

BAB IV

ANALISIS HASIL SIMULASI KCS 34

4.1 KCS 34 HUSAVIC, ISLANDIA

Pembangkit daya sistem siklus Kalina yang telah berjalan dan dilakukan komersialisasi di dunia, yakni yang berada di negara Islandia. Akan dilakukan pengambilan data yang diperlukan untuk mengetahui proses termodinamika didalam sistem tersebut. Sistem ini dipakai karena beberapa alasan yang mendasarinya, diantaranya:

1. temperatur yang dihasilkan dari sumber geotermal yang dihasilkan dari sumur tergolong rendah yakni berkisar 121°C - 124°C dan laju aliran massa berkisar sekitar 90 kg/s [5].
2. dari nilai input temperatur diatas sistem siklus Kalina yang digunakan adalah KCS 34 dan bukan KCS 11, karena sifat dari fluida kerjanya, *ammonia-water*, memiliki nilai titik didih yang bervariasi dengan campuran massa yang berbeda[2]. Perhatikan diagram T – X pada gambar 4.2, diagram ini akan menjadi landasan kenapa digunakan sistem KCS 34 yang memiliki ciri –ciri terdapat alat pemisah atau separator. Pada gambar 4.2 pada fraksi massa 82% dan dengan temperatur pada kisaran 118°C campuran *ammonia-water* masih dalam keadaan 2 fasa yakni uap dan cair, sehingga diperlukan pemisahan dengan menggunakan separator antar dua fasa tersebut yang kemudian fasa uap akan disalurkan masuk kedalam turbin sedang fasa cair akan dimanfaatkan kalornya didalam LT Rec.
3. pentingnya pemakaian separator dalam proses di sistem ini karena selain nilai entalpi pada fluida kerja juga sifat dari turbin jika terdapat embun atau cairan yang terkandung dalam uap maka akan menurunkan efisiensi mekanis dari turbin. Hal ini dapat terjadi jika embun tersebut membuat kavitasi pada sisi *blade* [5].

dalam melakukan penelitian ini diambil jalan dengan simulasi menggunakan alat bantu berupa software, *CycleTempo 5.0* yang dibuat oleh *Delft University of Technology* (TU Delft), dalam pemodelan sistem termodinamika serta melakukan optimasi sistem.

Berikut ini data yang dibutuhkan dalam menjalankan simulasi sistem siklus Kalina, data ini dihimpun dari berbagai sumber [1,2,5,6], untuk husavic, Islandia antara lain, parameter-parameter input yang digunakan dalam simulasi dengan *software Cycle Tempo 5.0* [7]:

- Subdomain setting :
 1. Temperatur dan tekanan udara lingkungan adalah 30°C dan 1.01325 bar
 2. Titik referensi untuk air/uap dalam keadaan saturasi diambil pada temperatur 25°C
 3. Komposisi zat-zat yang terkandung pada udara lingkungan (dalam fraksi mol) :

Ar	=	0.91 %
CO ₂	=	0.03 %
H ₂ O	=	1.68 %
N ₂	=	76.78 %
O ₂	=	20.6 %
 4. Efisiensi turbin

Efisiensi isentropis	=	70%
Efisiensi mekanis	=	99%
 5. Efisiensi generator

Efisiensi mekanikal elektrikal	=	99%
--------------------------------	---	-----
 6. Temperatur dan tekanan *cooling water* = 5°C dan 3 bar
(temperatur dan tekanan air pegunungan)
 7. Kondisi *brine water*

Temperatur masuk	121°C
Tekanan masuk	= 10 bar
Mass flow rate	= 90 kg/s
 8. Kerugian tekanan (*pressure drop*) pada kondenser

Kerugian tekanan pada <i>primary stream</i>	= 0.5 bar
---	-----------

- Kerugian pada *secondary stream* = 0 bar (proses kondensasi)
9. Kerugian tekanan pada peralatan penukar kalor kecuali kondenser pada *primary* dan *secondary stream* = 1.3 bar

- Data-data tambahan

1. Fluida kerja yang digunakan campuran *ammonia-water* dengan komposisi dasar (*basic mixture*) 82% untuk siklus kalina 34 husavic, islandia.

2. Kondenser menggunakan tipe *plate heat exchanger*

à Aliran primer :

Air pegunungan dengan temperatur masuk 5°C dan temperatur keluar yang didesain adalah 24°C dengan mass flow rate 173 kg/s [1]

Kerugian tekanan = 0.5 bar

à Aliran sekunder :

Tekanan masuk = 5.5 bar untuk siklus Kalina 34 husavic, islandia

Temperatur keluar = temperatur saturasi dari campuran *ammonia-water*

3. Turbin

Jenis turbin yang digunakan adalah tipe *Back pressure turbine (pressure control)* dengan 3000 rpm.

Tekanan masuk *ammonia-water mixture* = 31 bar

Temperatur masuk *ammonia-water mixture* = 118 °C (Islandia)

4. Pompa

Efisiensi mekanikal elektirkal pompa didapat grafik efisiensi (%) – daya (kW) pada gambar di atas

Condensate pump

Efisiensi mekanikal elektirkal pompa = 90%

Cooling water pump

Efisiensi mekanikal elektirkal pompa = 75%

5. LT Recuperator menggunakan tipe *plate heat exchanger*

Aliran primer adalah aliran air yang berasal dari kondenser

Aliran sekunder adalah aliran yang berasal dari ekstraksi turbin

T out aliran sekunder = 38°C (Islandia)

T out aliran primer = 35°C (Islandia)

6. HT Recuperator menggunakan shell and tube heat exchanger

Tout aliran primer = 67°C (Islandia)

Tout aliran sekunder = 65°C (Islandia)

7. Evaporator menggunakan shell and tube heat exchanger

Tout aliran primer = 118°C

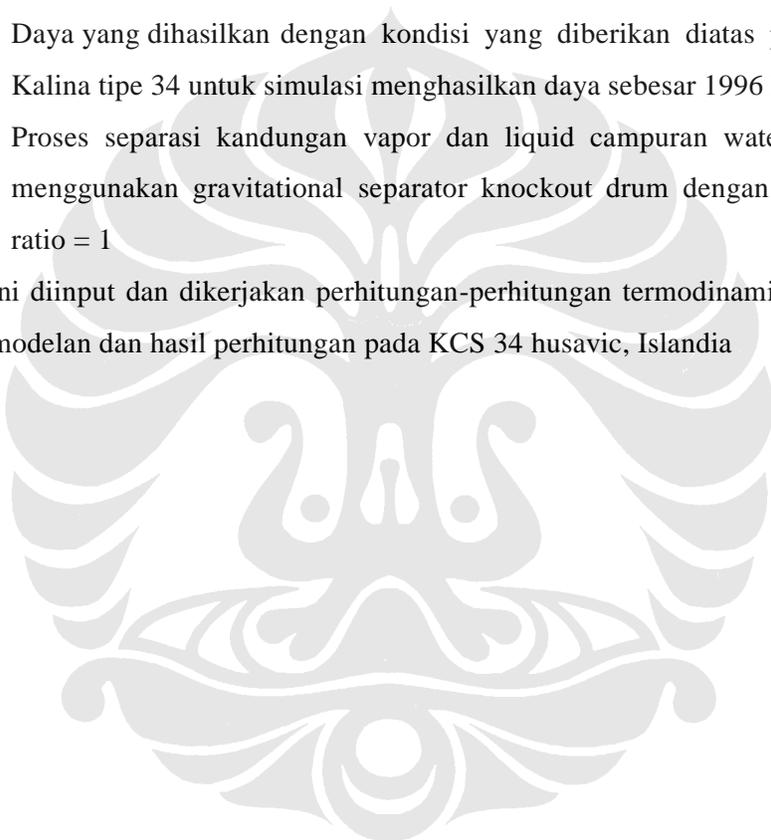
Tout aliran sekunder = 80°C

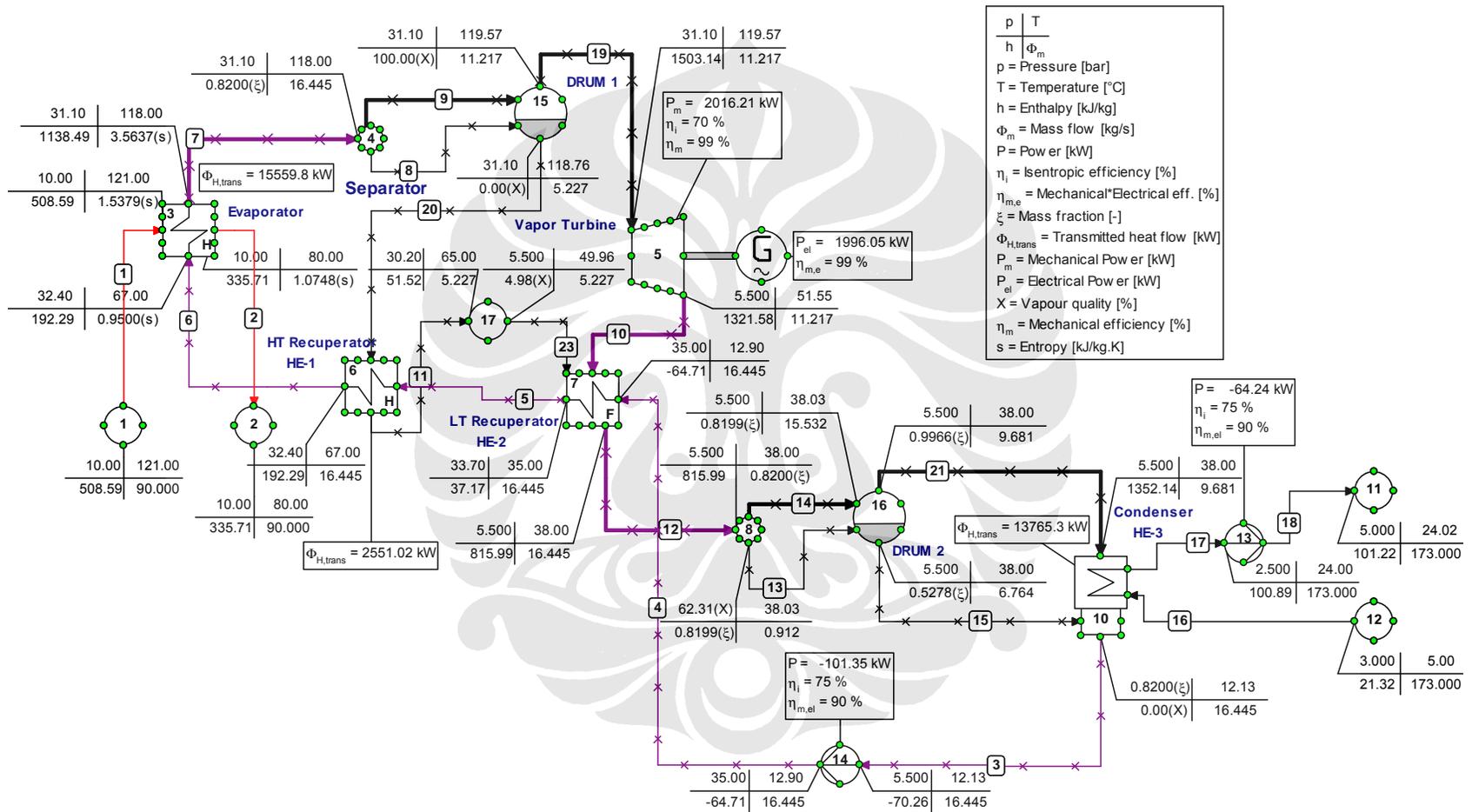
8. Generator

Daya yang dihasilkan dengan kondisi yang diberikan diatas pada siklus Kalina tipe 34 untuk simulasi menghasilkan daya sebesar 1996 kW.

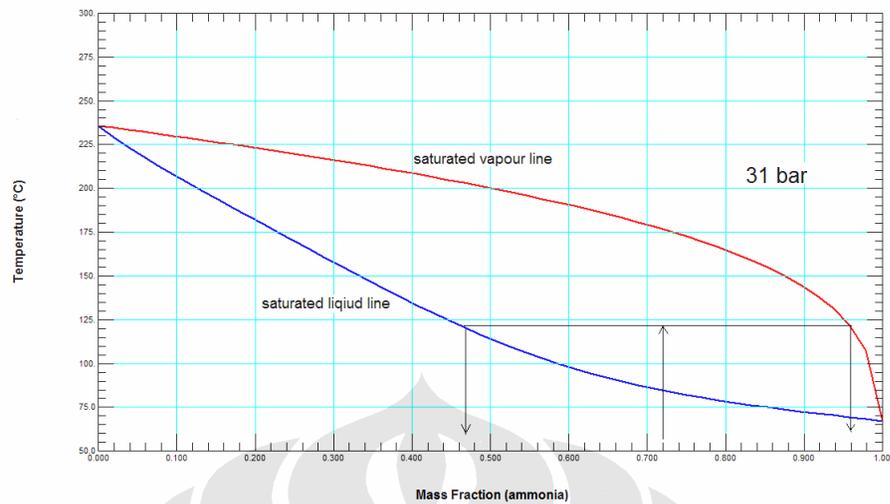
9. Proses separasi kandungan vapor dan liquid campuran water-ammonia menggunakan gravitational separator knockout drum dengan circulation ratio = 1

Data ini diinput dan dikerjakan perhitungan-perhitungan termodinamika. Berikut ini pemodelan dan hasil perhitungan pada KCS 34 husavic, Islandia





Gambar 4.1. Skema hasil simulasi KCS 34, husavic, Islandia



Gambar 4.2. Diagram T – X campuran *ammonia water* tekanan 31 bar

Pembuatan model dikerjakan sepenuhnya menyesuaikan atau mendekati pada sistem aktualnya, dari input data ini akan dilakukan proses perhitungan cepat dengan melakukan iterasi [8]. Data-data ini akan menghasilkan output berupa nilai-nilai yang diperlukan oleh setiap *apparatus* /peralatan yang dipakai, data ini dapat dihimpun, sbb,

Tabel IV.1. Effisiensi sistem siklus Kalina, husavic, Islandia.

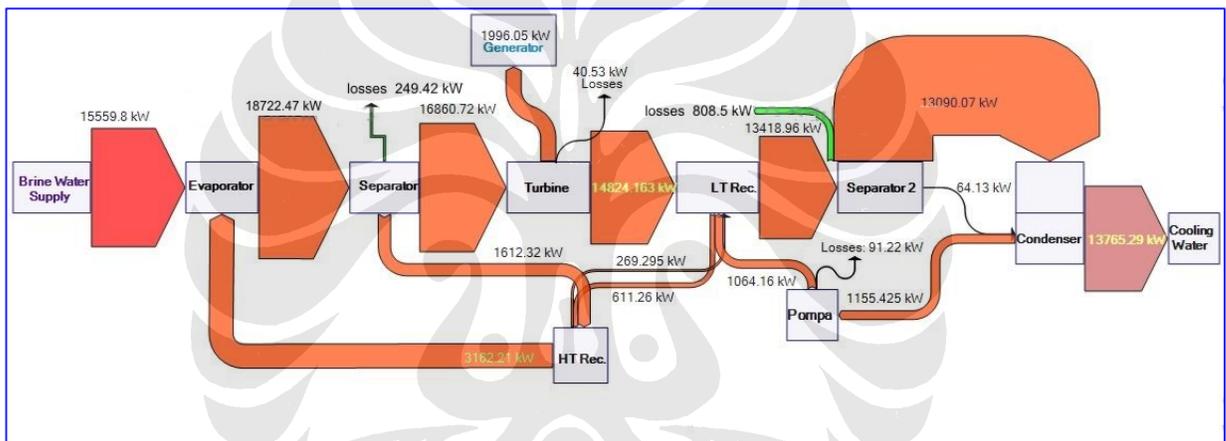
	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Total	Exergy [kW]	Total
Absorbed power	3	Heat Exchgr.	12	15559.8		2924.54	
					15559.8		2924.54
Delivered gross power	1	Generator	G	1996.05		1996.05	
					1996.05		1996.05
Aux. power consumption	13	Pump	8	64.24		64.24	
	14	Pump	8	101.35		101.35	
					165.59		165.59
Delivered net power							
					1830.46		1830.46
Efisiensi gross (%)				12.82825		68.2517593	
				11.764033		62.5896722	

Tabel IV.2. Energi dan exergi pada pipa KCS 34, husavic, Islandia

Pipe no.	Total Energy flow [kW]	Therm.Mec. Energy flow [kW]	Total Exergy flow [kW]	Therm.Mec. Exergy flow [kW]
1	34448.34	34448.34	4406.26	4406.26
	34448.34	34448.34	4406.26	4406.26
2	18888.58	18888.58	1481.72	1481.72
	18888.58	18888.58	1481.72	1481.72
3	18580.21	18580.21	3323.02	3323.02
	18580.21	18580.21	3323.02	3323.02
4	18489	18489	3388.96	3388.96
	18489	18489	3388.96	3388.96
5	16813.69	16813.69	3352.14	3352.14
	16813.69	16813.69	3352.14	3352.14
6	14262.67	14262.67	3514.21	3514.21
	14262.67	14262.67	3514.21	3514.21
7	1297.09	1297.09	6044.48	6044.48
	1297.09	1297.09	6044.48	6044.48
8	22.47	22.47	101.48	101.48
	225.73	225.73	60.41	60.41
9	1314.86	1314.86	5937.85	5937.85
	1314.86	1314.86	5937.85	5937.85
10	455.32	455.32	2630.12	2630.12
	455.32	455.32	2630.12	2630.12
11	1465.95	1465.95	206.63	206.63
	1465.95	1465.95	206.63	206.63
12	4006.25	4006.25	2793.74	2793.74
	4006.25	4006.25	2793.74	2793.74
13	221.97	221.97	155	155
	1030.5	1030.5	184.25	184.25
14	3779.39	3779.39	2639.17	2639.17
	3779.39	3779.39	2639.17	2639.17
15	3436.07	3436.07	299.41	299.41
	3436.07	3436.07	299.41	299.41
16	18081.37	18081.37	825.91	825.91
	18081.37	18081.37	825.91	825.91
17	4316.08	4316.08	69.36	69.36
	4316.08	4316.08	69.36	69.36
18	4258.26	4258.26	112.43	112.43
	4258.26	4258.26	112.43	112.43
19	1581.25	1581.25	5499.85	5499.85
	1581.25	1581.25	5499.85	5499.85
20	122.88	122.88	434.02	434.02
	122.88	122.88	434.02	434.02
21	80.86	80.86	2358.38	2358.38
	80.86	80.86	2358.38	2358.38
23	1465.95	1465.95	181.2	181.2
	1465.95	1465.95	181.2	181.2

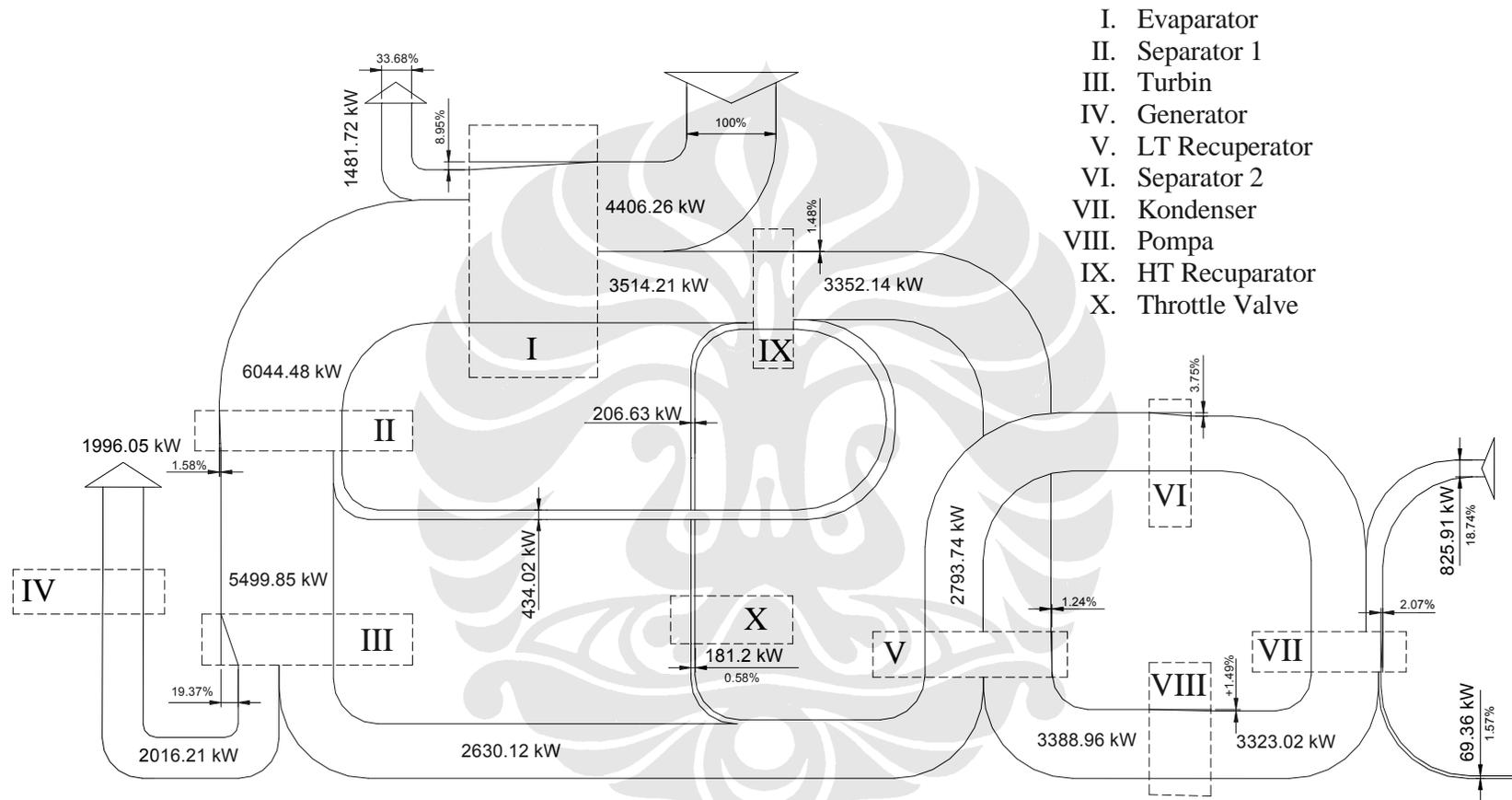
Pada prinsipnya siklus ini dapat berjalan dan menghasilkan listrik yang dapat dimanfaatkan, dengan sumber panas bertemperatur rendah. Nilai daya yang dapat dihasilkan pada sistem aktual KCS 34 di husavic, Islandia bernilai pada kisaran 1.950 MW [1] sedangkan didalam penelitian ini daya yang dapat dioptimalkan hingga 1.996 MW dengan kata lain nilai ini dapat dibandingkan atau disamakan dengan nilai daya pada KCS 34 husavic, Islandia.

Nilai data yang keluar dari setiap alat dan nilai pada pipa sambungan alat ini dapat diterjemahkan dalam bentuk sebuah diagram. Diagram ini merupakan diagram sankey yang digunakan untuk menunjukkan nilai aliran energi pada sistem ini.



Gambar 4.3. Diagram Sankey, aliran energi pada model KCS 34

Dapat pula dibuat diagram Grassman yang menunjukkan aliran exergi dalam sebuah sistem. Diagram ini dimaksudkan untuk melihat pada titik-titik mana saja terjadi kerugian dalam sebuah siklus. Terlihat bahwa kerugian yang paling signifikan terjadi pada turbin, dari setiap alat dapat pula dilihat nilai kerugian dengan reference lingkungan (P_o , T_o).



Gambar 4.4. Diagram Grassman, aliran exergi pada model KCS 34

4.1.1 Validasi Skema Sistem KCS 34

Tabel IV.3. perbandingan parameter termodinamika

Apparatus	Parameter	KCS 34 Husavic, Islandia (real)	KCS 34 Husavic, Islandia (simulated)
Pompa 1	Tekanan keluar	35 bar	35 bar
	Temperatur keluar	13°C	12.9°C
	Konsumsi daya	130 kW	102.34 kW
LT Rec.	Temperatur keluar	67°C	67°C
Evaporator	Tekanan keluar ke separator	31 bar	31 bar
	Temperatur masuk dari brine water	121°C	121°C
	Temperatur keluar ke sumur	80°C	80°C
	Temperatur keluar ke separator	118°C	118°C
(Brine Water)	Laju aliran massa \dot{m}	90 kg/s	90 kg/s
	Temperatur masuk evaporator	121°C	121°C
Separator 1	Laju aliran massa \dot{m} uap ammonia-water	11.2 kg/s	11.217 kg/s
	Fraksi massa uap murni ke turbin	$\pm 95\%$	96.2%
	Temperatur masuk ke turbin	$\pm 120^\circ\text{C}$	120.76°C
	Temperatur keluar turbin	53 – 60°C	50.89°C
	Tekanan keluar	± 5.5	5.5 bar
Kondenser	Laju aliran massa \dot{m}	173 kg/s	173 kg/s
	Temperatur air pendingin masuk	5°C	5°C
	Temperatur air pendingin keluar	24°C	24°C
Generator	Gross electric power	1,950 MW	1.996 MW 2.36 %

Dari data-data yang dihimpun dari sumber [1,6,9] ditampilkan sebagai perbandingan untuk melakukan validasi skema yang dibuat dengan *Cycle-Tempo*. Daya yang dihasilkan oleh generator atau yang disebut dengan *gross electric power* memiliki keakuratan yang cukup dekat dengan delta 46 kW atau sekitar 2.36% dari acuan. Jadi skema yang dibuat serta data input tiap apparatus dapat dipergunakan untuk melakukan analisis lebih lanjut.

Ada beberapa nilai yang berbeda seperti konsumsi daya pada pompa 1, laju aliran massa uap *ammonia-water*, dan temperatur masuk dan keluar turbin merupakan hasil perhitungan yang dilakukan oleh *Cycle-Tempo*.

4.1.2 Optimasi Sistem KCS 34 Husavic, Islandia

Pemanfaatan dari diagram Sankey diatas adalah pada saat menentukan titik optimasi, titik optimasi kali ini merupakan titik yang mampu meningkatkan nilai daya keluaran dari generator sehingga dapat meningkatkan nilai efisiensi sistem keseluruhan.

Titik – titik tersebut yakni,

1. High Temperatur Recuperator
2. Low Temperatur Recuperator

beberapa alasan mendasar yang dapat digunakan dalam menentkan titik atau tempat optimasi berada.

Pertama pada *Low Temperatur Recuperator* (LT Rec.) karena pada bagian ini secara langsung berhubungan dengan turbin dan menentukan nilai output yang akan masuk kedalam kondenser. Perhatikan nilai energi yang menuju dan keluar dari LT Rec. Memiliki nilai yang signifikan untuk dilakukan optimasi yakni dengan cara menurunkan nilai energi yang masuk ke LT Rec. Serta menurunkan nilai energi yang keluar LT Rec. yang mengalir menuju condenser. Kenapa nilai ini diturunkan supaya nilai energi yang diserap oleh turbin dapat dinaikkan dan serta nilai aliran energi pada LT Rec. yang menuju HT Rec. dapat dinaikkan.

Kedua pada *High Temperature Recuperator* (HT Rec), pada bagian alat ini menerima aliran energi selain dari LT Rec. juga dari sisa aliran energi yang masuk kedalam turbin, aliran ini masuk kedalam HT Rec. karena sejumlah fluida kerja, *ammonia-water*, yang tidak menjadi uap [2] sehingga dialirkan menuju HT Rec. dengan mengoptimalkan nilai tranfer kalor didalam peralatan ini maka nilai energi yang dapat digunakan kembali dapat meningkat ketika masuk kedalam evaporator.

Pada prinsipnya adalah optimasi dilakukan untuk memperoleh nilai output generator semaksimal mungkin dengan cara meningkatkan nilai aliran energi yang menuju turbin dan mengurangi nilai energi yang keluar dari turbin. Sehingga nilai selisih energi tersebut dapat dikonversikan menjadi energi listrik pada generator.

Pada diagram Sankey diatas terdapat nilai energi yang negatif yang diakibatkan oleh nilai entalpi yang negatif (perhatikan pula skema hasil simulasi KCS 34). Nilai entalpi yang negatif ini dihasilkan disebabkan nilai energi yang

diserap oleh *cooling water supply* cukup tinggi, sehingga selisih energi yang dikeluarkan adalah negatif. Hal ini adalah wajar ketika melihat diagram $T - X$ yang dikeluarkan oleh ASHRAE¹ [14]

Pekerjaan optimasi selain menentukan titik atau lokasi optimasi, didalam sistem termal yang menggunakan nilai variabel seperti temperatur, tekanan, entalpi, entropi, energi dan exergi adalah penting menitik beratkan pada analisis energi dan exergi .

Apa yang telah dikerjakan diatas merupakan analisis energy sekaligus melakukan optimasi sistem, KCS 34 husavic, Islandia. Setelah menentukan lokasi optimasi maka yang menjadi pembahasan adalah cara meningkatkan energi yang dimanfaatkan untuk menghasilkan daya semaksimal mungkin. Variabel yang menjadi acuan dalam melakukan optimasi adalah tekanan keluar pada (1) turbin dan (2) fraksi massa dari fluida kerja, *ammonia-water*.

Telah disebutkan bahwa sistem yang dibuat ini dapat digunakan untuk diterapkan ditempat atau lokasi yang berbeda, yakni Indonesia. Dalam penerapan sistem termal adalah sangat berpengaruh pada kondisi lingkungan [9] seperti temperatur dan tekanan udara serta tekanan dan temperatur air. Hal ini karena pada sistem KCS 34 husavic, Islandia, sangat menguntungkan karena terdapat nilai temperatur yang rendah pada air yang digunakan untuk pendingin sehingga memudahkan dalam melakukan kondensasi pada fluida kerja.

4.2 PENERAPAN KCS 34 DI INDONESIA

Penerapan sistem termal, KCS 34, di Indonesia akan berbeda pada tempat asalnya dibuat hal ini terjadi karena kondisi lingkungan yang berbeda. Seperti yang telah disebutkan perbedaan ini akan merambat pada penyesuaian sistem. Siklus ini berjalan pada lingkungan yang dingin sedangkan di Indonesia negara dengan iklim tropik dan cukup panas. Ini terlihat pada data temperatur air pendingin di husavic dapat mencapai 5⁰C sedangkan di Indonesia rata – rata temperatur air dipegunungan adalah 23⁰C [15].

¹ Lihat halaman lampiran

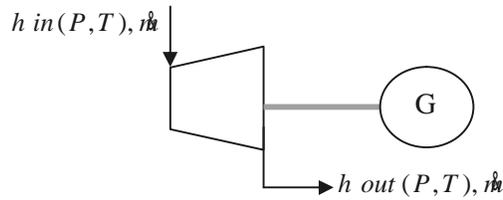
Dari kondisi inilah dibuat penyesuaian, antara lain,

1. Turbin
Tekanan masuk *ammonia-water mixture* = 32.3 bar
Temperatur masuk *ammonia-water mixture* = 114.28 °C
2. HT Recuperator
Tout aliran primer = 77°C
Tout aliran sekunder = 65°C
3. LT Recuperator
T out aliran sekunder = 52°C
T out aliran primer = 65°C
4. Kondenser
à Aliran primer :
Air pegunungan dengan temperatur keluar yang didesain adalah 32°C dengan mass flow rate 170 kg/s
Kerugian tekanan = 0.5 bar
à Aliran sekunder :
Tekanan masuk = 7.4 – 9.6 bar pada tekanan optimasi
5. Temperatur dan tekanan *cooling water* = 23°C dan 3 bar (temperatur dan tekanan air pegunungan)
6. Data yang digunakan untuk kondisi Indonesia akan dibuat optimasi dengan memvariasikan komposisi fraksi massa *ammonia-water* dimulai dari 78% sampai dengan 85.5%

Dari data tersebut akan menjadi perubahan pada input KCS 34, husavic, Islandia, maka akan diperoleh hasil atau output berupa siklus yang telah dilakukan penyesuaian untuk kondisi lingkungan Indonesia.

4.2.1 Optimasi KCS 34 untuk Indonesia

Metode optimasi yang dilakukan adalah untuk mencari nilai Power Output paling besar.



Gambar 4.5. Skematik turbin

$$P_{out} = \dot{m}(h_{in} - h_{out})\eta_m \dots\dots\dots(4.1)$$

Keterangan :

- P_{out} = Power Output (kW)
- η_m = efisiensi mekanikal turbin (%)
- \dot{m} = mass flow (kg / s)
- h_{in} = entalpi masuk (kJ / kg)
- h_{out} = entalpi keluar (kJ / kg)

Metode optimasi yang dilakukan adalah dengan menggunakan *search method*, dimana hasil perhitungan dengan parameter yang ditentukan dalam optimasi kemudian dilakukan iterasi dengan memperhatikan beberapa *constraint* yang telah ditentukan. Dalam metode penelusuran (*search method*) dicari nilai power output yang optimal.

Optimasi yang dikerjakan adalah siklus Kalina 34 yang telah dimodifikasi pada beberapa parameter sebagai variasi dalam mencari nilai optimal power output. Didalam menelusuri (*searching*) akan ditentukan variasi konfigurasi dari komposisi *ammonia-water* dimulai dari fraksi massa 78% - 85.5% *ammonia*. Penentuan komposisi fraksi massa *ammonia* ini dapat diperoleh dengan melakukan penelusuran dengan menjalankan simulasi. Dengan memberikan input data fraksi massa *ammonia*, jika simulasi memberikan hasil data output yang benar dengan ditandai oleh tidak adanya pesan peringatan yang muncul pada simulasi.

Dalam melakukan optimasi dilihat kecenderungan simulasi bahwa sistem siklus Kalina 34 untuk aplikasi Indonesia, sbb:

- Fraksi massa : 78% - 85.5%
- Tekanan optimasi : 7.4 bar – 9.6 bar

Dengan ketentuan:

Pada fraksi massa 78% dari batasan atau *constraint* maka tekanan optimasi yang bisa dicapai adalah 7.4 bar hingga 8.9 bar, begitu juga pada fraksi massa lainnya memiliki batasan tekanan optimasi sehingga simulasi dapat berjalan (*Running*).

Begitu juga dengan penentuan nilai tekanan optimasi keluaran dari turbin, dengan semakin kecil tekanan yang keluar dari turbin maka nilai power output generator akan semakin besar. Dengan melakukan penelusuran maka akan diperoleh nilai batas tekanan yang dapat digunakan pada simulasi, ditandai oleh tidak adanya pesan peringatan didalam simulasi

Tabel IV.4. Fraksi massa dan tekanan optimasi

Fraksi Massa (%) ammonia	Tekanan Optimasi (bar)
78	7.4 - 8.9
81	7.8 - 9.2
84	8.1 - 9.5
85.5	8.3 - 9.6

Constraint atau batasan-batasan dalam metode optimasi :

- Temperatur dan tekanan brine water yang masuk ke Evaporator, 124⁰C dan 10 bar
- Temperatur dan tekanan brine water yang keluar dari Evaporator, 80⁰C dan 10 bar
- Delta TH Apparatus nomor 3 (Evaporator) DLTH = 3⁰C
- Fluida secondary stream yang keluar dari kondenser adalah kondensat dengan quality vapor 0% atau saturated liquid dengan atau tanpa subcooling dengan mengacu pada delta TL kondenser
- Tekanan keluar apparatus 14 / pompa kondensat = 35 bar
- Tekanan keluar throttle valve apparatus nomor 17 = tekanan keluar turbin apparatus nomor 5
- Pressure drop pada alat penukar kalor kecuali secondary stream pada kondenser $0 < DP \leq 0.9$

- Diasumsikan tidak ada *Pressure drop* pada pipa.

Selain *constraint* tersebut didalam menentukan nilai kualitas uap yang masuk kedalam turbin akan menentukan nilai entalpi. Dengan menggunakan diagram T – X yang telah dibahas didalam bab teori, nilai fraksi massa yang menjadi uap dan yang masih dalam keadaan *liquid* atau cair.

Didalam membuat diagram T –X digunakan sebuah program yakni REFPROP 7.0 yang memiliki kemampuan dalam memplot sebuah diagram.

Optimasi dilakukan dengan mencari nilai tekanan optimal keluar turbin sehingga dicapai delta entalpi maksimum pada turbin dengan memperhatikan batasan-batasan di atas. Besaran yang menjadi parameter optimasi adalah tekanan keluar turbin (P_{out} turbin).

Contoh optimasi pada campuran *ammonia-water* 78% dengan kondisi awal sebelum optimasi:

- P_{out} turbin = 8.9 bar
- h_{in} = 1472.84 kJ/kg pada suhu 114.28⁰C dan tekanan 32.3 bar
- h_{out} = 1337.85 kJ/kg pada suhu 59.36⁰C dan tekanan 8.9 bar
- mass flow = 12.378 kg/s
- suhu kondensat = 29.15⁰C
- Delta entalpi turbin = 1472.847kJ/kg-1337.85kJ/kg = 134.99 kJ/kg

Didapatkan dari hasil simulasi

Dengan efisiensi isentropik sebesar 70% dan efisiensi mekanikal-elektrikal 99%

Power Output : 1685.28 kWatt

Dengan menggunakan iterasi² maka didapatkan nilai optimal pada proses optimasi sistem dengan campuran *ammonia-water* 78% sebagai berikut :

- P_{out} turbin = 7.4 bar
- h_{in} =1472.84 kJ/kg pada suhu 114.28⁰C dan tekanan 32.3 bar
- h_{out} = 1320.40 kJ/kg pada suhu 52.31⁰C dan tekanan 7.4 bar
- mass flow = 14.36 kg/s
- Suhu kondensat = 23.1⁰C

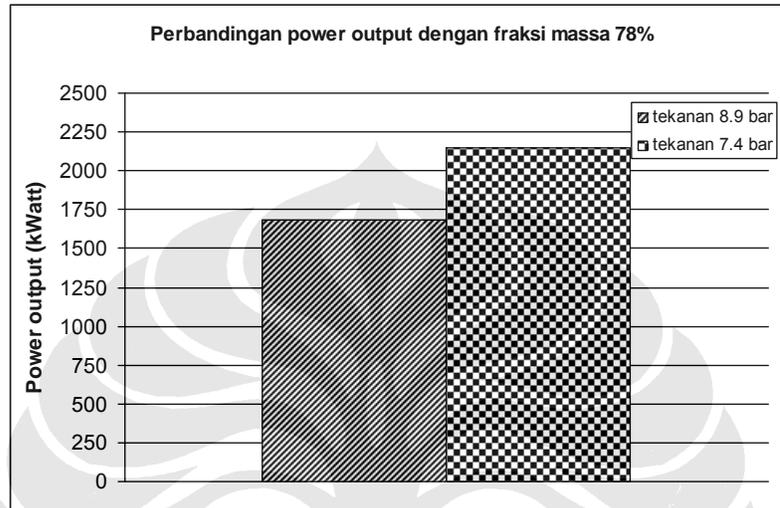
² Iterasi sepenuhnya dikerjakan oleh Cycle-Tempo, karena melibatkan berbagai persamaan baik didalam alat maupun didalam pipa.

- Delta Entalpi turbin = $1472.84\text{kJ/kg} - 1320.40\text{kJ/kg} = 152.44\text{ kJ/kg}$

Didapatkan dari hasil simulasi

Dengan efisiensi isentropik sebesar 70% dan efisiensi mekanikal-elektrikal 99%

Power Output = 2145.56 kW



Gambar 4.6. Grafik perbandingan power output

Gambar grafik diatas merupakan contoh perbandingan power keluaran pada simulasi dengan kondisi untuk Indonesia yang telah dilakukan penyesuaian dari skema KCS 34 di husavic, Islandia.

4.2.2 Data dan Analisis KCS 34 untuk Indonesia

Berikut ini adalah data rangkuman hasil simulasi;

Tabel IV.5. Optimasi pada fraksi massa 78%

Tekanan	Efisiensi				Daya Generator
	Energy gross (%)	Energy net (%)	Exergy gross (%)	Exergy net (%)	Fraksi massa 78%
7.4	12.84235	11.23932	67.20121	61.66114	2145.56
7.6	12.43551	10.85487	65.07232	59.55198	2077.59
7.9	11.85132	10.3032	62.01538	56.52543	1979.99
8.2	11.29461	9.77774	59.10221	53.64264	1886.98
8.6	10.58993	9.113148	55.41478	49.99655	1769.25
8.9	10.08732	8.639468	52.78476	47.39785	1685.28

Tabel IV.6. Optimasi pada fraksi massa 81%

Tekanan	Efisiensi				Daya Generator
	Energy gross (%)	Energy net (%)	Exergy gross (%)	Exergy net (%)	Fraksi massa 81%
7.8	12.52823	10.97407	65.55748	60.20597	2093.08
8	12.16066	10.62702	63.63406	58.30196	2031.67
8.2	11.805	10.29133	61.77296	56.46028	1972.25
8.5	11.29114	9.806571	59.08405	53.80081	1886.4
8.8	10.79625	9.33997	56.49442	51.24094	1803.72
9.2	10.16783	8.747883	53.20602	47.99263	1698.73

Tabel IV.7. optimasi pada fraksi massa 84%

Tekanan	Efisiensi				Daya Generator
	Energy gross (%)	Energy net (%)	Exergy gross (%)	Exergy net (%)	Fraksi massa 84%
8.1	12.4327	10.9107	65.0576	59.8583	2077.12
8.2	12.26313	10.75068	64.17027	58.98037	2048.79
8.5	11.76429	10.28002	61.55998	56.39827	1965.45
8.8	11.28359	9.826724	59.04458	53.91137	1885.14
9.2	10.67319	9.251479	55.85046	50.75546	1783.16
9.5	10.24055	8.844137	53.58657	48.52071	1710.88

Tabel IV.8. optimasi pada fraksi massa 85.5%

Tekanan	Efisiensi				Daya Generator
	Energy gross (%)	Energy net (%)	Exergy gross (%)	Exergy net (%)	Fraksi massa 85.5%
8.3	12.30994	10.80686	64.4152	59.28857	2056.61
8.5	11.98354	10.49891	62.70727	57.59912	2002.08
8.8	11.50925	10.05155	60.22539	55.1448	1922.84
9.1	11.05561	9.623995	57.85156	52.79916	1847.05
9.4	10.62135	9.214998	55.57922	50.55532	1774.5
9.6	10.34027	8.950383	54.10838	49.10359	1727.54

Dari data yang diperoleh dapat dibuat grafik perbandingan efisiensi dari berbagai kondisi konfigurasi campuran *ammonia-water*. Pada konsep energi yang berlaku hukum kekekalan energi yang mengatakan bahwa energi tidak dapat dimusnahkan namun bisa berpindah pada bentuk yang lain. Pada konsep exergi mengatakan bahwa energi memiliki nilai yang dapat dimanfaatkan (*useful*) dan dapat habis dipakai.

Dalam melakukan optimasi perlu diperhatikan nilai exergi dari bagian titik atau lokasi pada peralatan yang dioptimalkan operasionalnya. Dampak perubahan yang dikenakan pada peralatan disebabkan karena perubahan kondisi lingkungan dari keadaan awal kondisi lingkungan di Islandia menjadi keadaan lingkungan indonesia atau *dead state* indonesia. Penetapan nilai tekanan lingkungan dan temperatur lingkungan standar akan membuat perhitungan exergi dimungkinkan. Sesuai dengan rumusan umumnya :

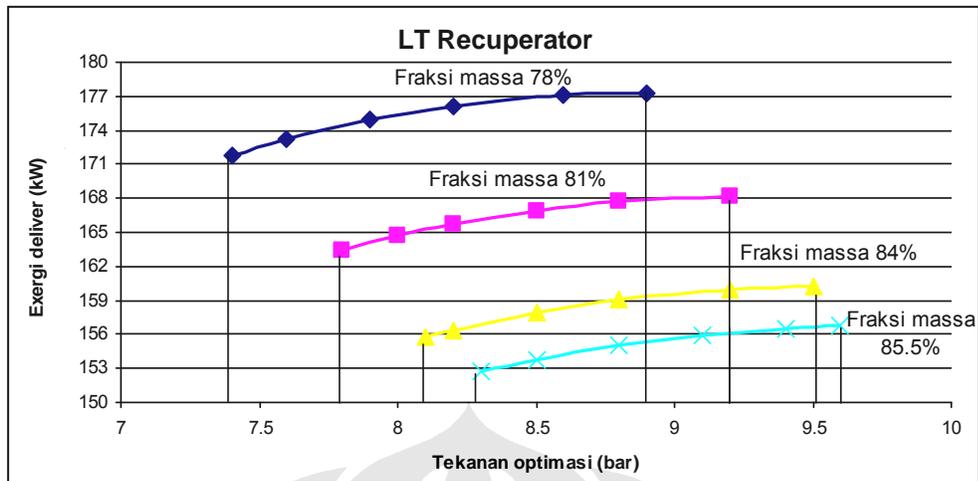
$$\phi = \frac{\Phi}{m} = E_x = e - u_0 + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0)$$

Pada sistem tertutup, *availability* yang dilambangkan dengan ϕ serupa pengertiannya dengan exergi yang dilambangkan dengan E_x , namun pada kali penelitian ini *dead state* pada variabel T_0 dan P_0 , adalah sama dengan pada kedua wilayah ini ($T_0 = 25^\circ\text{C}$ dan $P_0 = 1.01325 \text{ bar}$).

Telah ditentukan titik optimasi berada pada HT *Recuperator* dan LT *Recuperator*. Didalam pengaturan input data pada simulasi dikerjakan input di LT *Recuperator*:

Tabel IV.9. Exergi delivered pada alat HT Rec. dan LT Rec.

mass fraction	78%		81%		84%		85.50%	
Apparatus	Tekanan Optimasi (bar)	Exergy Deliver flow [kW]	Tekanan Optimasi (bar)	Exergy Deliver flow [kW]	Tekanan Optimasi (bar)	Exergy Deliver flow [kW]	Tekanan Optimasi (bar)	Exergy Deliver flow [kW]
LT Rec	7.4	171.72	7.8	163.37	8.1	155.77	8.3	152.73
	7.6	173.18	8	164.64	8.2	156.38	8.5	153.79
	7.9	174.92	8.2	165.69	8.5	157.91	8.8	155.06
	8.2	176.14	8.5	166.89	8.8	159.04	9.1	155.97
	8.6	177.05	8.8	167.68	9.2	159.99	9.4	156.54
	8.9	177.25	9.2	168.15	9.5	160.31	9.6	156.76
HT Rec	7.4	139.48	7.8	131.37	8.1	126.4	8.3	123.9
	7.6	139.48	8	131.37	8.2	126.4	8.5	123.9
	7.9	139.48	8.2	131.37	8.5	126.4	8.8	123.9
	8.2	139.48	8.5	131.37	8.8	126.4	9.1	123.9
	8.6	139.48	8.8	131.37	9.2	126.4	9.4	123.9
	8.9	139.48	9.2	131.37	9.5	126.4	9.6	123.9



Gambar 4.7. Grafik optimasi pada LT Recuperator, nilai aliran exergi terhadap tekanan optimasi

Membuktikan pada pembahasan diatas bahwa untuk melakukan optimasi, dari apparatus yang digunakan pada sistem termal ini variabel yang dioptimasi adalah tekanan. Dengan perubahan tersebut maka grafik diatas diperoleh, perhatikan bahwa nilai fraksi massa dari 78% sampai 85.5%, nilai exergi yang dipindahkan akan meningkat jika fraksi massa adalah pada batas bawah yakni pada fraksi massa 78%. Hal tersebut dapat dilakukan jika dapat meletakkan garis lurus vertikal dalam satu titik tekanan seperti pada grafik diatas.

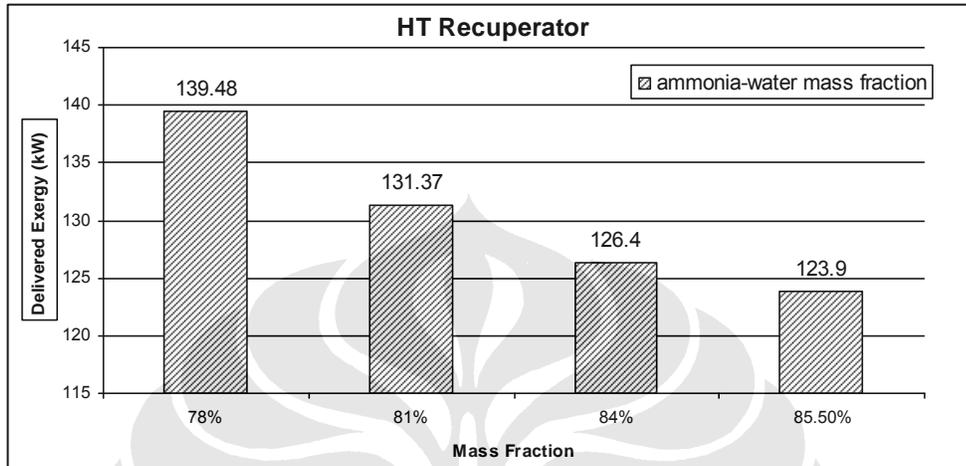
Peningkatan ini akan berimbas pada penurunan nilai temperatur kondensasi pada fluida kerja, *ammonia-water*, penurunan ini mencapai nilai maksimal dengan delta 0.1°C, pada fraksi massa 78% dan tekanan optimasi 7.4 bar, terhadap temperatur air pendingin 23°C. jika didalam merancang sebuah alat penukar kalor (*heat exchanger*) memiliki nilai delta dengan nilai tersebut adalah sulit dicapai namun secara rumusan nilai LMTD:

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}, \text{ tetap dapat dimungkinkan untuk menghitung nilai temperatur}$$

kondensasi dari fluida kerja.

Nilai exergi delivered diatas merupakan nilai yang dapat dipindahkan dari nilai exergi keluaran turbin. Perubahan nilai tekanan (penurunan) akan membuat nilai exergi yang dapat dipindahkan, akan sama halnya seperti perpindahan kalor didalam alat penukar kalor ini (LT Recuperator), menurun. Hal ini dapat ketahui

oleh nilai entropi yang dihasilkan meningkat dengan berkurangnya tekanan keluar dari turbin sesuai dengan nilai *availability* /exergi diatas. Exergi yang dihasilkan akan dipindahkan menuju HT Recuperator.



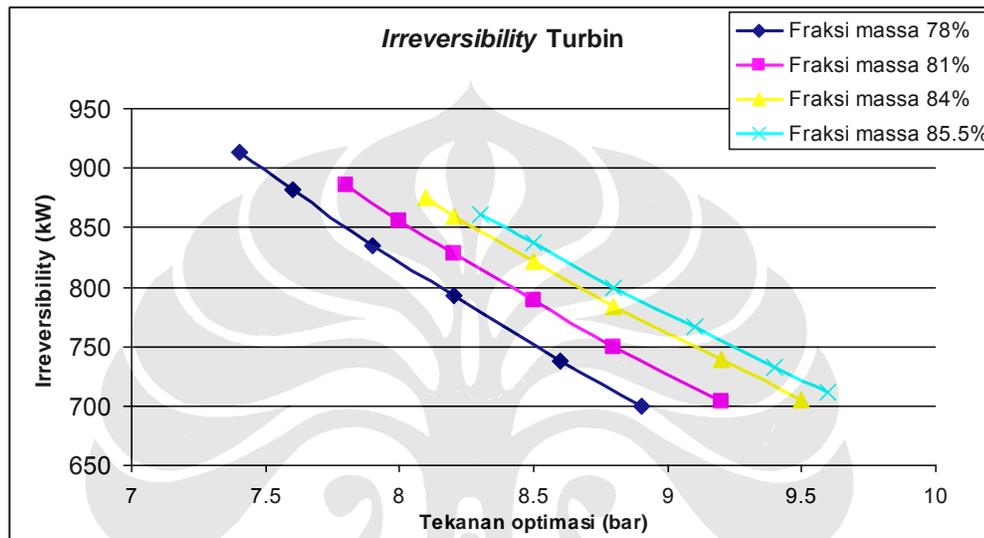
Gambar 4.8. Grafik optimasi pada HT Recuperator, nilai aliran exergi terhadap perubahan fraksi massa *ammonia-water*.

Pada HT Recuperator nilai perubahan yang dikerjakan pada alat ini hanya pada fraksi massa yang berpengaruh, perubahan tekanan pada turbin tidak langsung mempengaruhi nilai exergi dari HT Recuperator. Dapat diambil garis kesimpulan pada grafik diatas bahwa dengan perubahan fraksi massa maka nilai delivered exergy akan meningkat sejalan dengan grafik pada LT Recuperator perubahan fraksi massa akan meningkatkan nilai exergi didalam alat tersebut. Optimasi yang disarankan adalah dengan merubah nilai temperatur keluar dari pada aliran primer (yang dipanaskan) menjadi 77°C hal ini dikarenakan perubahan yang terjadi di LT Recuperator menghasilkan temperatur keluar 65°C . Perubahan temperatur untuk menghindari perhitungan *crossing*, yang tidak mungkin dialami oleh sebuah alat penukar kalor[11].

Dari gambar grafik tersebut dengan menurunnya jumlah fraksi massa yang digunakan maka nilai exergi *dilivered* dari HT Recuperator melalui pipa yang menuju evaporator semakin bertambah.

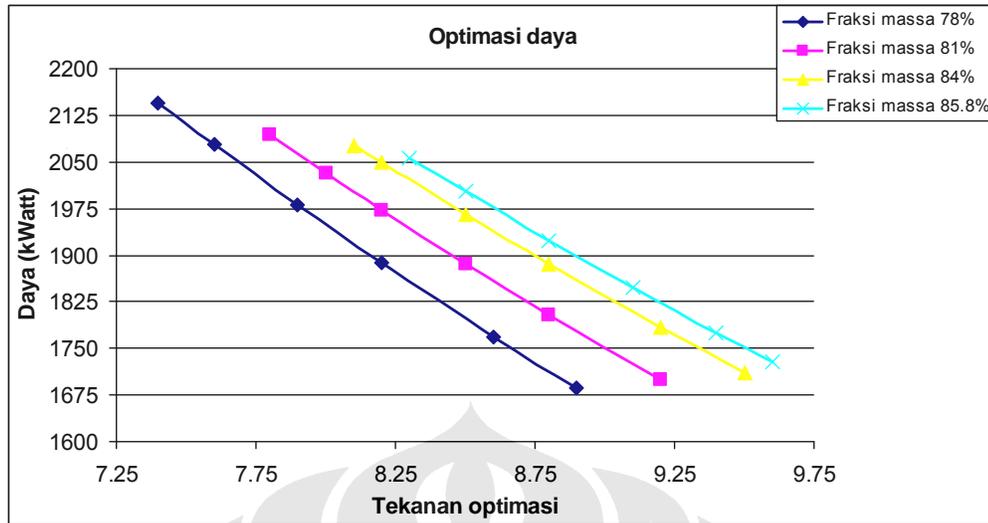
Turbin merupakan alat ekspansi yang nilai kerja berada pada keadaan *steady-state* dan *steady flow* [12] dengan rumusan net *availability* /exergi adalah

$\psi_2 - \psi_1 = \phi_Q - w_{act} - i_{cv}$, didalam rumusan ini hanya ada 1 inlet dan 1 outlet pada turbin. Turbin pada penelitian ini tidak *reversible* sehingga kerja yang dihasilkan adalah kerja aktual. Turbin sebagai alat *irreversible* ditandai dengan adanya nilai entropy tidak sama dengan nol, konsekuansinya adalah dihasilkan *irreversibility* atau disebut dengan *losses* /kerugian.



Gambar 4.9. grafik hubungan *irreversibility* dengan tekanan optimasi pada turbin

Sejalan dengan analisis diatas peningkatan nilai entropi akan meningkatkan *irreversibility* /kerugian pada turbin. Perubahan entropi dihasilkan dari perubahan temperatur yang masuk dan keluar dari turbin. Ketika untuk menjalankan optimasi pada sistem tidak hanya untuk melihat kemampuan sistem meningkatkan nilai daya dan optimasi juga melihat letak optimasi dilakukan. Jika dilihat *irreversibility* yang dihasilkan oleh turbin, maka selain optimasi pada tekanan keluar turbin hal penting lainnya adalah menentukan spesifikasi pemakaian turbin. Karena menyangkut nilai efisiensi isentropik, η_i , dan nilai efisiensi mekanika, $\eta_{m,e}$, dari turbin, maka pemilihan turbin juga menjadi cara untuk melakukan optimasi pada sistem KCS 34 ini.



Gambar 4.10. Optimasi daya sistem KCS 34, peningkatan nilai daya terhadap tekanan optimasi

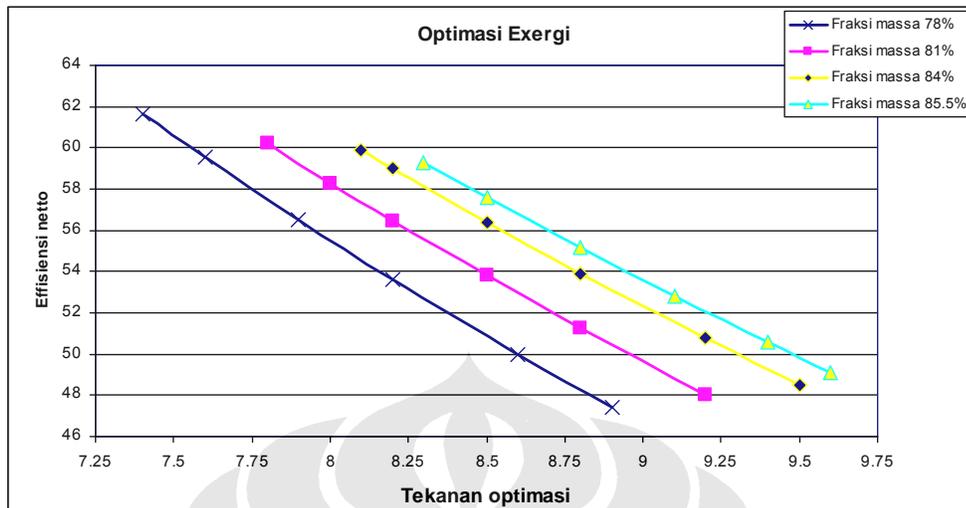
Daya yang diperoleh dari tiap simulasi yang dijalankan yakni pada fraksi massa 78%, 81%, 84% dan 85.5% dapat diplot grafik seperti diatas.

Hasil grafik menunjukkan tiap-tiap fraksi massa yang dijalankan untuk simulasi ini akan menghasilkan daya /power yang optimal jika tekanan keluar dari turbin kecil, jika rata – rata nilai daya keluarannya adalah diatas 2 MW, atau dapat dikatakan nilai daya keluaran hasil simulasi ini mendekati daya keluaran dari siklus Kalina yang telah diterapkan di Islandia.

Secara simulasi nilai daya tertinggi diperoleh pada kondisi konfigurasi campuran *ammonia-water* 78% dan tekanan optimasi 7.4 bar, yakni 2,145 Mwatt. Namun perlu diperhatikan juga nilai dari efisiensi yang diperoleh, perhatikan grafik dibawah ini. Sejalan dengan meningkatnya nilai daya dengan penurunan nilai tekanan keluar turbin berturut-turut akan meningkatkan nilai efisiensi exergi atau efektivitas sistem. Dari pembahasan bab terori telah dijelaskan efektivitas merupakan nilai efisiensi exergi:

$$\varepsilon_T \equiv \frac{w_{act,out}}{\psi_i - \psi_e} = 1 - \frac{i - \phi_Q}{\psi_i - \psi_e}, \text{ kerja aktual merupakan nilai kerja setelah diperhitungkan}$$

efisiensi isentropis baik yang berada diturbin maupun yang berada digenerator serta efisiensi mekanikal dan elektrik. η_t turbin = 70% dan $\eta_{m,e}$ turbin = 99% serta $\eta_{m,e}$ generator = 99%.



Gambar 4.11. Optimasi efisiensi exergi sistem, nilai efisiensi terhadap tekanan optimasi.

Dari setiap fraksi massa, nilai efisiensi terlihat dengan bertambahnya nilai tekanan optimasi maka nilai efisiensi exergi semakin menurun. Hal ini dapat terjadi karena nilai exergi yang diabsorb oleh sistem dari sumber panas adalah tetap sedangkan penurunan tekanan keluaran turbin akan menurunkan nilai daya dari generator atau *useful work* atau nilai energi termanfaatkan yang merupakan nilai exergi termanfaatkan.

Nilai efisiensi exergi netto sistem dapat diperoleh dari rumus, sbb:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergy out} - (\text{aux. power})}{\text{Exergy absorb}} \times 100\%$$

Pada fraksi massa 85.5% nilai netto efisiensi exergi tertinggi $\eta_{II} = 59.28857\%$, pada fraksi massa 84% nilai netto efisiensi exergi tertinggi $\eta_{II} = 59.8583\%$, pada fraksi massa 81% nilai netto efisiensi exergi tertinggi $\eta_{II} = 61.66114\%$, dan secara berurutan nilai tekanan optimasi 8.3 bar ; 8.1 bar ; 7.8 bar ; dan 7.4 bar merupakan nilai batas bawah pada tiap fraksi massa.

Analisis exergi pada sistem KCS 34 untuk kondisi lingkungan Indonesia telah dipaparkan, yang menjadi hal penting kembali adalah memberikan panduan dalam memilih dari komposisi fraksi massa dan tekanan optimasi yang optimal. Dari hasil analisis menunjukkan bahwa fraksi massa dan tekanan keluar turbin

dengan nilai daya dari generator dan efisiensi exergi η_H serta kondisi konsekuensi dari sistem yang diakibatkannya, maka fraksi massa fluida kerja, *ammonia-water*, 78% dan tekanan 7.4 bar memberikan nilai yang paling maksimal dalam menghasilkan daya output.

