

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Pengolahan Data Sekunder

Data parameter dalam penelitian ini diperoleh dari data operasi PT PLN Nusantara Power UP Muara Karang Blok 1, yaitu data Performance Test bulan Desember 2024 serta data pengamatan bulan Juli 2025. Data tersebut merupakan hasil pengoperasian turbin gas pada beban 80 MW dengan variasi komposisi bahan bakar, meliputi 100% NR dan campuran PHE–NR dengan beberapa persentase berbeda, sebagaimana ditampilkan pada tabel berikut:

Tabel 4. 1 Data Sekunder Pada Beban 80 MW *Full* NR

NO	Parameter	Simbol	Satuan	Bahan Bakar
				NR 100%
1	Temperatur masuk	T1	°C	30,827
	kompresor		°K	303,827
2	Tekanan masuk	P1	Bar	1,013
	kompresor			
3	Temperatur keluar	T2	°C	351,625
	kompresor		°K	624,625
4	Tekanan keluar	P2	bar	9,438
	kompresor			
5	Temperatur keluar	T4	°C	554,745
	turbin		°K	827,745
6	Low Heating Value	LHV	kJ/kg	43768,47
			BTU/FT3	941,4
7	Tekanan Bahan Bakar	Pbb	bar	22,51
8	Temperatur Bahan Bakar	Tbb	°C	33,706
			°K	306,706

NO	Parameter	Simbol	Satuan	Bahan Bakar	
				NR 100%	
9	Laju Aliran Massa Bahan Bakar	mbb	kg/s	5,89	

Sumber: Form *Performance test* PLTGU Muara Karang Blok 1

Tabel 4. 2 Data Sekunder Pada Beban 80 MW PHE 20% + NR 80%

NO	Parameter	Simbol	Satuan	Bahan Bakar	
				NR 100%	PHE 20% + NR 80%
1	Temperatur masuk kompresor	T1	°C	30,827	30,523
			°K	303,827	303,523
2	Tekanan masuk kompresor	P1	Bar	1,013	1,013
3	Temperatur keluar kompresor	T2	°C	351,625	349,627
			°K	624,625	622,627
4	Tekanan keluar kompresor	P2	bar	9,438	9,657
5	Temperatur keluar turbin	T4	°C	554,745	550,748
			°K	827,745	823,743
6	<i>Low Heating Value</i>	LHV	kJ/kg	43768,47	45579,74
			BTU/FT3	941,4	980,358
7	Tekanan Bahan Bakar	Pbb	bar	22,51	22,5
8	Temperatur Bahan Bakar	Tbb	°C	33,706	33,706
			°K	306,706	306,706
9	Laju Aliran Massa Bahan Bakar	mbb	kg/s	5,89	5,88

Sumber: Form *Performance test* PLTGU Muara Karang Blok 1

Tabel 4. 3 Data Sekunder Pada Beban 80 MW PHE 5% + NR 95%

NO	Parameter	Simbol	Satuan	Bahan Bakar	
				NR 100%	PHE 5% + NR 95%
1	Temperatur masuk	T1	°C	33,747	28,623
	kompressor		°K	306,747	28,623
2	Tekanan masuk	P1	Bar	1,013	1,013
	kompressor				
3	Temperatur keluar	T2	°C	355,269	349,974
	kompressor		°K	628,269	627,974
4	Tekanan keluar	P2	bar	9,388	9,689
	kompressor				
5	Temperatur keluar	T4	°C	508,487	554,871
	turbin		°K	781,487	827,871
6	Low Heating Value	LHV	kJ/kg	43768,47	45579,74
			BTU/FT3	941,4	980,358
7	Tekanan Bahan Bakar	Pbb	bar	22,229	22,243
8	Temperatur Bahan	Tbb	°C	33,843	32,843
	Bakar		°K	306,843	303,116
9	Laju Aliran Massa	mbb	kg/s	5,78	5,55
	Bahan Bakar				

Sumber: Form *Performance test* PLTGU Muara Karang Blok 1

4.2 Pengolahan Data Primer

4.2.1 Perhitungan Mencari Rasio Tekanan, Nilai Tekanan Relatif, Gas Hasil Proses Pembakaran dan Entalpi

1. Menghitung Rasio Tekanan:

Nilai rasio tekanan kompressor ditentukan dari hasil perhitungan yang mengacu pada data operasi untuk masing-masing variasi beban.

$$r_p = \frac{P_1 + P_2}{P_1}$$

$$r_p = \frac{1,013 + 9,438}{1,013}$$

$$r_p = 10,329$$

Tabel 4. 4 Hasil Rasio Tekanan

NO	Beban (MW)	Rasio Tekanan		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	10,329	10,546	10,577

2. Tekanan Relatif

Perhitungan tekanan relatif keluar turbin (Pr_4) dilakukan menggunakan data sekunder $T_4 = 827.75 \text{ K}^\circ$ dengan menggunakan interpolasi menggunakan data *Ideal Gas Properties* udara, sebagai berikut :

Tabel 4. 5 Interpolasi Pr_4

T (°K)	Pr_4
820,00	52,59
827,75	54,53
840,00	57,60

$$Pr_4 = \frac{(T_4 - T_{atas})}{(T_{bawah} - T_{atas})} \times (Pr_{bawah} - Pr_{atas}) + Pr_{atas}$$

$$Pr_4 = \frac{(827,75 - 820)}{(840 - 820)} \times (57,60 - 52,59) + 52,59$$

$$Pr_4 = 54,53$$

Tabel 4. 6 Hasil Tekanan Relatif 4

NO	Beban (MW)	Tekanan Relatif 4		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	54,53	53,53	54,56

Menghitung tekanan relatif 3 (Pr_3)

$$Pr_3 = Pr_4 \times r_p$$

$$Pr_3 = 54,53 \times 10,329$$

$$Pr_3 = 563,29$$

Tabel 4. 7 Hasil Tekanan Relatif 3

NO	Beban (MW)	Tekanan Relatif 3		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	563,29	564,51	577,13

3. Gas Hasil Pembakaran

Penentuan temperatur gas hasil pembakaran saat masuk ke turbin (T_3) dilakukan menggunakan metode interpolasi berdasarkan nilai tekanan relatif (Pr) sebesar 563,29.

Tabel 4. 8 Interpolasi T_3

Pr	T_3
537,10	1460,00
563,29	1476,52
568,80	1480,00

$$T_3 = \frac{(Pr - Pr_{atas})}{(Pr_{bawah} - Pr_{atas})} \times (T_{bawah} - T_{atas}) + T_{atas}$$

$$T_3 = \frac{(463,29 - 537,10)}{(568,80 - 537,10)} \times (1480,00 - 1460,00) + 1460,00$$

$$T_3 = 1476,52$$

Tabel 4. 9 Hasil Tekanan T_3

NO	Beban (MW)	T_3 (°K)		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	1476,52	1477,29	1485,04

Menghitung Suhu Ideal Udara Keluar Kompresor (T_2')

$$T_2' = T_1 \times rp^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_2' = 303,287 \times 10,329^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_2' = 592,062$$

Tabel 4. 10 Hasil T_2'

NO	Beban (MW)	T_2' (°K)		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	592,062	594,981	591,762

Menghitung Suhu Ideal Gas Hasil Pembakaran Keluar Turbin (T_4')

$$T_4' = \frac{T_3}{rp^{\frac{k-1}{k}}}$$

$$T_4' = \frac{1476,52}{10,329^{\frac{1,4-1}{1,4}}}$$

$$T_4' = 757,7027$$

Tabel 4. 11 Hasil T_4'

NO	Beban (MW)	T_4' (°K)		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	757,702	753,623	756,927

4. Entalpi

Penentuan entalpi udara masuk kompresor (h_1) dilakukan dengan interpolasi berdasarkan data pada Tabel Properti Gas Ideal Udara.

Tabel 4. 12 Interpolasi h_1

T (°K)	h_1
300,00	300,19
303,83	304,04
305,00	305,22

$$h_1 = \frac{(T_1 - T_{atas})}{(T_{bawah} - T_{atas})} \times (h_{bawah} - h_{atas}) + h_{atas}$$

$$h_1 = \frac{(303,83 - 300,00)}{(305,00 - 300,00)} \times (305,22 - 300,19) + 300,19$$

$$h_1 = 304,04$$

Tabel 4. 13 Hasil h_1

NO	Beban (MW)	h_1 (kJ/kg)		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	304,04	303,73	301,83

Nilai entalpi udara keluar kompresor (h_2) ditentukan melalui interpolasi pada Tabel Properti Gas Ideal Udara.

Tabel 4. 14 Interpolasi h_2

T (°K)	h_2
610,00	617,53
624,63	632,94
620,00	628,07

$$h_2 = \frac{(T_2 - T_{atas})}{(T_{bawah} - T_{atas})} \times (h_{bawah} - h_{atas}) + h_{atas}$$

$$h_2 = \frac{(624,63 - 610,00)}{(620,00 - 610,00)} \times (628,07 - 617,53) + 617,53$$

$$h_2 = 632,94$$

Tabel 4. 15 Hasil h_2

NO	Beban (MW)	h_2 (kJ/kg)		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	632,94	630,84	636,47

Nilai entalpi udara keluar turbin (h_3) ditentukan melalui interpolasi pada Tabel Properti Gas Ideal Udara.

Tabel 4. 16 Interpolasi h_3

T (°K)	h_3
1460,00	1587,63
1477,29	1608,52
1480,00	1611,79

$$h_3 = \frac{(T_3 - T_{atas})}{(T_{bawah} - T_{atas})} \times (h_{bawah} - h_{atas}) + h_{atas}$$

$$h_3 = \frac{(1477,29 - 1460,00)}{(1480,00 - 1460,00)} \times (1611,79 - 1587,63) + 1587,63$$

$$h_3 = 1608,52$$

Tabel 4. 17 Hasil h_3

NO	Beban (MW)	h_3 (kJ/kg)		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	1607,59	1608,52	1617,88

Nilai entalpi udara masuk turbin (h_4) ditentukan melalui interpolasi pada Tabel Properti Gas Ideal Udara.

Tabel 4. 18 Interpolasi h_4

T (°K)	h_4
820,00	843,98
827,75	852,54
840,00	866,08

$$h_4 = \frac{(T_4 - T_{atas})}{(T_{bawah} - T_{atas})} \times (h_{bawah} - h_{atas}) + h_{atas}$$

$$h_4 = \frac{(827,75 - 820,00)}{(840,00 - 820,00)} \times (866,08 - 843,98) + 843,98$$

$$h_4 = 852,54$$
Tabel 4. 19 Hasil h_4

NO	Beban (MW)	h_4 (kJ/kg)		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	852.54	848.12	852,68

Nilai entalpi ideal udara keluar kompresor (h_2') ditentukan melalui interpolasi pada Tabel Properti Gas Ideal Udara.

Tabel 4. 20 Interpolasi h_2'

T (°K)	h_2'
570,00	575,59
592,06	598,65
580,00	586,04

$$h_2' = \frac{(T_2' - T_{atas})}{(T_{bawah} - T_{atas})} \times (h_{bawah} - h_{atas}) + h_{atas}$$

$$h_2' = \frac{(592,06 - 570,00)}{(580,00 - 570,00)} \times (586,04 - 575,59) + 575,59$$

$$h_2' = 598,65$$

Tabel 4. 21 Hasil h_2'

NO	Beban (MW)	h_2' (kJ/kg)		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	598.65	570.34	598,37

Nilai entalpi ideal udara keluar turbin (h_4') ditentukan melalui interpolasi pada Tabel Properti Gas Ideal Udara.

Tabel 4. 22 Interpolasi h_4'

T (°K)	h_4'
590,00	596,52
757,70	772,61
600,00	607,02

$$h_4' = \frac{(T_4' - T_{atas})}{(T_{bawah} - T_{atas})} \times (h_{bawah} - h_{atas}) + h_{atas}$$

$$h_4' = \frac{(757,70 - 590,00)}{(600,00 - 590,00)} \times (607,02 - 596,52) + 596,52$$

$$h_4' = 772,61$$

Tabel 4. 23 hasil h_4'

NO	Beban (MW)	h_4' (kJ/kg)		
		NR 100% (2024)	PHE 20% + NR 80% (2024)	PHE 5% + NR 95% (2025)
1	80	772,61	768,32	771,95

4.2.2 Efisiensi Termal dan SFC

1. Kalor Masuk

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{fuel} \times LHV$$

$$\dot{Q}_{in} = 5,89 \text{ kg/s} \times 43768,47 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{in} = 257796,288 \text{ kJ/s}$$

2. Laju Aliran Udara

$$\dot{m}_{air} = \frac{(\dot{Q}_{in} - (\dot{m}_{fuel} \times h_3))}{(h_3 - h_2)}$$

$$\dot{m}_{air} = \frac{(257796,288 \text{ kJ/s} - (5,89 \text{ kg/s} \times 1607,59 \text{ kJ/kg}))}{(1607,59 \text{ kJ/kg} - 632,94 \text{ kJ/kg})}$$

$$\dot{m}_{air} = 254,79 \text{ kg/s}$$

3. Laju Aliran Gas Hasil Pembakaran

$$\dot{m}_{fluegass} = \dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel}$$

$$\dot{m}_{fluegass} = 254,79 \text{ kg/s} + 5,89 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{fluegass} = 260,68 \text{ kg/s}$$

4. Kalor Keluar

$$\dot{Q}_{out} = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel}) \times (h_2 - h_1)$$

$$\dot{Q}_{out} = (254,79 \text{ kg/s} + 5,89 \text{ kg/s}) \times (852,54 \text{ kJ/kg} - 304,04 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q}_{out} = 142981,197 \text{ kJ/s}$$

5. Efisiensi Kalor Aktual

$$\eta_{compresor} = \frac{(h_{2'} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \times 100\%$$

$$\eta_{compresor} = \frac{(598,65 \text{ kJ/kg} - 304,04 \text{ kJ/kg})}{(632,94 \text{ kJ/kg} - 304,04 \text{ kJ/kg})} \times 100\%$$

$$\eta_{compresor} = 89,57\%$$

6. Daya Kompresor Aktual

$$W_{ca} = \frac{\dot{m}_{air}(h_2 - h_1)}{\eta_c}$$

$$W_{ca} = \frac{254,79 \text{ kg/s}(632,94 \text{ kJ/kg} - 304,04 \text{ kJ/kg})}{0,90}$$

$$W_{ca} = 93557,22 \text{ kJ/s}$$

7. Efisiensi Ruang Bakar

$$\eta_{combustor} = \frac{(T_2 - T_3)}{(T_{2'} - T_3)} \times 100\%$$

$$\eta_{combustor} = \frac{(624,626 \text{ °K} - 1485,04 \text{ °K})}{(591,762 \text{ °K} - 1485,04 \text{ °K})} \times 100\%$$

$$\eta_{combustor} = 95,95\%$$

8. Efisiensi Turbin Aktual

$$\eta_{turbin} = \frac{(h_3 - h_4)}{(h_3 - h_{4'})} \times 100\%$$

$$\eta_{turbin} = \frac{(1607,59 \text{ kJ/kg} - 852,54 \text{ kJ/kg})}{(1607,59 \text{ kJ/kg} - 772,61 \text{ kJ/kg})} \times 100\%$$

$$\eta_{turbin} = 90,43\%$$

9. Daya Turbin Aktual

$$W_{turbin} = \dot{m}_{fluegass} \times (h_3 - h_4) \times \eta_{turbin}$$

$$W_{turbin} = 260,68 \text{ kg/s} \times \left(1607,59 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 852,54 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \times 0,904$$

$$W_{turbin} = 177983,66 \text{ kJ/s}$$

10. Daya Bersih Aktual

$$W_{nett} = W_{turbin} - W_{compressor}$$

$$W_{nett} = 177983,66 \text{ kJ/s} - 93557,22 \text{ kJ/s}$$

$$W_{nett} = 84426,44 \text{ kJ/s}$$

11. Efisiensi Termal Turbin Gas

$$\eta_{termal} = \frac{W_{nett}}{Q_{in}} \times 100\%$$

$$\eta_{termal} = \frac{84426,44 \text{ kJ/s}}{257796,288 \text{ kJ/s}} \times 100\%$$

$$\eta_{termal} = 32,749\%$$

12. Heat rate Turbin Gas

$$HR = \frac{Q_{in} \times 3600}{W_{nett}}$$

$$HR = \frac{257796,288 \text{ kJ/s} \times 3600 \text{ kJ/s}}{84426,44 \text{ kJ/s}}$$

$$HR = 10992,61 \text{ kJ/kWh}$$

13. Back Work Ratio

$$BWR = \frac{W_{compresor}}{W_{turbin}} \times 100\%$$

$$BWR = \frac{93557,22 \text{ kJ/s}}{177983,66 \text{ kJ/s}} \times 100\%$$

$$BWR = 52,57 \%$$

14. Volume gas dan SFC

$$V_g = \frac{W_{output}}{HR \times LHV}$$

$$V_g = \frac{80000 \text{ kW}}{10424.860 \frac{\text{Btu}}{\text{kWh}} \times 3.968 \text{ Btu/Ft}^3}$$

$$V_g = 996640,604 \text{ scf}$$

$$V_g = \frac{996640,604 \text{ scf}}{35,315} = 28221,452 \text{ M}^3$$

$$V_g = 28221,452 \text{ M}^3 \times 0,03546 = 1000,732 \text{ mmBtu}$$

$$SFC = \frac{V_g}{W_{output}}$$

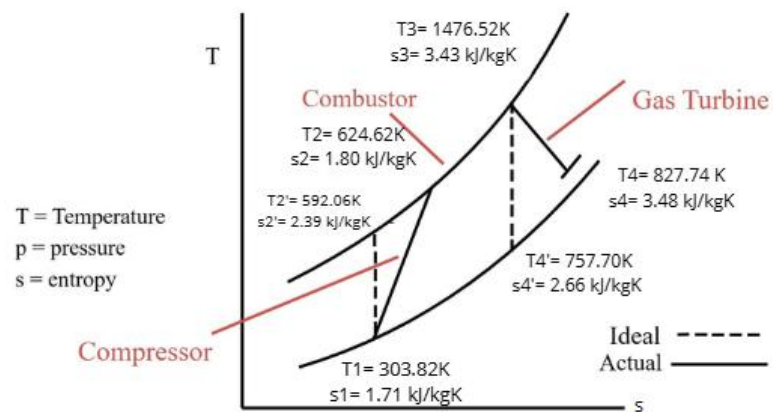
$$SFC = \frac{1000,732 \text{ mmBtu}}{80000 \text{ kW}}$$

$$SFC = 0,01250916 \frac{\text{mmbtu}}{\text{kWh}}$$

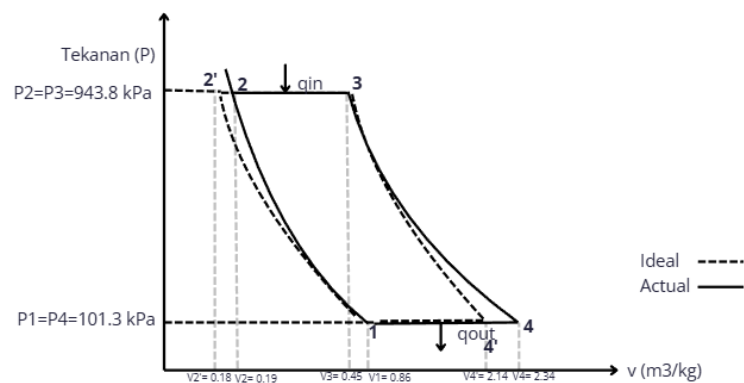
Tabel 4. 24 Efisiensi Beban 80 MW (NR 100%)

EFISIENSI BEBAN 80 MW			
PATAMETER	SIMBOL	SATUAN	NILAI NR 100% (2024)
Kalor Masuk Kedalam Ruang Bakar	Qin	kJ/s	257796,2883
Laju Aliran Udara Aktual	mudara	kg/s	254,79
Kerja Kompresor	Wcom	kJ/s	93557,22
Kerja Turbin	Wt	kJ/s	177983,66
Kerja Keluar Turbin	Qout	kJ/s	142981,1978
Wnetto	Wnett	kJ/s	84426,44
Back Work Ratio	BWR	%	52,57
Heat rate Gas Turbin	HR	kJ/kWh	10992,61
Spesific Fuel Gas	SFC	gr/kWh	0,01250916
Concumcion			
Efisiensi Kompresor	ηc	%	89,57

EFISIENSI BEBAN 80 MW			
PATAMETER	SIMBOL	SATUAN	NILAI NR 100% (2024)
Efisiensi Ruang Bakar	η_{comb}	%	96,32
Efisiensi Turbin	η_t	%	90,43
Efisiensi Thermal	$\eta_{thermal}$	%	32,74928357



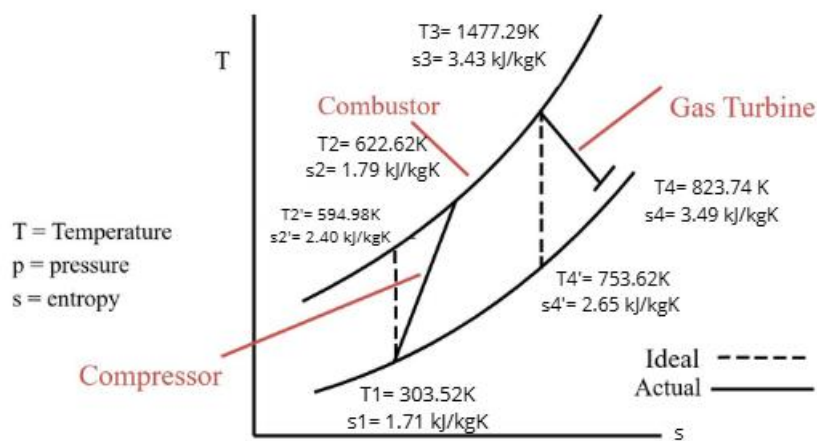
Gambar 4. 1 Diagram T-S 80MW Full NR



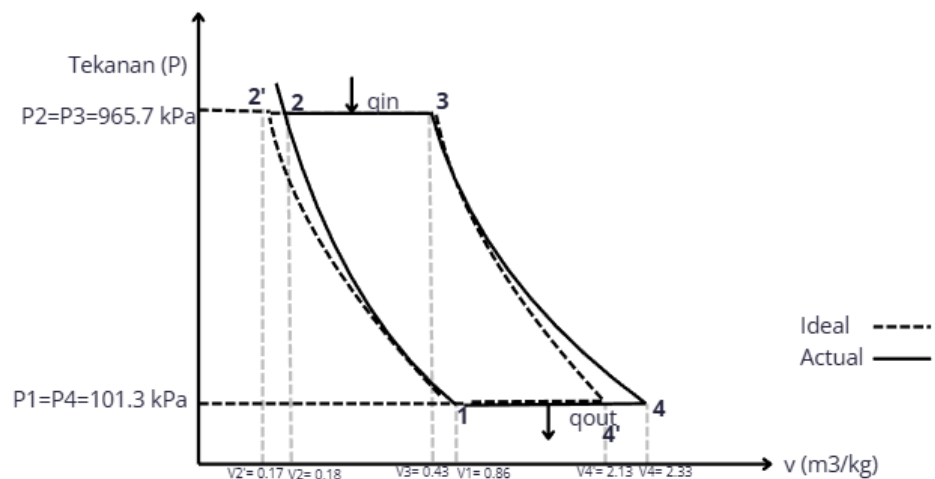
Gambar 4. 2 Diagram P-V 80MW Full NR

Tabel 4. 25 Efisiensi Beban 80 MW (PHE 20%+NR 80%)

EFISIENSI BEBAN 80 MW			
PATAMETER	SIMBOL	SATUAN	NILAI
			PHE 20% + NR 80% (2024)
Kalor Masuk Kedalam Ruang Bakar	Q_{in}	kJ/s	268008,8712
Laju Aliran Udara Aktual	$\dot{m}_{udara}$	kg/s	264,45
Kerja Kompresor	W_{com}	kJ/s	106133,91
Kerja Turbin	W_t	kJ/s	186040,36
Kerja Keluar Turbin	Q_{out}	kJ/s	147164,8143
W_{netto}	W_{nett}	kJ/s	79906,45
<i>Back Work Ratio</i>	BWR	%	57,05
<i>Heat rate</i> Gas Turbin	HR	kJ/kWh	12074,52
<i>Spesific Fuel Gas</i> Concumcion	SFC	gr/kWh	0,0131943
Efesiensi Kompresor	η_c	%	81,50
Efesiensi Ruang Bakar	η_{comb}	%	96,87
Efesiensi Turbin	η_t	%	90,50
Efesiensi Thermal	$\eta_{thermal}$	%	29,81485394



Gambar 4. 3 Diagram T-S 80MW PHE 20% + NR 80%

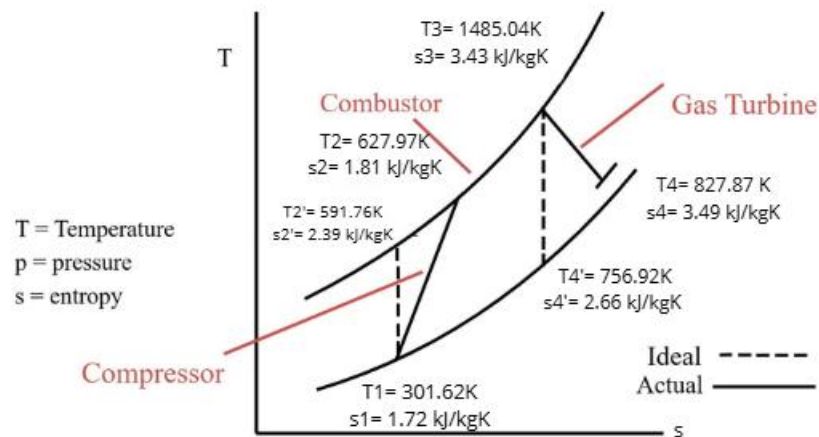


Gambar 4. 4 Diagram P-V 80MW PHE 20% + NR 80%

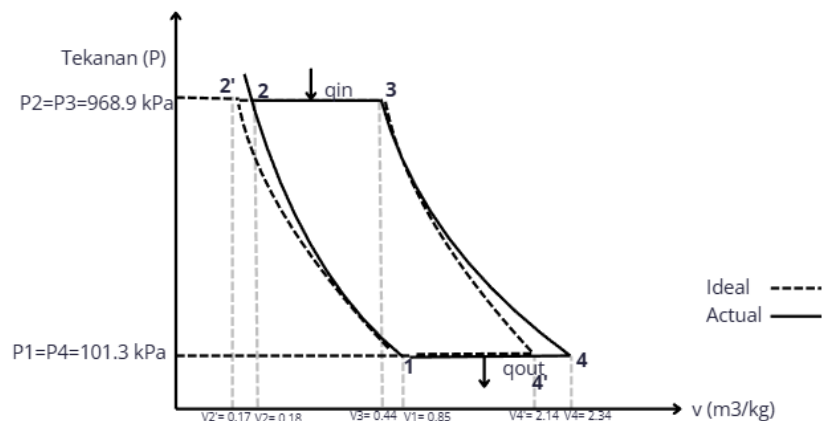
Tabel 4. 26 Efisiensi Beban 80 MW (NR, PHE 5%+NR 95%)

EFISIENSI BEBAN 80 MW			
PATAMETER	SIMBOL	SATUAN	NILAI
			PHE 5% + NR 95% (2025)
Kalor Masuk Kedalam Ruang Bakar	Q_{in}	kJ/s	252967,557
Laju Aliran Udara Aktual	$\dot{m}_{udara}$	kg/s	248,61
Kerja Kompresor	W_{comp}	kJ/s	93888,16
Kerja Turbin	W_t	kJ/s	175925,08
Kerja Keluar Turbin	Q_{out}	kJ/s	140004,3244
W_{netto}	W_{nett}	kJ/s	82036,92
Back Work Ratio	BWR	%	53,37
Heat rate Gas Turbin	HR	kJ/kWh	11100,89
Spesific Fuel Gas Consumcion	SFC	gr/kWh	0,012130
Efisiensi Kompresor	η_c	%	88,61
Efisiensi Ruang Bakar	η_{comb}	%	95,95
Efisiensi Turbin	η_t	%	90,46

EFISIENSI BEBAN 80 MW			
PATAMETER	SIMBOL	SATUAN	NILAI
			PHE 5% + NR 95% (2025)
Efesiensi Thermal	η_{thermal}	%	32,42981806



Gambar 4. 5 Diagram T-S 80MW PHE 5% + NR 95%



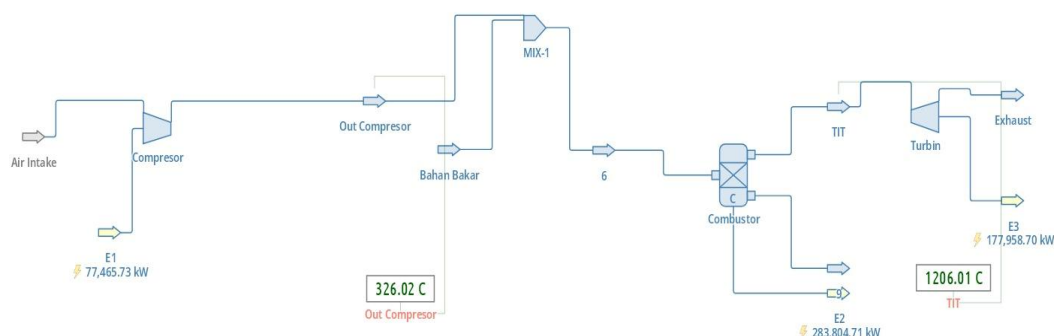
Gambar 4. 6 Diagram P-V 80MW PHE 5% + NR 95%

4.2.3 Perbandingan Dan Validasi Perhitungan Menggunakan Software DWSIM (Peng-Robinson)

Validasi perhitungan dilakukan untuk menilai kesesuaian dan keandalan hasil perhitungan manual yang diperoleh menggunakan Microsoft Excel terhadap hasil simulasi perangkat lunak DWSIM. Perhitungan manual menggunakan pendekatan gas

ideal dengan asumsi panas jenis konstan, sedangkan simulasi DWSIM menerapkan model persamaan keadaan Peng–Robinson yang mempertimbangkan sifat gas non-ideal. Perbedaan hasil dianalisis berdasarkan kesesuaian tren dan orde besaran, di mana deviasi hingga sekitar 25% masih berada dalam batas toleransi yang dapat diterima pada sistem turbin gas. Oleh karena itu, hasil perhitungan manual dinyatakan valid dan dapat digunakan sebagai dasar analisis lebih lanjut.

a) Hasil Perhitungan beban 80MW NR100% (2024) menggunakan DWSIM

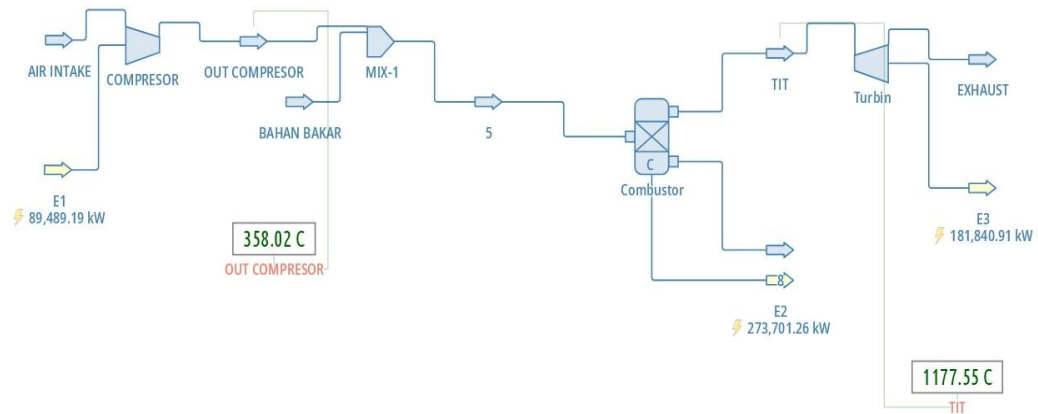


Gambar 4. 7 *Flow* Simulai DWSIM Beban 80MW NR100% (2024)

Tabel 4. 27 Perbandingan Simulasi DWSIM dan Hasil Perhitungan Aktual Beban 80MW NR100% (2024)

BEBAN 80MW NR100% 2024			
Parameter	Aktual	Simulasi DWSIM	Error
Kerja Kompresor	93557,22	77465,70	17%
Kalor Masuk Ruang Bakar	257796,29	283804,71	10%
Kerja Turbin	177983,66	177958,70	0%
Efisiensi Termal	32,75	35,41	8%
Efisiensi Kompresor	89,57	89,57	0%
Efisiensi <i>Combustor</i>	96,32	96,32	0%
Efisiensi Turbin	90,43	90,43	0%

b) Hasil Perhitungan beban 80MW PHE 20% + NR 80% (2024) menggunakan DWSIM

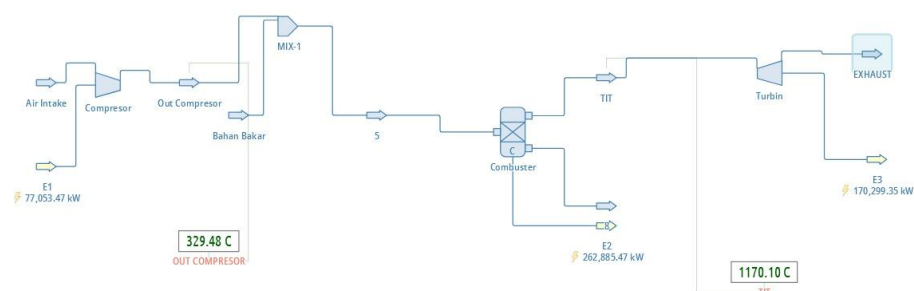


Gambar 4. 8 *Flow* Simulasi DWSIM Beban 80 MW PHE 20% + NR 80% (2024)

Tabel 4. 28 Perbandingan Simulasi DWSIM dan Hasil Perhitungan Aktual Beban 80MW PHE 20% + NR 80% (2024)

BEBAN 80MW PHE 20% + NR 80% (2024)			
Parameter	Aktual	Simulasi DWSIM	Eror
Kerja Kompresor	106133,91	89489,20	16%
Kalor Masuk Ruang Bakar	268008,87	273701,26	2%
Kerja Turbin	186040,36	181840,91	2%
Efisiensi Termal	29,81	33,74	13%
Efisiensi Kompresor	81,50	81,50	0%
Efisiensi <i>Combustor</i>	96,87	96,87	0%
Efisiensi Turbin	90,50	90,50	0%

c) Hasil Perhitungan beban 80MW PHE 5% + NR 95% (2025) menggunakan DWSIM



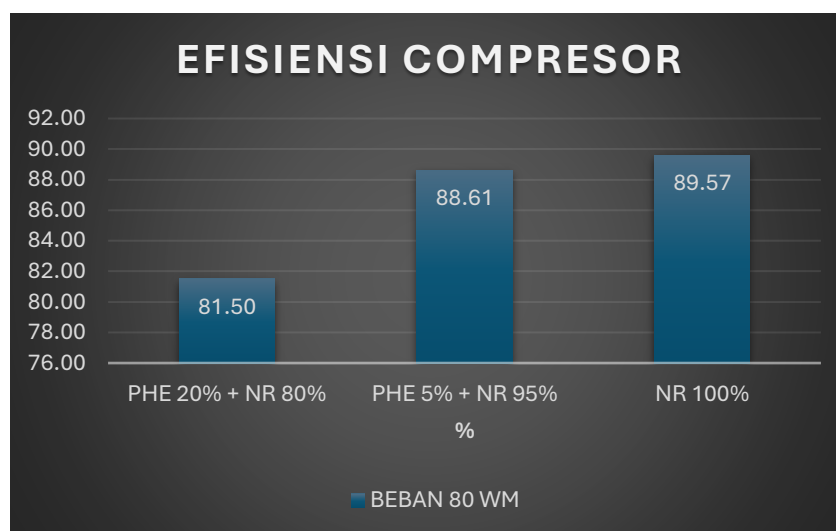
Gambar 4. 9 *Flow* Simulasi DWSIM Beban 80MW PHE 5% + NR 95% (2025)

Tabel 4. 29 Perbandingan Simulasi DWSIM dan Hasil Perhitungan Aktual Beban 80MW PHE 5% + NR 95% (2025)

BEBAN 80MW PHE 5% + NR 95% (2025)			
Parameter	Aktual	Simulasi DWSIM	Error
Kerja Kompresor	93888,16	77053,50	18%
Kalor Masuk Ruang Bakar	252967,56	262885,47	4%
Kerja Turbin	175925,08	170299,35	3%
Efisiensi Termal	32,43	35,47	9%
Efisiensi Kompresor	88,61	88,61	0%
Efisiensi <i>Combustor</i>	95,95	95,95	0%
Efisiensi Turbin	90,46	90,46	0%

4.3 Analisa dan Pembahasan

4.3.1 Analisa Efisiensi Kompresor



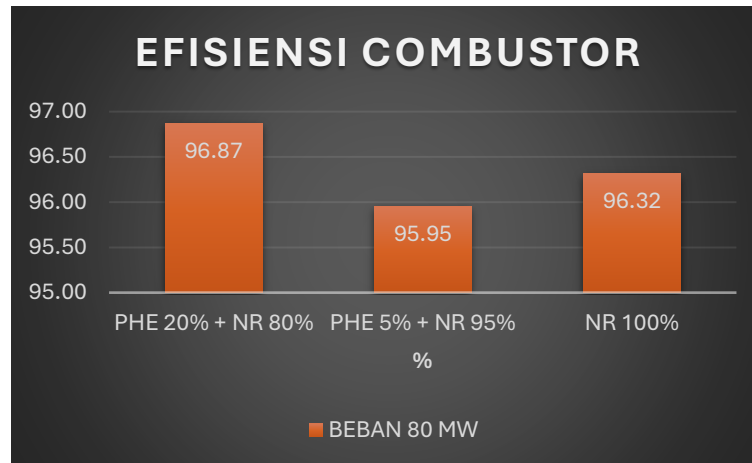
Gambar 4. 10 Graik Perbandingan Efisiensi Kompresor

Dari grafik efisiensi kompresor, terlihat bahwa variasi nilai efisiensi dipengaruhi oleh perbedaan persentase bahan bakar. Pada komposisi 100% NR, efisiensi kompresor mencapai 89,57%. Ketika dicampur 5% PHE dan 95% NR, efisiensi sedikit menurun menjadi 88,61%, sedangkan pada campuran 20% PHE dan 80% NR efisiensi turun lebih signifikan hingga 81,50%. Hal ini menunjukkan kecenderungan bahwa semakin besar persentase PHE dalam campuran, efisiensi kompresor semakin menurun.

Dari sisi selisih penurunan, perubahan dari 100% NR ke campuran 5% PHE hanya sekitar 0,96% sehingga pengaruhnya relatif kecil. Namun, pada campuran 20% PHE penurunan mencapai sekitar 8,07%, yang menunjukkan dampak cukup besar terhadap kinerja kompresor. Penurunan ini dapat dikaitkan dengan perbedaan karakteristik bahan bakar, terutama nilai kalor dan stabilitas pembakaran, yang memengaruhi temperatur dan tekanan dalam siklus turbin gas.

Penurunan efisiensi yang signifikan pada campuran 20% PHE mengindikasikan bahwa peningkatan fraksi PHE memengaruhi titik kerja kompresor. Kondisi ini berpotensi meningkatkan kerja kompresor dan menurunkan kerja bersih sistem, sehingga berdampak pada efisiensi termal turbin gas secara keseluruhan. Selain itu, perubahan komposisi bahan bakar juga memengaruhi rasio udara–bahan bakar, sehingga operasi kompresor tidak lagi berada pada kondisi yang paling optimal.

4.3.2 Analisis Efisiensi *Combustor*



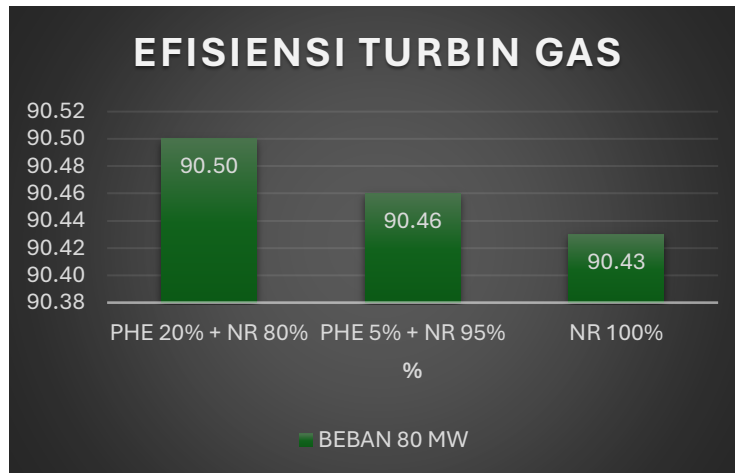
Gambar 4. 11 Grafik Perbandingan Efisiensi Combustor

Berdasarkan grafik efisiensi combustor, terlihat bahwa variasi komposisi bahan bakar memberikan pengaruh terhadap kinerja ruang bakar. Pada penggunaan 100% NR, efisiensi combustor tercatat sebesar 96,32%. Ketika dilakukan pencampuran 5% PHE dan 95% NR, efisiensi sedikit menurun menjadi 95,95%. Namun pada campuran 20% PHE dan 80% NR, efisiensi justru meningkat menjadi 96,87%, yang merupakan nilai tertinggi di antara ketiga variasi tersebut.

Peningkatan efisiensi pada campuran 20% PHE menunjukkan bahwa penambahan fraksi PHE tidak selalu berdampak negatif terhadap proses pembakaran. Perubahan komposisi bahan bakar dapat memengaruhi karakteristik nyala api, kestabilan pembakaran, serta rasio udara–bahan bakar di dalam ruang bakar. Pada kondisi tertentu, campuran ini mampu menghasilkan proses pembakaran yang lebih stabil dan lebih mendekati kondisi stoikiometri, sehingga reaksi berlangsung lebih sempurna dan kerugian akibat bahan bakar yang tidak terbakar dapat diminimalkan.

Meskipun pada variasi 20% PHE efisiensi kompresor mengalami penurunan, peningkatan efisiensi combustor menunjukkan bahwa proses pembakaran berlangsung lebih efektif pada komposisi tersebut. Hal ini menegaskan bahwa karakteristik bahan bakar dapat memberikan pengaruh yang berbeda pada setiap komponen sistem turbin gas. Dengan demikian, variasi komposisi 100% NR, 5% PHE + 95% NR, dan 20% PHE + 80% NR menunjukkan adanya hubungan yang kompleks antara komposisi bahan bakar dan performa keseluruhan sistem.

4.3.3 Analisis Efisiensi Turbin Gas



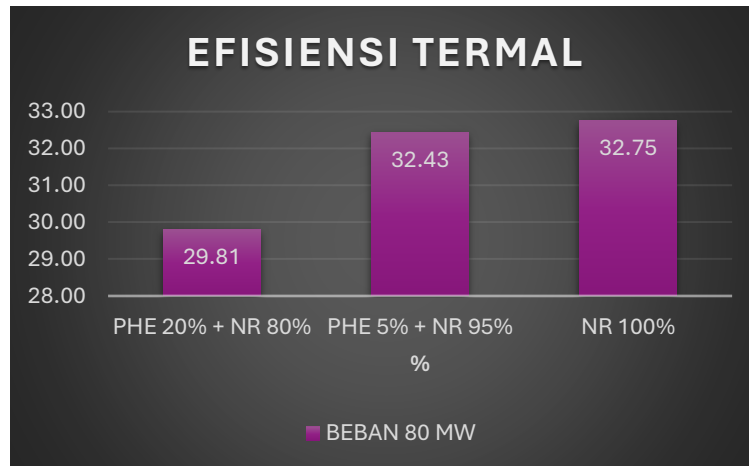
Gambar 4. 12 Grafik Perbandingan Efisiensi Turbin Gas

Berdasarkan grafik efisiensi turbin gas, variasi komposisi bahan bakar memberikan pengaruh terhadap kinerja turbin meskipun selisih nilainya relatif kecil. Pada penggunaan 100% NR, efisiensi turbin sebesar 90,43%. Saat dicampur 5% PHE dan 95% NR, efisiensi sedikit meningkat menjadi 90,46%, dan kembali naik pada campuran 20% PHE dan 80% NR menjadi 90,50%, yang merupakan nilai tertinggi dari ketiga variasi. Secara umum, tren ini menunjukkan bahwa peningkatan persentase PHE tidak menurunkan performa turbin, bahkan cenderung memberikan peningkatan meskipun dalam skala terbatas.

Meskipun kenaikannya hanya berkisar antara 0,03–0,07%, perubahan ini tetap mencerminkan adanya respons sistem terhadap variasi bahan bakar. Peningkatan efisiensi turbin dapat dikaitkan dengan kondisi temperatur dan tekanan gas hasil pembakaran yang masuk ke turbin. Proses pembakaran yang lebih stabil dan distribusi temperatur yang lebih merata memungkinkan energi panas dimanfaatkan lebih optimal selama proses ekspansi, sehingga kerja sudu turbin menjadi sedikit lebih efektif.

Kenaikan efisiensi turbin pada campuran 20% PHE juga selaras dengan peningkatan efisiensi combustor pada komposisi yang sama. Hal ini menunjukkan adanya hubungan antara kualitas pembakaran dan performa turbin dalam siklus Brayton. Walaupun peningkatannya tidak signifikan, tren positif ini mengindikasikan bahwa variasi komposisi bahan bakar turut berkontribusi terhadap keseimbangan dan kinerja keseluruhan sistem turbin gas.

4.3.4 Analisis Efisiensi Termal



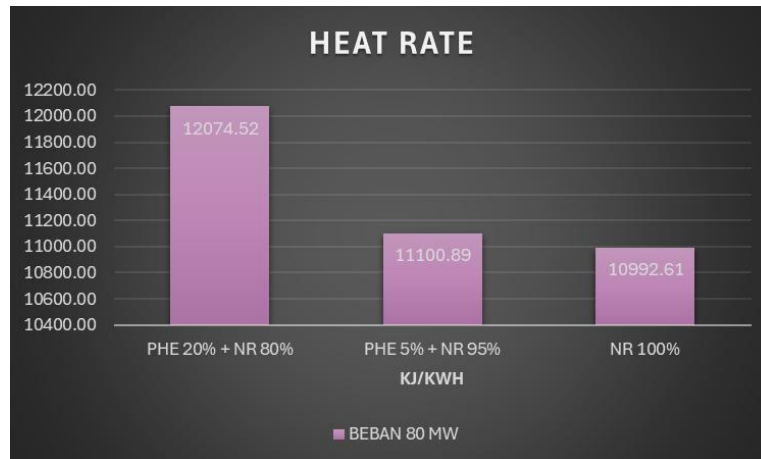
Gambar 4. 13 Grafik Perbandingan Efisiensi Termal

Berdasarkan grafik efisiensi termal pada beban 80 MW, terlihat bahwa penggunaan 100% NR menghasilkan efisiensi termal tertinggi sebesar 32,75%. Pada campuran 5% PHE dan 95% NR, efisiensi sedikit menurun menjadi 32,43%. Penurunan yang lebih nyata terjadi pada campuran 20% PHE dan 80% NR, di mana efisiensi termal turun hingga 29,81%. Selisih penurunan dari 100% NR ke 20% PHE mencapai sekitar 2,94%, yang menunjukkan bahwa peningkatan fraksi PHE memberikan dampak terhadap performa keseluruhan sistem turbin gas.

Walaupun pada analisis sebelumnya efisiensi turbin dan combustor pada campuran 20% PHE menunjukkan peningkatan, efisiensi termal tetap lebih rendah dibandingkan 100% NR. Hal ini disebabkan karena efisiensi termal sangat dipengaruhi oleh kerja bersih sistem, yaitu selisih antara kerja turbin dan kerja kompresor. Pada variasi 20% PHE, efisiensi kompresor mengalami penurunan yang cukup signifikan sehingga kerja kompresor meningkat dan mengurangi kerja bersih yang dihasilkan. Peningkatan kecil pada efisiensi turbin tidak mampu mengimbangi penurunan kinerja kompresor tersebut.

Selain itu, kandungan metana yang lebih tinggi pada 100% NR memberikan nilai kalor lebih besar dan pembakaran yang lebih stabil. Kombinasi kinerja kompresor yang lebih baik dan karakteristik bahan bakar yang lebih unggul inilah yang menyebabkan efisiensi termal tertinggi tetap diperoleh pada penggunaan 100% NR.

4.3.5 Analisis *Heat rate*



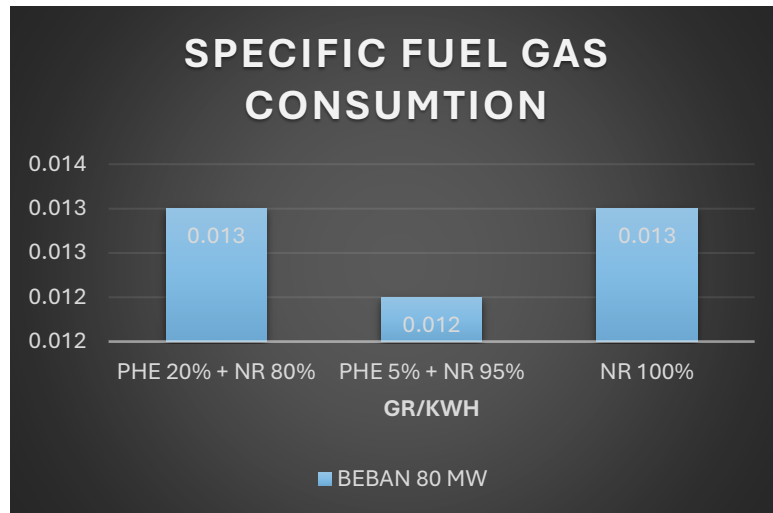
Gambar 4. 14 Grafik Perbandingan *Heat rate*

Berdasarkan grafik *heat rate* pada beban 80 MW, terlihat bahwa nilai *heat rate* terendah diperoleh pada penggunaan 100% NR sebesar 10.992,61 kJ/kWh. Pada campuran 5% PHE dan 95% NR, *heat rate* meningkat menjadi 11.100,89 kJ/kWh. Peningkatan yang lebih signifikan terjadi pada campuran 20% PHE dan 80% NR, di mana *heat rate* mencapai 12.074,52 kJ/kWh. Tren ini menunjukkan bahwa semakin besar persentase PHE dalam campuran, nilai *heat rate* cenderung meningkat.

Peningkatan *heat rate* ini berbanding terbalik dengan efisiensi termal yang telah dianalisis sebelumnya. Secara konsep, *heat rate* menunjukkan jumlah energi panas yang dibutuhkan untuk menghasilkan satu satuan energi listrik. Semakin besar *heat rate*, berarti sistem membutuhkan energi bahan bakar yang lebih banyak untuk menghasilkan daya yang sama, sehingga efisiensinya lebih rendah. Hal ini sejalan dengan hasil efisiensi termal, di mana pada campuran 20% PHE efisiensi mengalami penurunan dan *heat rate* justru meningkat paling tinggi.

Kondisi ini dapat dijelaskan dari penurunan efisiensi kompresor yang cukup signifikan pada campuran 20% PHE, sehingga kerja kompresor meningkat dan kerja bersih sistem menurun. Akibatnya, energi panas yang dibutuhkan untuk menghasilkan daya 80 MW menjadi lebih besar. Dengan demikian, hubungan terbalik antara efisiensi termal dan *heat rate* dalam grafik ini menunjukkan konsistensi antara hasil perhitungan dan teori siklus Brayton, di mana sistem dengan efisiensi lebih tinggi akan memiliki nilai *heat rate* yang lebih rendah.

4.3.6 Analisis *Specific fuel consumption*



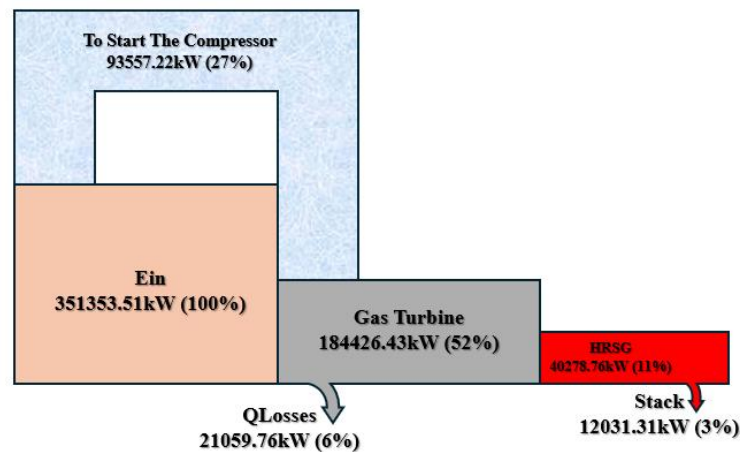
Gambar 4. 15 Grafik Perbandingan *Specific fuel consumption*

Berdasarkan grafik specific fuel gas consumption, nilai konsumsi bahan bakar spesifik pada penggunaan 100% NR sebesar 0,013, sedangkan pada campuran 5% PHE dan 95% NR sedikit lebih rendah yaitu 0,012. Pada campuran 20% PHE dan 80% NR, nilainya kembali berada di angka 0,013. Secara umum, perbedaannya tidak terlalu besar, namun tetap menunjukkan adanya pengaruh komposisi bahan bakar terhadap jumlah bahan bakar yang dibutuhkan untuk menghasilkan 1 kWh energi listrik.

Specific fuel gas consumption menunjukkan banyaknya bahan bakar yang digunakan untuk menghasilkan daya tertentu; semakin kecil nilainya, semakin efisien pemanfaatan bahan bakar. Hal ini terlihat pada campuran 5% PHE yang memiliki konsumsi sedikit lebih rendah. Namun pada campuran 20% PHE, meskipun efisiensi turbin dan combustor meningkat, konsumsi bahan bakar tidak ikut menurun, menandakan kerja bersih sistem tidak bertambah signifikan.

Jika dikaitkan dengan efisiensi termal dan *heat rate*, nilai yang hampir sama antara 100% NR dan 20% PHE menunjukkan kebutuhan bahan bakar yang relatif setara untuk menghasilkan daya 80 MW. Namun karena efisiensi termal pada 20% PHE lebih rendah dan *heat rate* lebih tinggi, pemanfaatan energi bahan bakar menjadi kurang optimal dibandingkan penggunaan 100% NR.

4.4 Analisis Sankey Diagram

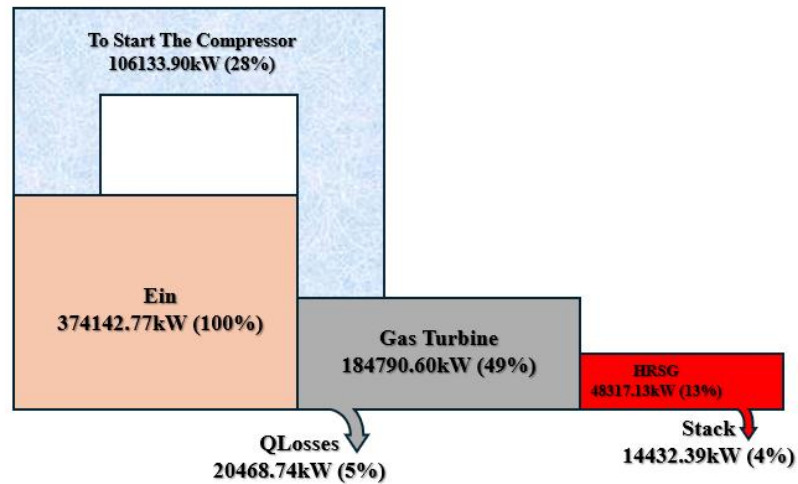


Gambar 4. 16 Sankey Diagram BEBAN 80MW NR100% 2024

Diagram Sankey beban 80 MW dengan bahan bakar NR 100% ini menunjukkan distribusi energi pada turbin gas GT 1.2 dari total energi masuk sebesar 351.353,51 kW (100%). Dari jumlah tersebut, 184.426,43 kW (52%) berhasil dikonversi menjadi kerja turbin. Namun, sebagian besar energi ini digunakan kembali untuk menggerakkan kompresor sebesar 93.557,22 kW (27%), sehingga daya bersih yang dihasilkan menjadi lebih kecil. Hal ini menunjukkan bahwa kebutuhan kerja kompresor merupakan komponen konsumsi energi internal terbesar dalam siklus.

Selain itu, terdapat rugi-rugi panas (Q_{Losses}) sebesar 21.059,76 kW (6%) dan *losses* melalui *Stack* sebesar 12.031,31 kW (3%). Energi panas yang masih tersisa dan dimanfaatkan menuju HRSG sebesar 40.278,76 kW (11%). Besarnya energi yang dialirkan ke HRSG menunjukkan potensi pemanfaatan panas buang, namun juga menandakan bahwa tidak seluruh energi hasil pembakaran dapat dikonversi menjadi kerja mekanik pada turbin gas.

Secara keseluruhan, meskipun pembakaran NR 100% menghasilkan distribusi energi yang relatif baik, efisiensi sistem tetap sangat dipengaruhi oleh besarnya kerja kompresor dan rugi-rugi panas. Diagram ini menegaskan bahwa keseimbangan energi dalam siklus Brayton tidak hanya ditentukan oleh kualitas bahan bakar, tetapi juga oleh performa komponen utama, terutama kompresor.

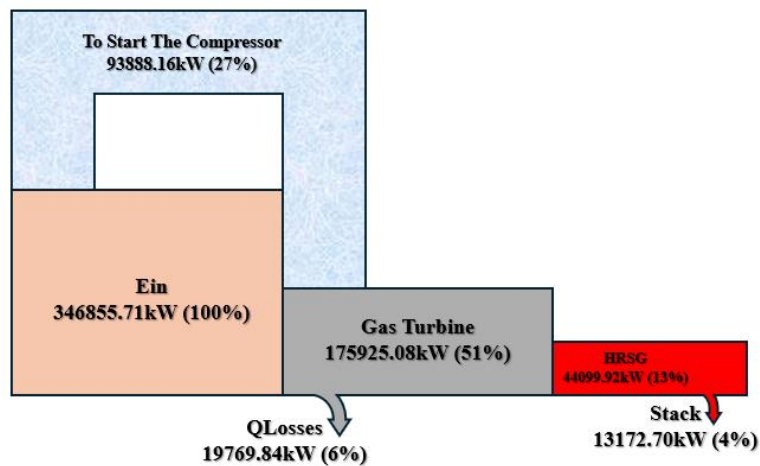


Gambar 4. 17 Sankey Diagram BEBAN 80MW PHE 20% + NR 80% 2024

Dari Diagram Sankey pada kondisi beban 80 MW dengan komposisi bahan bakar PHE 20% + NR 80% tahun 2024, total energi masuk (E_{in}) sebesar 374.142,77 kW atau 100%. Dari energi tersebut, 184.790,60 kW (49%) berhasil dikonversi menjadi kerja turbin. Namun, tidak seluruh energi turbin menjadi daya bersih karena sebagian digunakan untuk menggerakkan kompresor sebesar 106.133,90 kW (28%), yang menunjukkan kebutuhan energi kompresor pada campuran ini sedikit lebih besar dibandingkan kondisi NR 100%.

Selain itu, rugi-rugi panas (Q_{Losses}) tercatat sebesar 20.468,74 kW (5%) dan *losses* melalui *Stack* sebesar 14.432,39 kW (4%). Energi yang terbawa sebagai panas buang menuju HRSG sebesar 48.317,13 kW (13%), yang menunjukkan porsi panas buang lebih besar dibandingkan kondisi NR murni. Besarnya energi yang menuju HRSG ini mengindikasikan bahwa sebagian energi hasil pembakaran tidak dimanfaatkan sebagai kerja mekanik.

Jika dibandingkan dengan kondisi NR 100%, kerja turbin pada campuran ini menurun dari 52% menjadi 49%, sementara kebutuhan energi kompresor meningkat dari 27% menjadi 28% dan energi ke HRSG naik dari 11% menjadi 13%. Hal ini menunjukkan bahwa peningkatan fraksi PHE menyebabkan distribusi energi menjadi kurang optimal dan berdampak pada penurunan efisiensi termal dibandingkan penggunaan NR 100%.



Gambar 4. 18 Sankey Diagram BEBAN 80MW PHE 5% + NR 95% 2025

Bedasarkan Diagram Sankey pada kondisi beban 80 MW dengan komposisi PHE 5% + NR 95% tahun 2025 menunjukkan total energi masuk (Ein) sebesar 346.855,71 kW atau 100%. Dari energi tersebut, sebesar 175.925,08 kW (51%) berhasil dikonversi menjadi kerja turbin, sementara 93.888,16 kW (27%) digunakan untuk menggerakkan kompresor. Nilai ini menunjukkan bahwa distribusi energi pada campuran 5% PHE masih cukup baik, karena kerja turbin tetap tinggi dan kebutuhan energi kompresor tidak mengalami peningkatan yang signifikan.

Rugi-rugi panas ($QLosses$) tercatat sebesar 19.769,84 kW (6%) dan *losses* tambahan sebesar 13.172,70 kW (4%), sedangkan energi yang terbawa menuju HRSG sebesar 44.099,92 kW (13%). Meskipun panas buang menuju HRSG masih relatif besar, konversi energi menjadi kerja turbin lebih optimal dibandingkan campuran dengan fraksi PHE yang lebih tinggi. Hal ini menunjukkan bahwa pada komposisi 5% PHE, keseimbangan energi dalam siklus turbin gas masih cukup terjaga.

Jika dibandingkan dengan kondisi PHE 20% + NR 80% tahun 2024, terlihat bahwa kerja turbin pada campuran 20% PHE hanya sebesar 49% dan kebutuhan energi kompresor meningkat menjadi 28%. Selain itu, distribusi energi menuju HRSG juga cenderung lebih besar. Perbedaan ini menunjukkan bahwa semakin besar fraksi PHE dalam campuran, distribusi energi menjadi kurang optimal, terutama karena peningkatan kebutuhan kerja kompresor dan penurunan kerja turbin. Kondisi ini sejalan dengan hasil analisis efisiensi termal, di mana campuran 5% PHE memiliki kinerja yang lebih baik dibandingkan campuran 20% PHE.

4.4 Evaluasi Pola Operasi terhadap Efisiensi Termal

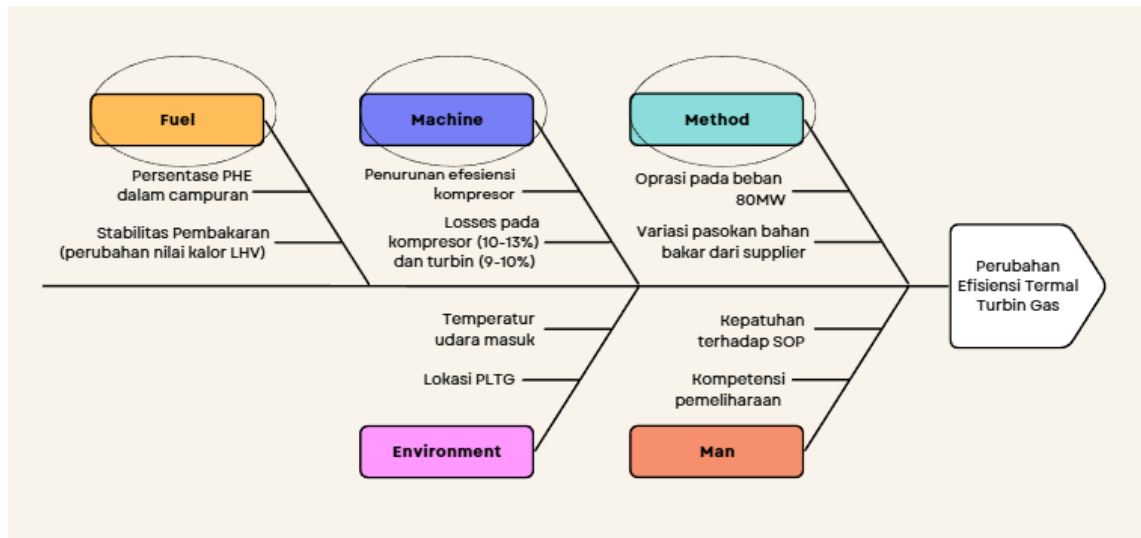
Pada penelitian ini, seluruh data dianalisis pada beban 80 MW yang merupakan beban desain turbin gas PLTG Unit 1.2 Muara Karang. Pada kondisi ini, sistem dirancang untuk bekerja pada titik operasi optimal sehingga parameter seperti rasio kompresi dan temperatur masuk turbin berada pada kondisi stabil. Dengan demikian, perubahan efisiensi termal yang terjadi pada variasi 100% NR, 5% PHE + 95% NR, dan 20% PHE + 80% NR tidak dipengaruhi oleh perubahan beban, melainkan oleh faktor lain yang mempengaruhi kondisi operasi sistem.

Variasi komposisi bahan bakar tersebut bukan merupakan hasil pengaturan operasional unit, melainkan bergantung pada ketersediaan pasokan dari supplier. Pembangkit tidak dapat menentukan persentase campuran yang masuk, sehingga unit harus beroperasi dengan menyesuaikan karakteristik bahan bakar yang diterima. Perubahan komposisi dari 100% NR hingga campuran 20% PHE + 80% NR mempengaruhi nilai kalor, kandungan metana, serta karakteristik pembakaran, yang kemudian berdampak pada kerja kompresor dan keseimbangan kerja sistem secara keseluruhan.

Hasil analisis menunjukkan bahwa pada komposisi 100% NR efisiensi termal mencapai 32,75%, sedangkan pada campuran 5% PHE + 95% NR sedikit menurun menjadi 32,43%, dan pada 20% PHE + 80% NR turun menjadi 29,81%. Meskipun efisiensi turbin dan combustor pada campuran 20% PHE menunjukkan peningkatan, penurunan signifikan pada efisiensi kompresor menyebabkan kerja bersih sistem menurun. Hal ini menunjukkan bahwa dalam kondisi operasi pada beban desain, variasi kualitas bahan bakar dari pemasok tetap menjadi faktor eksternal yang berpengaruh terhadap performa unit.

Dengan demikian, evaluasi pola operasi menegaskan bahwa meskipun unit beroperasi pada beban desain yang stabil, perubahan komposisi bahan bakar sebesar 5% hingga 20% tetap dapat mempengaruhi efisiensi termal sistem. Artinya, dalam kondisi operasi nyata, kestabilan beban tidak sepenuhnya menjamin kestabilan efisiensi apabila kualitas bahan bakar yang diterima mengalami variasi.

4.5 Analisis Fishbone



Gambar 4. 19 Diagram *Fishbone*

Tabel 4. 30 Analisis Diagram *Fishbone*

FAKTOR	ANALISA	KETERANGAN
<i>Fuel (Bahan Bakar)</i>		
Persentase PHE dalam campuran	Pada komposisi 100% NR, efisiensi kompresor mencapai 89,57% dan efisiensi termal sebesar 32,75%. Saat fraksi PHE meningkat menjadi 20%, efisiensi kompresor turun menjadi 81,50% dan efisiensi termal ikut turun menjadi 29,81%. Meskipun efisiensi turbin sedikit meningkat (90,50%), penurunan kompresor lebih dominan sehingga mempengaruhi efisiensi total.	Faktor Penyebab Utama
Stabilitas pembakaran (perubahan LHV & kandungan metana)	Kandungan metana pada NR yang lebih tinggi membuat pembakaran lebih stabil. Hal ini terlihat dari efisiensi combustor	Faktor Penyebab Pendukung

FAKTOR	ANALISA	KETERANGAN
	yang tetap tinggi (95–96%) pada semua variasi. Pembakaran yang stabil membantu menjaga energi masuk sistem, namun bukan faktor yang paling menentukan penurunan efisiensi.	
Machine (Mesin)		
Penurunan efisiensi kompresor	Efisiensi kompresor turun signifikan dari 89,57% menjadi 81,50% pada campuran 20% PHE. Karena kerja kompresor mengurangi kerja bersih (W_{net}), peningkatan kerja kompresor menyebabkan efisiensi termal menurun meskipun turbin dan combustor relatif stabil.	Faktor Penyebab Utama
<i>Losses</i> energi pada kompresor dan turbin	Dari analisis energi, <i>losses</i> terbesar berasal dari kompresor ($\pm 10\text{--}13\%$) dan turbin ($\pm 9\text{--}10\%$). <i>Losses</i> ini secara langsung mempengaruhi keseimbangan energi sistem. Namun pengaruh paling besar tetap berasal dari perubahan performa kompresor.	Faktor Penyebab Utama
Method (Metode)		
Operasi pada beban desain 80 MW	Unit beroperasi pada beban desain sehingga kompresor dan turbin bekerja pada titik optimal. Karena beban konstan, perubahan efisiensi tidak dipengaruhi	Faktor Penyebab Pendukung

FAKTOR	ANALISA	KETERANGAN
	variasi beban melainkan komposisi bahan bakar.	
Variasi pasokan bahan bakar dari sumber eksternal	Komposisi bahan bakar ditentukan oleh pasokan eksternal. Perubahan kualitas gas mempengaruhi nilai kalor dan respon kompresor terhadap pembakaran. Dampaknya terlihat pada perubahan efisiensi kompresor dan efisiensi termal.	Faktor Penyebab Utama
<i>Environment (Lingkungan)</i>		
Temperatur udara masuk	Temperatur udara mempengaruhi densitas udara dan kerja kompresor. Namun pada periode pengambilan data tidak terdapat perubahan signifikan temperatur yang menyebabkan deviasi besar pada efisiensi.	Faktor Penyebab Pendukung
Lokasi PLTG (potensi fouling)	Lingkungan pesisir dapat mempercepat fouling kompresor yang meningkatkan losses. Namun dalam penelitian ini tidak ditemukan indikasi fouling sebagai faktor dominan perbedaan efisiensi antar variasi bahan bakar.	Faktor Penyebab Pendukung
<i>Man (Sumber Daya Manusia)</i>		
Kepatuhan terhadap SOP	Parameter operasi tetap stabil dan sesuai SOP selama pengambilan data. Tidak ada indikasi gangguan operasional yang mempengaruhi efisiensi.	Faktor Penyebab Pendukung

FAKTOR	ANALISA	KETERANGAN
Kompetensi pemeliharaan	Pemeliharaan rutin menjaga performa komponen tetap dalam kondisi baik. Namun berdasarkan hasil analisis, variasi efisiensi lebih dipengaruhi oleh komposisi bahan bakar dan penurunan efisiensi kompresor.	Faktor Penyebab Pendukung