39 \text{ kg.}$$

- $T = F \times r$

$$= 51,39 \text{ kg} \times 140 \text{ mm}$$

$$= 7194 \text{ kg.mm} = 7,19 \text{ kg.m}$$

- Daya yang dibutuhkan

$$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60 \text{ det}} \times T$$

$$= 2 \cdot 3,14 \cdot \frac{1200 \text{ rpm}}{60 \text{ det}} \cdot 7,19 \text{ kg.m}$$

$$= 2 \cdot 3,14 \cdot 20 \text{ put/det} \cdot 7,19 \text{ kg.m}$$

$$= 903,06 \text{ watt}$$

$$P = 1,2 \text{ HP}$$

Maka motor dengan daya 3,4 HP dapat digunakan karena daya yang dibutuhkan 1,2 HP.

3. 3.1.3 Perhitungan Daya Rencana dan Torsi Motor

Untuk mengetahui daya rencana pada mesin dan torsi pada motor penggerak maka dapat diketahui dengan perhitungan dibawah ini.

- $P_d = f_c \cdot P$

$$= 1,8 \cdot 2,5 \text{ kW}$$

$$= 4,5 \text{ kW}$$

$f_c = 1,8$ dipilih berdasarkan tabel faktor koreksi, yaitu mesin pencacah dengan jam kerja 3-5 jam

Keterangan : P_d = Daya rencana (kW)

f_c = Faktor koreksi

P = Daya motor penggerak

- $T = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60}}$

$$= \frac{2535 \text{ watt}}{2 \cdot 3,14 \cdot \frac{3000}{60}}$$

$$= 8,07 \text{ kg.m}$$

Keterangan : T = Torsi

n = putaran (rpm)

$\pi = 3,14$

4. 3.1.4 Perencanaan Poros dan Pasak

Untuk menentukan ukuran poros dan pasak dapat ditentukan dengan perhitungan dibawah ini.

Diketahui : $P = 4,5 \text{ kW}$

$n = 3000 \text{ rpm}$

- Daya rencana (P_d)

$$P_d = f_c \cdot P \quad \text{Ket : } f_c = 1,0 \text{ dipilih karena daya normal}$$

$$= 1,0 \cdot 4,5 \text{ kW}$$

$$= 4,5 \text{ kW}$$

- Torsi (T)

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{pd}{n1}$$

$$= 9,74 \times 10^5 \frac{4,5}{3000}$$

$$= 1461 \text{ kg.mm}$$

- Material S45C, dengan tegangan tarik (σ) 58 kg/mm²
- Tegangan geser yang diizinkan

$$\tau_{\alpha} = \frac{\sigma}{(sf_1 \times sf_2)}$$

$$= \frac{58}{6,0 \times 2,5}$$

$$= 3,86 \text{ kg/mm}^2$$

Ket : $Sf_1 = 6,0$ karena memakai baja paduan

$Sf_2 = 2,5$ dikarenakan poros memiliki alur pasak

- Diameter poros

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_{\alpha}} K_t \cdot C_b \cdot T \right]^{1/3}$$

$$= \left[\frac{5,1}{3,86} 2,5 \cdot 2,3 \cdot 1461 \right]^{1/3}$$

$$= 22 \text{ mm}$$

Ket : $K_t = 2,5$ karena diperkirakan terjadi tumbukan besar

$C_b = 2,3$ karena diperkirakan terjadi pemakaian dengan beban lentur

- Tegangan geser yang terjadi

$$\tau = \frac{5,1 T}{d_s^3}$$

$$= \frac{5,1 \cdot 1461}{22^3}$$

$$= 0,69 \text{ kg/mm}^2$$

Pada poros $\varnothing 22$ mm, standar ukuran pasak yaitu :

- Ukuran nominal pasak $b \times h = 7 \times 7$ mm

5. 3.1.5 Perencanaan Puli dan Belt

Untuk menentukan ukuran puli dan panjang *belt* maka ditentukan dengan perhitungan dibawah ini.

Diketahui : Daya (P) = 4,5 kW
 n motor (n_1) = 3000 rpm
 diameter poros motor = $\varnothing 22$ mm
 n yang digerakan (n_2) = 1200 rpm
 rasio antar n_1 dan n_2 (i) = 2,5

- Daya Rencana (P_d)

$$P_d = f_c \cdot P$$

Ket : $f_c = 1,0$ dipilih karena daya normal

$$= 1,0 \times 4,5 \text{ kW}$$

$$= 4,5 \text{ kW}$$

- Torsi (T)

$$T_1 = 9,74 \times 10^5 \frac{pd}{n_1}$$

$$= 9,74 \times 10^5 \frac{4,5}{3000}$$

$$= 1461 \text{ kg.mm}$$

$$T_2 = 9,74 \times 10^5 \frac{pd}{n_2}$$

$$= 9,74 \times 10^5 \frac{4,5}{1200}$$

$$= 3652 \text{ kg.mm}$$

- Material S45C, dengan tegangan tarik (σ) 58 kg/mm²
- Tegangan Geser yang diizinkan

$$\tau_{\alpha} = \frac{\sigma}{(sf1 \times sf2)}$$

$$= \frac{58}{6 \times 2,5}$$

$$= 3,86 \text{ kg/mm}^2$$

Ket : $Sf_1 = 6,0$ karena memakai baja paduan
 $Sf_2 = 2,5$ dikarenakan poros memiliki alur pasak

- Diameter poros

$$d_{s1} = \left[\frac{5,1}{\tau_{\alpha}} K_t \cdot C_b \cdot T_1 \right]^{1/3}$$

$$= \left[\frac{5,1}{3,86} 2,5 \cdot 2,3 \cdot 1461 \right]^{1/3}$$

$$= 22 \text{ mm}$$

$$d_{s2} = \left[\frac{5,1}{\tau_{\alpha}} K_t \cdot C_b \cdot T_2 \right]^{1/3}$$

$$= \left[\frac{5,1}{3,86} 2,5 \cdot 2,3 \cdot 3625 \right]^{1/3}$$

$$= 30 \text{ mm}$$

Ket : $K_t = 2,5$ karena diperkirakan terjadi tumbukan besar
 $C_b = 2,3$ karena diperkirakan terjadi pemakaian dengan beban lentur

- Berdasarkan rpm dan daya rencana, maka terpilihlah penampang sabuk- V tipe A
- Diameter min. yang dianjurkan sabuk – V tipe A = 95 mm [5]

$$d_p = 95 \text{ mm}$$

$$D_p = 95 \times i$$

$$= 95 \times 2,5$$

$$= 238 \text{ mm}$$

$$d_k = d_p + (2 \times K)$$

$$= 95 + (2 \times 4,5) = 104 \text{ mm}$$

$$D_k = D_p + (2 \times K)$$

$$= 238 + (2 \times 7) = 252 \text{ mm}$$

$$d_b = \frac{5}{3} d_{s1} + 10 = \frac{5}{3} 22 + 10$$

$$= 47 \text{ mm}$$

$$D_b = \frac{5}{3} d_{s2} + 10 = \frac{5}{3} 30 + 10$$

$$= 60 \text{ mm}$$

- Kecepatan sabuk V

$$v = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n1}{60 \times 1000}$$

$$= \frac{3,14 \cdot 95 \cdot 3000}{60 \times 1000}$$

$$= 15 \text{ m/s}$$

15 m/s < 30 m/s, baik.

- Panjang keliling sabuk (L)

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (d_p + D_p) + \frac{1}{4C} (D_p - d_p)^2$$

$$= 2 \times 392 + \frac{3,14}{2} (95 + 238) + \frac{1}{4 \times 392} (238 - 95)^2$$

$$= 784 + \frac{3,14}{2} (333) + \frac{1}{1568} (143)^2$$

$$= 784 + 1,57 (333) + \frac{20449}{1568}$$

$$= 784 + 522,8 + 13,04$$

$$= 1319,84 \text{ mm}$$

Didapat nomor nominal sabuk – V : 52 inch, L = 1321 mm

- Jarak sumbu poros (C)

$$b = 2 \times L - \pi (D_p - d_p)$$

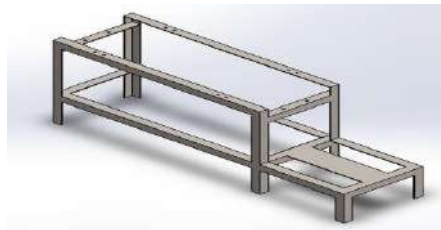
$$\begin{aligned}
 &= 2 \times 1321 - 3,14 (238 + 95) \\
 &= 2642 - 3,14 (333) \\
 &= 2642 - 1045,6 \\
 &= 1596,4
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 C &= \frac{b + \sqrt{b^2 - 8 (D_p - d_p)^2}}{8} \\
 &= \frac{1596 + \sqrt{1596^2 - 8 (238 - 95)^2}}{8} \\
 &= \frac{1596 + \sqrt{2547216 - 8 (20449)}}{8} \\
 &= \frac{1596 + \sqrt{2547216 - 163592}}{8} \\
 &= \frac{1596 + \sqrt{2383624}}{8} \\
 &= \frac{1596 + 1543}{8} \\
 &= 392 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

3.2 Analisis kekuatan rangka

Analisis ini diperlukan untuk mencari faktor keamanan beban kerja yang diterima rangka terhadap mesin pencacah limbah daun. Analisa dilakukan dengan menggunakan *software* Solidworks, dengan jenis analisa beban statis yang diterima rangka. Spesifikasi rangka yang digunakan pada mesin ini sebagai berikut.

Gambar 4. 1 Rangka.

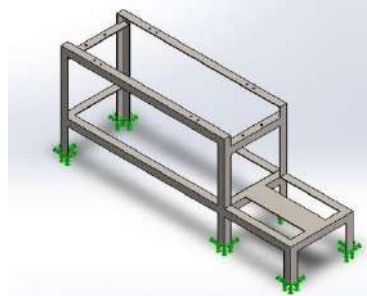


Tabel 4. 4 Spesifikasi rangka

Jenis rangka	50 × 50 × 5 mm
Material	AISI 1045 Steel
Kekuatan tarik	625 MPa (625000000 N/m ²)
Kekuatan luluh	530 MPa (530000000 N/m ²)
Massa jenis	7900 kg/m ³

- Pembebanan *fixture*

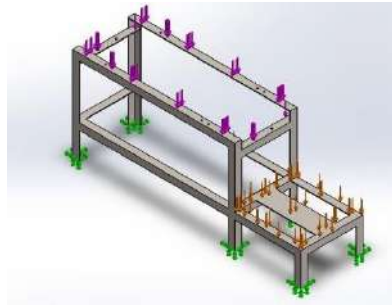
Fixture (penyekaman) ditempatkan pada keenam kaki dasar rangka seperti pada gambar dibawah ini



Gambar 4. 2 Fixture pada rangka.

Pembebanan pertama dilakukan pada bagian atas rangka. Bagian ini yang akan menumpu tools pencacah dan tabung pencacah. Beban yang dikenakan yaitu 76,19 kg. Pembebanan kedua dilakukan pada bagian tengah rangka. Bagian ini yang akan menumpu motor penggerak. Beban yang dikenakan yaitu 26 kg.

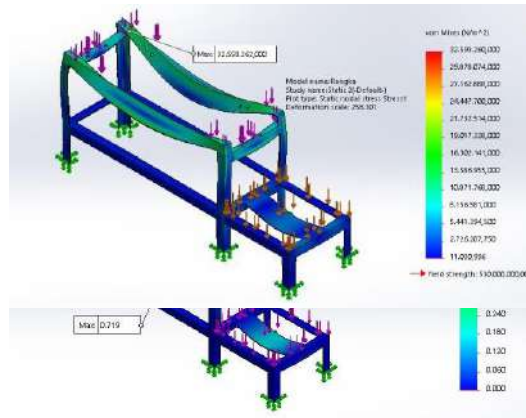
Gambar 4. 3 Pembebanan bagian tengah rangka.



- Hasil analisa

Hasil analisa dari analisa pertama yaitu, tegangan terbesar yang terjadi dengan nilai 32593262,000 N/m² yang ditunjukkan pada area berwarna merah. Kesimpulannya, rangka dengan material ini aman digunakan karena tegangan maksimal yang terjadi tidak melebihi batas *yield strength*

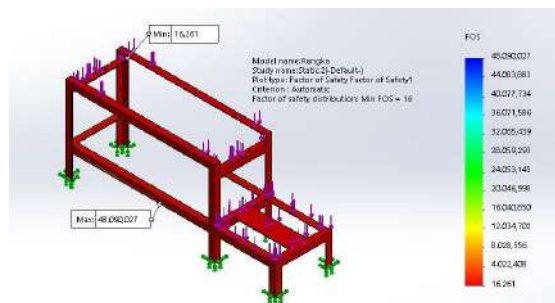
Gambar 4. 4 Tegangan pada rangka.



Displacement terbesar yang terjadi dengan nilai 0,719 mm yang ditunjukkan pada area warna merah

Gambar 4. 5 Displacement pada rangka.

Nilai minimal FOS (*Factor Of Safety*) minimal yang didapat adalah 16,261, sedangkan batas minimal FOS yaitu 16. Dapat disimpulkan bahwa rangka ini aman untuk digunakan.



Gambar 4. 6 FOS pada rangka.

4. KESIMPULAN

Dalam kesimpulan ini, hasil dari mesin pencacah limbah daun adalah menghasilkan perancangan detail untuk mengetahui rangangan perhitungan dan analisis pada kekuatan rangka pada mesin pencacah limbah daun.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] M. Arfiynato, "PERANCANGAN MESIN PENCACAH RUMPUT PAKAN TERNAK," Universitas Negeri Yogyakarta, 2012.
- [2] W. B. Prasetyo, "Perancangan Mesin Pencacah Enceng Gondok Dengan Kapasitas 50 kg/Jam," Universitas Muhammadiyah Malang, 2018.
- [3] P. H. H. A. dan P. A. Albertus, "Modifikasi Mesin Pencacah Jerami," Universitas Diponegoro, 2013.
- [4] Z. Muchlis, "PENGARUH PANJANG PELEPAH KELAPA SAWIT TERHADAP UNJUK KERJA MESIN PENCACAH PELEPAH SAWIT (CHOPPER) TIPE TEP-1," *Director*, vol. 15, no. 2, p. 8, 2018.
- [5] K. S. Sularso, *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*, Cetakan 11. Jakarta: Pradnya Paramita, 2013.