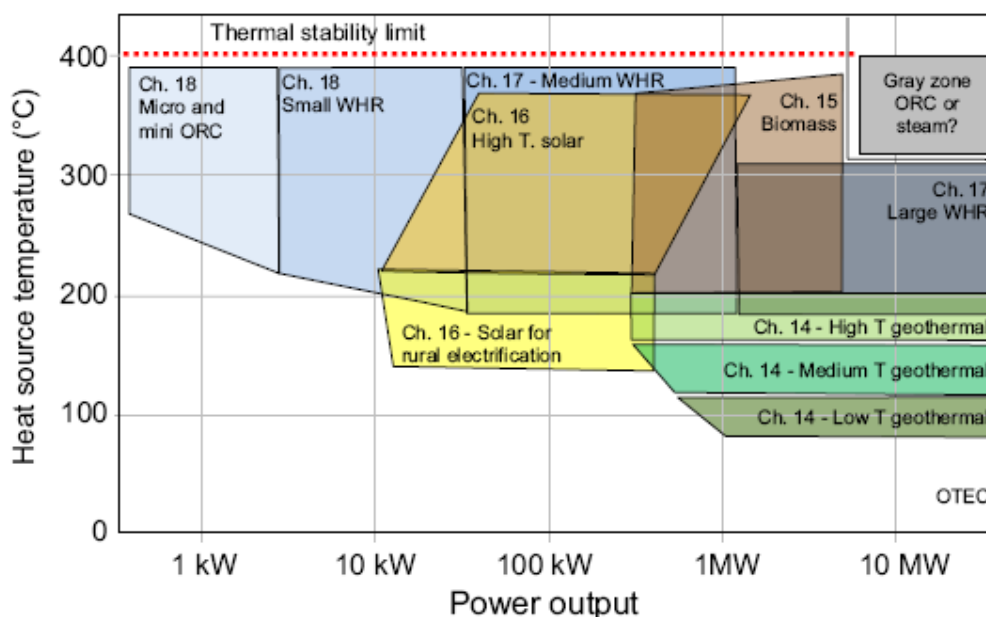


BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi Sistem Organic Rankine Cycle (ORC)

Sistem ORC adalah teknologi yang bisa merubah sumber panas yang tersedia dengan suhu rendah, sedang dan tinggi menjadi tenaga listrik dalam skala kecil untuk memanaskan fluida kerja menjadi *vapor*. Sumber panas tersebut bisa berupa sumber panas bumi, sumber panas dari *waste heat* (*buangan panas*) dari suatu proses industri, dan lainnya. Komponen utama dari pembangkit sistem ORC adalah *Heat exchanger* atau alat penukar panas, turbin dan generator, *condenser*, *feed pump*. Suatu proses ORC pada pengoperasiannya menggunakan fluida kerja yang memiliki titik didih rendah yang mengalir dalam sistem tertutup dimana fluida kerja menyerap panas dari sumber panas yang dialirkan dalam suatu alat penukar panas *heat exchanger* dan kemudian fluida kerja tersebut mengalami penguapan. Hasil uap atau *vapor* dari fluida kerja tersebut kemudian mengalir ke turbin dan mengalami ekspansi di turbin, dari proses ekspansi fluida kerja tersebut kemudian menghasilkan energi kinetik untuk memutar turbin dan selanjutnya memutar generator sehingga menghasilkan listrik.

Dalam gambar II.1 dijelaskan pemanfaatan teknologi sistem ORC pada berbagai sumber energi

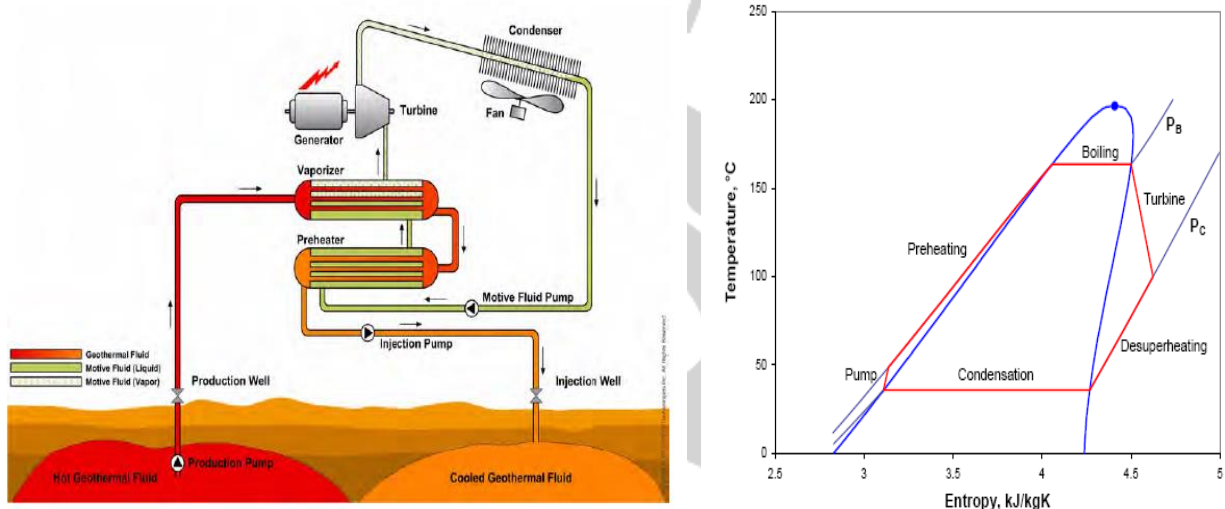


Gambar 2. 1 Aplikasi pemanfaatan teknologi ORC pada berbagai sumber panas dan daya listrik yang dihasilkan

2.2 Basic sistem Organic Rankine Cycle

Pada gambar 2.2 Siklus ORC adalah siklus tertutup, dimana *brine* di sisi *tube side vaporizer* dari sumber panas bumi tersebut kemudian memanaskan fluida kerja melalui *heat exchanger* dan fluida panas bumi (*brine*) yang sudah turun suhunya kemudian di alirkan ke sumur

reinjeksi. Didalam *heat exchanger* terdapat separator yang memisahkan *vapor* dan *liquid n-pentane*, *vapor* yang mencapai suhu saturasi tersebut kemudian masuk ke dalam *inlet* turbin dan mengalami ekspansi di turbin, dan dari proses ekspansi fluida kerja tersebut kemudian menghasilkan energi kinetik untuk memutar turbin dan selanjutnya memutar generator sehingga menghasilkan listrik. Uap dari fluida kerja yang keluar dari turbin kemudian menuju ke *condenser* dan selanjutnya fluida kerja yang mengalami penurunan suhu dipompakan menuju *Preheater* untuk dipanaskan kembali.



Gambar 2. 2 Tipe Organic Rankine Cycle & Diagram T-s ORC

Organic Rankine Cycle (ORC) menggunakan cairan organik yang disebut sebagai fluida kerja sekunder, dengan jumlah massa molekul yang tinggi dengan perubahan fasa *liquid-vapor*, atau titik didih terjadi pada suhu yang lebih rendah dari perubahan fasa *water-steam*. Pemilihan fluida kerja sangat penting dalam sistem ORC. Karakteristik termodinamika fluida kerja, melalui kurva uap jenuh (Gambar II.2. diagram T-s) memungkinkan penggunaan *brine* dengan suhu rendah dan *cooling* sistem dengan menggunakan udara sekitar atau air sebagai sumber pendinginnya, untuk mendinginkan fluida kerja dari sistem ORC (Spanish et al., 2014).

2.3 Siklus ORC

Secara general, siklus ORC dibagi menjadi beberapa konfigurasi :

2.3.1 Subcritical sistem

- Single Pressure level*: pada sistem ini konfigurasi ORC yang paling sederhana. Dimana fluida panas bumi, baik dalam fasa cair atau dalam dua fasa, mengalami pertukaran panas di *heat exchanger*, di mana fluida kerja diuapkan dan diumpankan ke turbin. Karena bentuk khas dari kurva pemanasan awal atau *preheating* dan kurva penguapan, sistem ini cocok untuk sumber daya dengan kandungan uap yang tinggi dan kemudian

digunakan dalam sistem ORC, artinya sebagian besar pertukaran panas berada pada suhu yang hampir konstan, atau perbedaan suhu yang rendah antara *inlet* dan *outlet* dari fluida panas bumi yang disirkulasi.

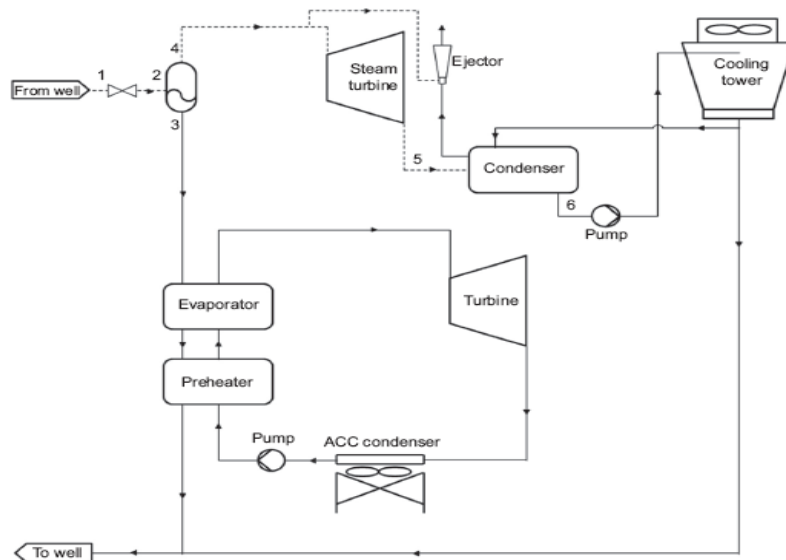
- b. *Double Pressure level*, pada sistem ini, terdiri dari dua "subsiklus", di mana fluida kerja diuapkan dan diumpankan ke turbin secara paralel pada tekanan yang berbeda, yaitu siklus tekanan tinggi dan siklus tekanan rendah. Biasanya, ditampilkan dengan dua turbin dengan konfigurasi secara bersamaan pada unit generator tunggal atau dengan dua generator. Fluida panas bumi, pada alat penukar panas (*heat exchanger*) dapat dipasang secara seri maupun paralel pada setiap siklus, tergantung pada optimalisasi dari konfigurasi untuk memanfaatkan sumber panas bumi yang diberikan. Pada pengembangan saat ini adalah konfigurasi turbin tunggal dua tingkat, dengan tipe turbine adalah *radial outflow turbine*, dan penggunaan *recuperator* tunggal, kondensor, pompa, dan *preheater*. Sistem ini, menunjukkan keuntungan dalam memaksimalkan potensi medium entalpi dari perbedaan suhu yang masih cukup tinggi diantara suhu yang masuk ke dalam ORC dan suhu yang keluar dari ORC.
- c. *Triple Pressure level*, adalah sistem tekanan tingkat tiga yang terdiri dari tiga subsiklus secara paralel, dengan filosofi yang sama untuk sistem tekanan dua tingkat dan siklus fluida kerja yang secara substansial dioperasikan secara paralel dan independen, sedangkan di sisi fluida panas bumi alirannya melalui alat penukar panas secara seri dan paralel sesuai dengan siklus yang paling sesuai dan optimal dengan sumber panas yang tersedia. Siklus tiga tingkat tekanan selalu berkinerja lebih baik dari yang lain, meskipun tidak signifikan bila dibandingkan dengan *dual pressure level*.

2.3.2 Supercritical

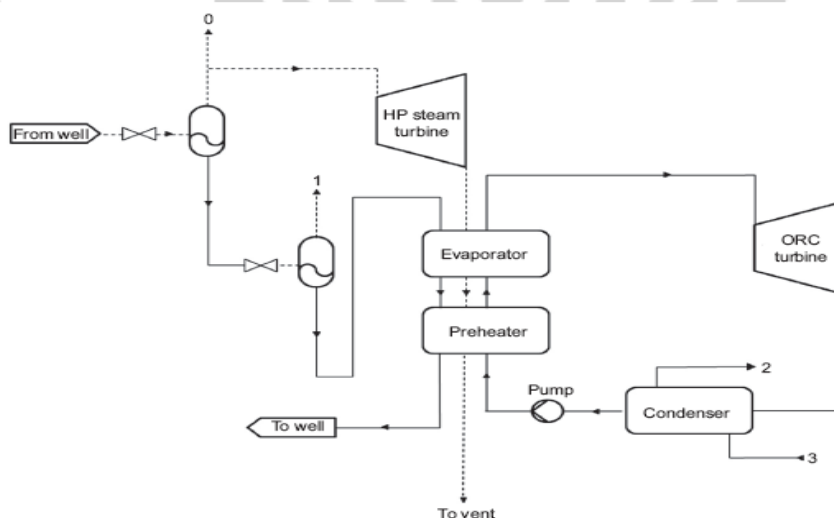
Ketika fluida kerja yang masuk ke turbin adalah fluida *supercritical*, tanpa melewati fase transisi seperti pada fase tradisional, siklus yang dihasilkan diberi nama superkritis. Siklus itu sebenarnya tidak sepenuhnya melewati titik kritis, karena tekanan dan suhu kondensasi biasanya di bawah titik kritis (kecuali jika CO₂ digunakan). Sistem superkritis adalah alternatif untuk siklus *dual pressure level* dan siklus *triple pressure level* untuk sumber panas dengan tingkat entalpi menengah, dan khususnya digunakan untuk *brine* dengan suhu reinjeksi yang rendah. Fluida kerja yang digunakan untuk siklus ini adalah R134a dan *propana*, karena titik kritis yang sangat rendah. Pada siklus ini yang sangat menarik adalah untuk memanfaatkan fluida panas bumi dengan perbedaan suhu yang tinggi antara *inlet* dan *outlet* yang keluar dari sistem ORC.

2.3.3 Bottoming dan combine cycle (konfigurasi gabungan)

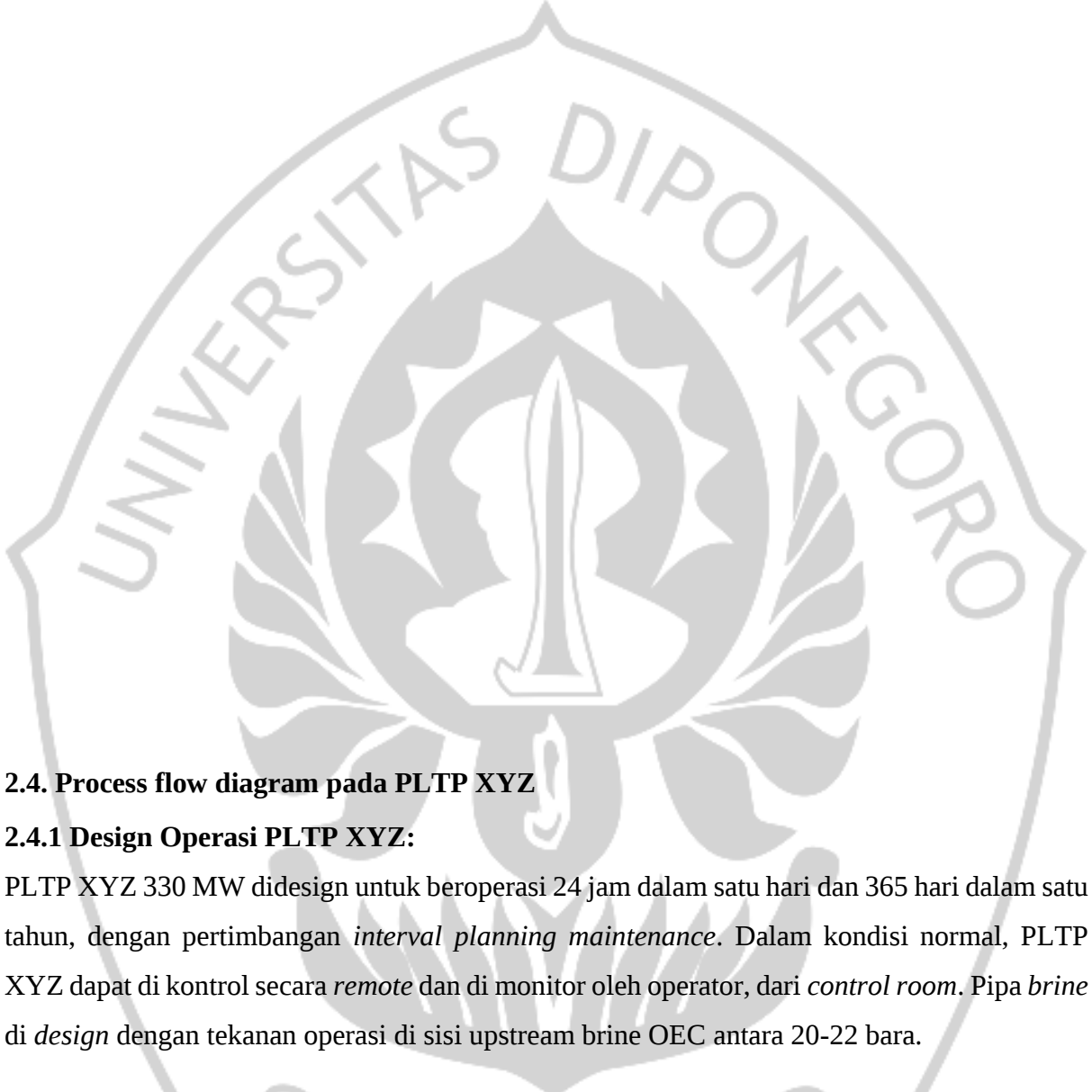
Sistem gabungan cocok untuk sumber daya dengan entalpi tinggi, dengan jumlah steam yang tinggi. Unit ORC biner dapat berjalan secara paralel dengan turbin uap, memanfaatkan aliran panas bumi setelah *separator*, atau secara seri, dan penambahan ORC dengan pemanfaatan uap yang berasal dari *backpressure* turbin (gambar. 4). Konfigurasi tersebut disebut sebagai konfigurasi "*bottoming*", di mana ORC mengeksploitasi panas yang terkandung dalam aliran brine setelah separator. Sedangkan konfigurasi *combine cycle* merupakan cara eksploitasi yang paling efisien dari pemanfaatan sumber daya dengan entalpi tinggi dan mempunyai kandungan gas yang tidak dapat terkondensasi dan tujuannya lainnya adalah untuk memaksimalkan daya keluaran bersamaan dengan pemasangan sistem ekstraksi NCG (gambar.5).



Gambar 2. 3 Flow diagram bottoming cycle



Gambar 2. 4 Combine cycle flow diagram



2.4. Process flow diagram pada PLTP XYZ

2.4.1 Design Operasi PLTP XYZ:

PLTP XYZ 330 MW didesign untuk beroperasi 24 jam dalam satu hari dan 365 hari dalam satu tahun, dengan pertimbangan *interval planning maintenance*. Dalam kondisi normal, PLTP XYZ dapat di kontrol secara *remote* dan di monitor oleh operator, dari *control room*. Pipa *brine* di *design* dengan tekanan operasi di sisi upstream brine OEC antara 20-22 bara.

PLTP XYZ, terdiri dari 4 sumur produksi dimana sumur produksi S-1, S-2 menuju sistem separasi A, dan S-3 dan S-4 menuju sistem separasi B. Fluida dua fasa dengan tekanan 20.7 bara, 214.1°C dan laju alir masing-masing 1447 ton/jam dari sumur produksi menuju sistem separasi A dan sistem separasi B. *Separator* dengan tipe *single centrifugal* di *design* untuk memisahkan *steam* dari fluida dua fasa tersebut. Dimana *steam/uap* yang keluar dari separator *outlet minimum* 99,95% *dry steam* atau uap kering. *Steam/uap* dari *Separator* dipisahkan dengan *brine*, dimana laju alir masing masing adalah 289.500 t/h *steam/uap* dan 1.157.500 t/h *brine*. Dari data tersebut, PLTP XYZ memiliki komposisi *brine* 80% atau *brine dominated*.

Laju alir sistem separasi A & sistem separasi B dengan total 579.000 menuju Steam Turbine Generator.

Brine yang sudah dipisahkan di *Separator* A dan B dengan laju alir 1.157.500 t/h menuju *Brine Accumulator* dan dipompakan oleh pompa *Brine Booster*. Pompa *Brine Booster* di *couple* dengan *motor electric* dan *Variable Frequency Drive* untuk menggerakkan pompa *Brine Booster* tersebut. Setiap sistem separasi (A dan B) dilengkapi dengan 3x65% pompa *brine booster*. Dalam kondisi normal, 2 dari 3 pompa tersebut akan beroperasi. Jika *brine* di *accumulator* dalam *level* rendah, maka 1 (satu) pompa akan beroperasi sesuai dengan kebutuhan operasional. Pompa yang *standby* diisolasi dan di *drain* untuk mencegah pembentukan silika. Bila level tinggi di *brine accumulator* dan tidak dapat dipompakan secara keseluruhan karena kapasitas *brine* yang naik, maka sistem *dumping brine* akan bekerja, dimana *control valve* akan terbuka, dan *brine* akan dialirkan dan dibuang ke *pond*.

PLTP XYZ dilengkapi dengan *steam scrubbing* sistem yang digunakan untuk menjaga steam agar tidak menjadi *superheat* dan partikulat terlarut menjadi garam dan dipisahkan di *purifier* sebelum masuk ke Turbin. Di *steam purifier*, proses pemisahan terjadi dimana air dipisahkan dari uap sehingga tidak masuk ke Turbin. *Steam purifier* didesain *double pocket chevron vane* untuk memproteksi turbin dari hantaman kondensat ketika terjadi penyumbatan pada kondensat trap. *Steam purifier* didesain untuk menangkap 99.89% partikel atau droplet berukuran lebih besar dari 10 mikron.

Setelah *steam* atau uap dipisahkan di *steam purifier*, kemudian masuk ke *inlet Steam Turbine* dengan tipe *back pressure* turbin dan *exhaust steam* akan dijaga di atas tekanan atmosferik (1.3 bara). *Steam Turbin* dilengkapi dengan *governor* sistem, *lube oil*, kondensate sistem, *gland steam* and *cooling* sistem.

PLTP XYZ dilengkapi dengan *STG bypass* sistem, dimana dilengkapi dengan 2x50% *control valve*, *orifice* dan *desuperheater*. *Bypass control valve* ini akan mengatur tekanan di pipa *HP steam*. Jika *STG Turbin trip* atau mati, maka *control valve* akan terbuka merespon secara cepat dan *HP vent valve* akan terbuka dan akan di buang ke *HP muffler* secara temporer. *Desuperheater* akan mengontrol suhu *steam* di *downstream* di atas suhu saturasi di sisi *LP steam*. *Steam* akan masuk ke 4 unit OEC bottoming, dan akan tetap runing meskipun *STG* dalam keadaan trip atau mati.

Pada PLTP XYZ *Brine PH Modification* adalah suatu sistem yang digunakan dengan mencampurkan H_2SO_4 pada sistem *condensate* dan kemudian diinjeksikan ke *brine* sebelum

masuk ke sistem ORC brine. Sistem ini dipakai untuk mengurangi penggumpalan silika dan garam di ORC vaporizer. PH akan diatur di sisi *upstream brine ORC* dan pompa *acid injection* akan di atur dan di *adjust* untuk mengontrol PH di *brine* pada range PH 4.5 -5.

Exhaust steam dengan tekanan dijaga diatas 1.3 bara dialirkan ke 4 unit ORC *bottoming* yang di kontrol melalui sistem DCS (*distribute control system*). Sedangkan *brine* dari *accumulator* dialirkan ke 2 unit ORC *brine*.

Reinjection pipeline sepanjang 2 km digunakan untuk mengalirkan kondensate dari sistem *auxiliary Steam Turbine, ORC bottoming dan ORC brine*

2.4.2 Mode Operasi

PLTP XYZ didesign dengan *mode operasi* sebagai berikut:

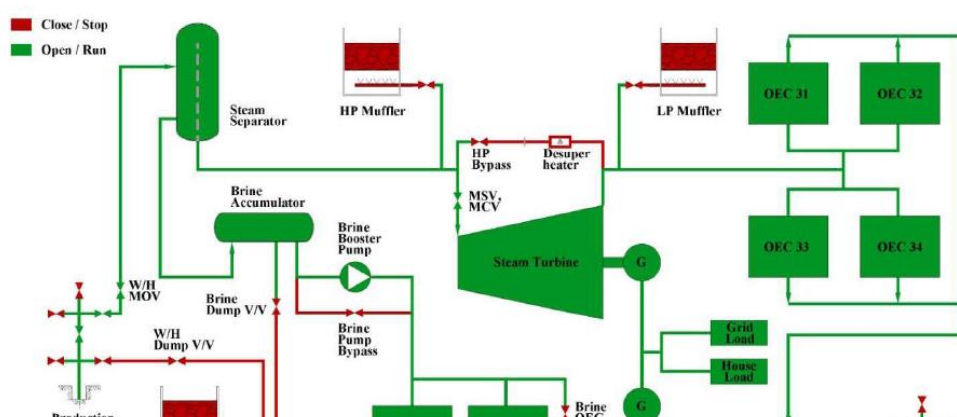
Tabel 2. 1 Mode Operasi

Mode Operasi	Plant Net Output	STG	Bottoming OEC	Brine OEC
Normal MCR	105.4	On	4 On	2 On
STG bypass	46.9	Off	4 On	2 On
Bottoming OEC Outage	102.9	On	3 On	2 On
Brine OEC Outage	94.1	On	4 On	1 On
Two Brine OEC Outage	81.9	On	On	Off
Island/ House Load STG Available		On	Heat Removal	Heat Removal
Island/ House Load STG non Available		Off	All Off	All Off

2.4.2 a Normal Operasi

Pada normal operasi, PLTP XYZ menghasilkan energi listrik dari :

1. STG dengan *full output*
2. 4 *Bottoming ORC* dengan *full output*
3. 2 *Brine ORC* dengan *full output*
4. *Brine Muffler, brine bypass, HP muffler, LP muffler* dalam keadaan tertutup.

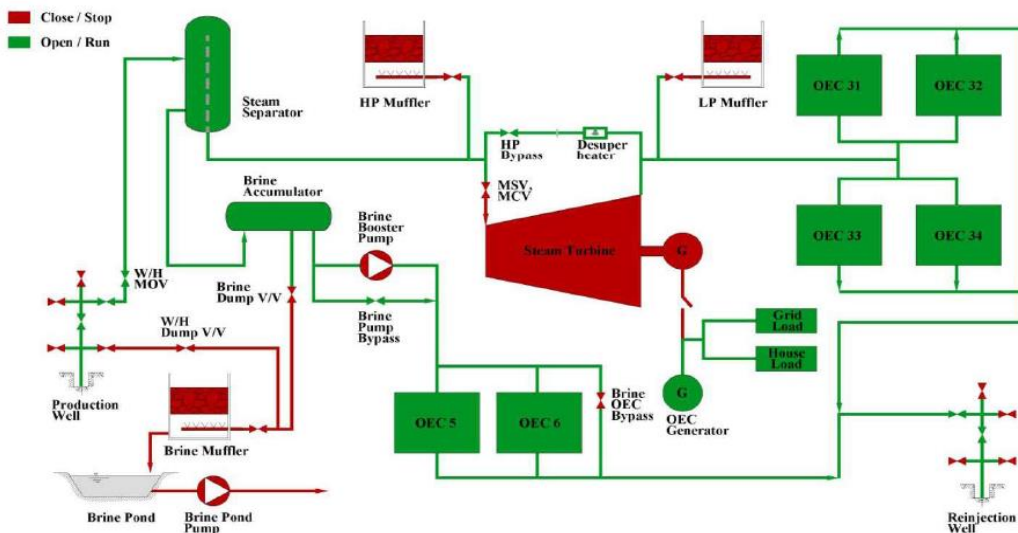


Gambar 2. 5 Mode Operasi Normal

2.4.2.b Mode operasi STG bypass

Pada mode operasi *STG bypass*, energi listrik dihasilkan dengan kondisi sebagai berikut:

1. STG dalam keadaan *trip* atau mati
2. 4 unit *bottoming ORC running*, output 115% NCR
3. 2 unit ORC *brine running*
4. *Brine muffler*, *brine bypass*, *HP muffler* dan *LP muffler* dalam keadaan tertutup.
5. *HP bypass open* untuk mengontrol tekanan *HP steam*
6. *Desuperheater* mengontrol suhu



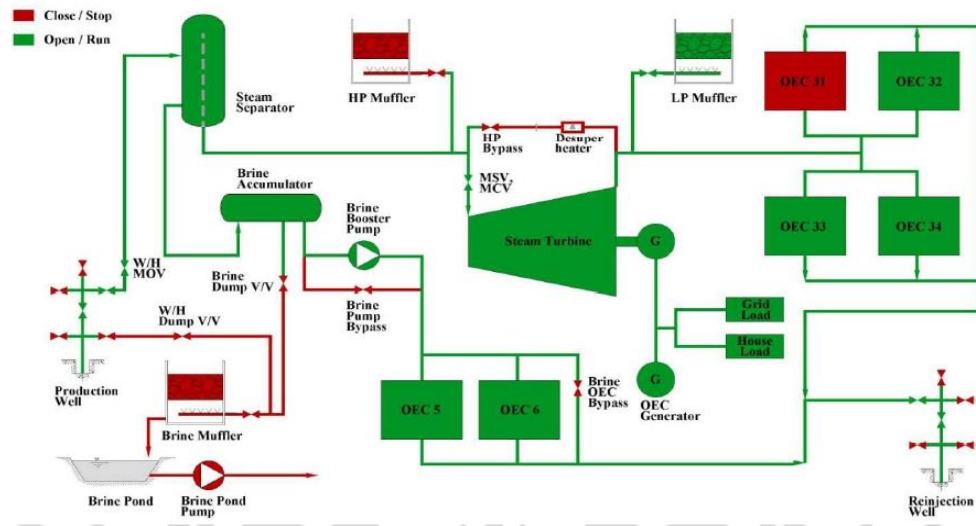
Gambar 2. 6 Mode Operasi STG bypass

2.4.2.c Mode Operasi Outage ORC bottoming

Pada mode operasi *Outage ORC bottoming*, energi listrik dihasilkan dengan kondisi sebagai berikut:

1. STG *full output*

2. 3 unit *bottoming ORC running*, output 115% NCR, dan 1 unit *ORC bottoming trip* atau mati
3. 2 unit *ORC brine running*
4. *Brine muffler*, *brine bypass*, *HP muffler* dan *LP muffler* dalam keadaan tertutup.

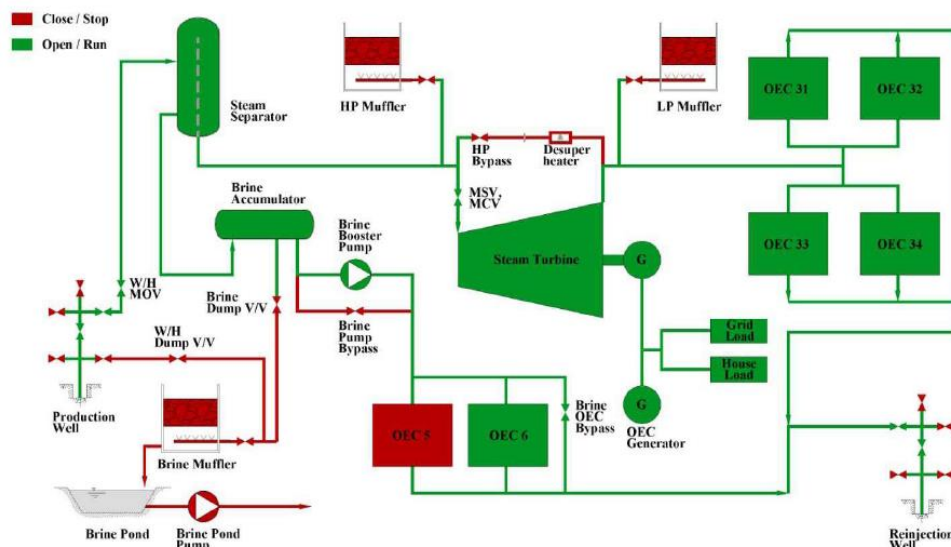


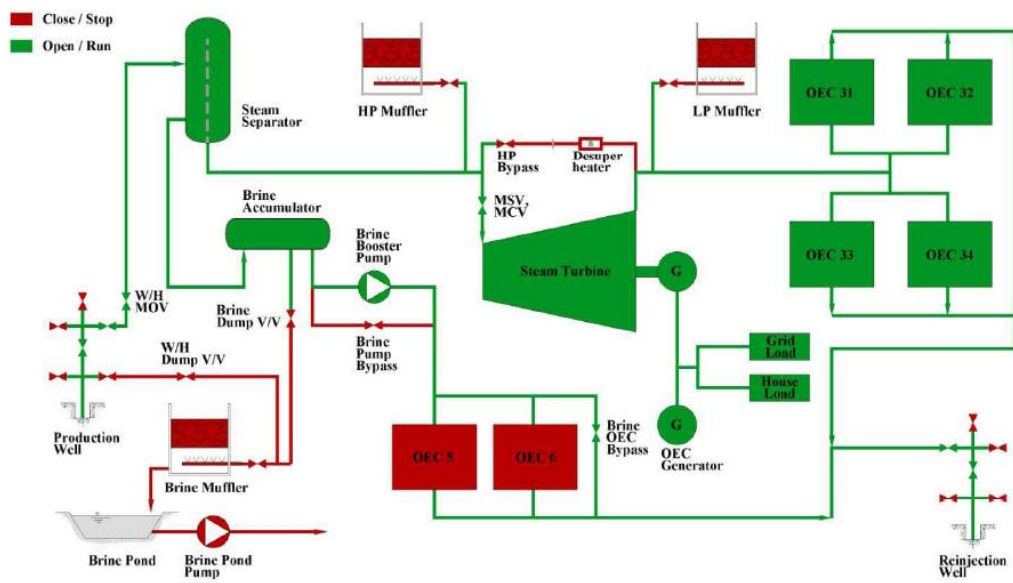
Gambar 2. 7 Mode Operasi Outage ORC bottoming

2.4.2.c Mode Operasi *Outage ORC brine*

Pada mode operasi *Outage ORC brine*, energi listrik dihasilkan dengan kondisi sebagai berikut:

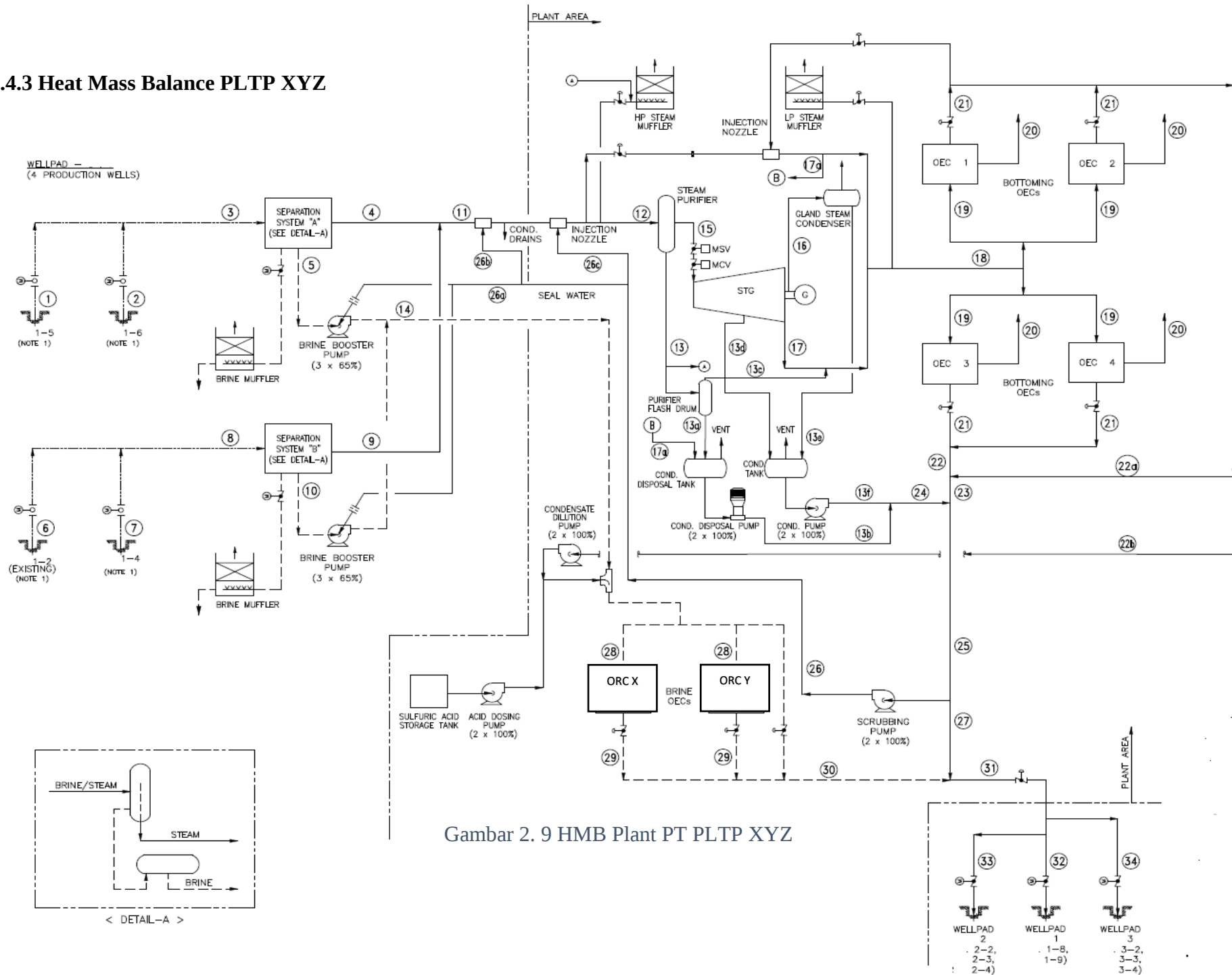
1. STG *full output*
2. 4 unit *bottoming ORC running*, *full output*
3. 1 unit *ORC brine running* (103%) dan 1 atau 2 unit *ORC brine trip* atau mati
4. *Brine muffler*, *brine bypass*, *HP muffler* dan *LP muffler* dalam keadaan tertutup
5. *Brine ORC bypass open* controlling *brine ORC upstream pressure* maksimum 22 bara.





Gambar 2. 8 Mode Operasi Outage ORC brine

2.4.3 Heat Mass Balance PLTP XYZ



Gambar 2. 9 HMB Plant PT PLTP XYZ

Tabel 2. 2 Heat Mass Balance PLTP XYZ

Point	Unit	1	2	3	4	5	6	7	8
Fluid		Wellhead Outlet Prod 1-5	Wellhead Outlet Prod 1-6	Two Phase inlet to Separation System A	Steam outlet from Separation System A	Brine outlet from Separation System A	Wellhead Outlet Prod 1-2	Wellhead Outlet Prod 1-4	Two Phase inlet to Separation System B
Steam (including NCG)	t/hr	126	126	251.9	289.5		102.1	125.6	227.8
Brine	t/hr	597.6	597.6	1195.1		1157.5	621.4	597.9	1219.3
Condensate	t/hr								
Total	t/hr	723.5	723.5	1447	289.5	1157.5	723.5	723.5	1447
Suhu	°C	226.1	226.1	214.1	212.9	212.9	240.9	226.3	214.1
Tekanan	Bara	26	26	20.7	20.4	20.4	34	26.1	20.7
Lokasi		Well pad Prod	Well pad Prod	Well pad Prod	Well pad Prod	Well pad Prod	Well pad Prod	Well pad Prod	Well pad Prod

Point	Unit	9	10	11	12	13	13a	13b
Fluid		Steam outlet from Separation System B	Brine outlet from Separation System A	Steam Flow 1 Pad to Plant	Steam Flow from Injection Nozzle to purifier	Condensate Outlet From Cond Disposal Pump	Condensate Outlet From Flash Drum to disposal tank	Condensate Outlet From Cond disposal pump
Steam (including NCG)	t/hr	289.5		579	582			
Brine	t/hr		1157.5					
Condensate	t/hr					3	2.9	19.9
Total	t/hr	289.5	1157.5	579	582	3	2.9	19.9
Suhu	°C	212.9	212.9	212.9	210.8	126.1	107.1	90.1
Tekanan	Bara	20.4	20.4	20.4	19.6	2.4	1.3	31.3
Lokasi		Well pad Prod	Well pad Prod	Well pad Prod	Steam Turbine Area	Steam Turbine Area	Steam Turbine Area	Steam Turbine Area

Point	Unit	13c	13d	13e	13f	14	15	16
Fluid		LP steam outlet from purifier flash drum	Condensate Outlet from STG casing	Condensate Outlet from GSC	Condensate Outlet from STG Condensate Pump	Brine Flow from 1 Pad to Plant	Steam Flow at STG Inlet	Gland Seal steam/ NCG from STG
Steam (including NCG)	t/hr	0.1					579	4.88/0.13
Brine	t/hr					2315.1		
Condensate	t/hr		3.8	3.4	7.2	5.8		
Total	t/hr	0.1	3.8	3.4	7.2	2320.9	579	5.01
Suhu	°C	107.1	107.1		90.2	212.9	210.5	-
Tekanan	Bara	1.3	1.3		31.3	28.4	19.5	-
Lokasi		Steam Turbine Area	Steam Turbine	Steam Turbine	Steam Turbine	Well Pad	Steam Turbine	Steam Turbine

Point	Unit	17	18	19	20	21	22	23
Fluid		LP steam outlet from STG	LP steam inlet to bottoming ORC 1/2/3/4	LP Steam Inlet to each Bottoming ORC	Steam/NCG discharge from Each bottoming ORC	Condensate outlet from each bottoming ORC	Condensate from ORC 3,4	Condensate from ORC 1/2/3/4 to reinjection
Steam (including NCG)	t/hr	570.2	570.3	138.3	2.79/3.87			
Brine	t/hr							
Condensate	t/hr		17			131.7	263.3	451.7
Total	t/hr	570.2	553.3	138.3	6.7	131.7	263.3	451.7
Suhu	°C	106.7	105.	105	91.6	80	80	80
Tekanan	Bara	1.3	1.2	1.2	31.3	20	20	20
Lokasi		Steam Turbine	ORC 1/2/3/4	ORC 1/2/3/4	ORC 1/2/3/4	ORC 1/2/3/4	ORC 3/4	ORC 1/2/3/4

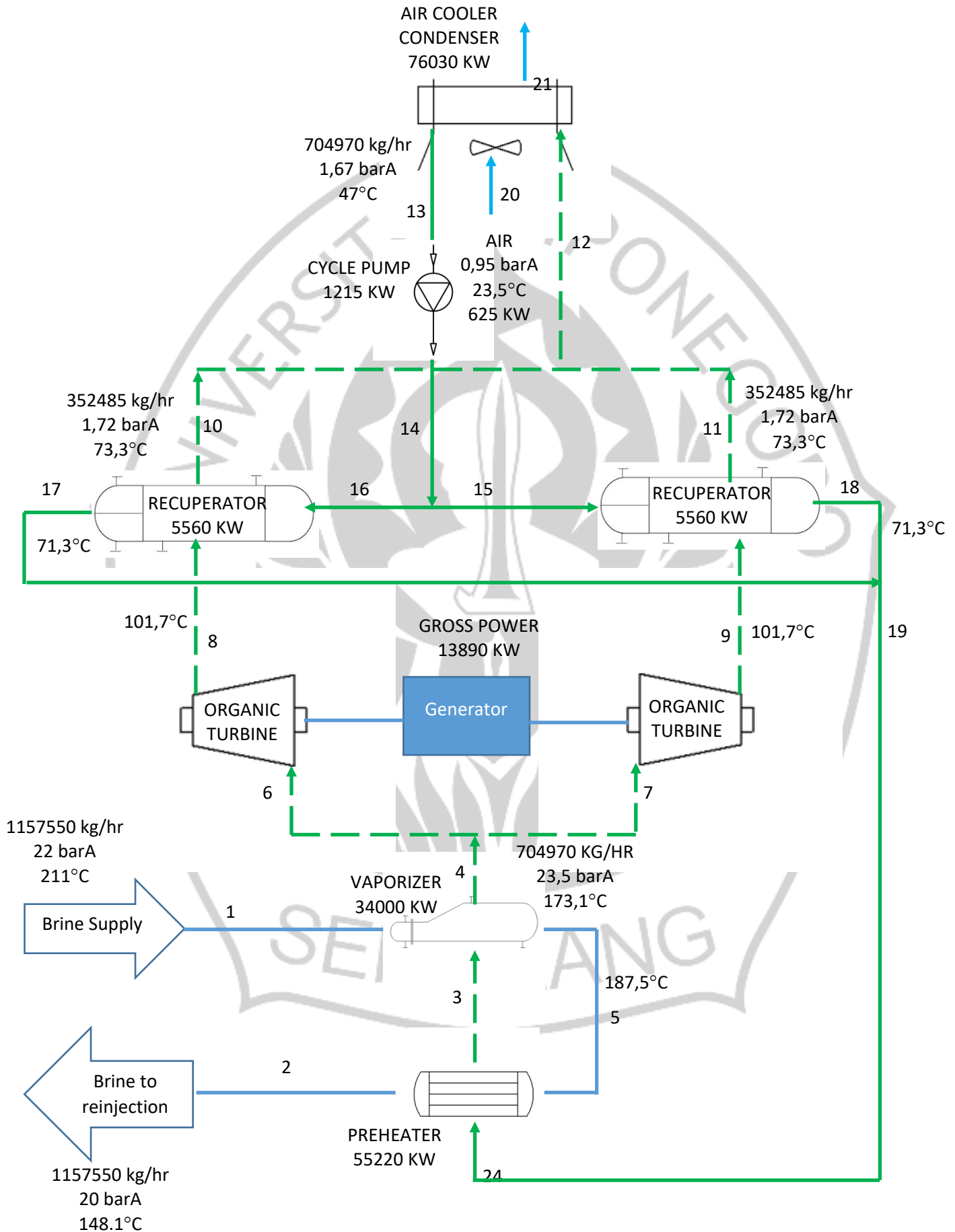
Point	Unit	24	25	26	26a	26b	26c	27
Fluid		Condensate from Condensate tank to reinjection	Condensate discharge from bottoming ORC to reinjection well	Condensate to scrubbing system	Condensate to brine booster seal system	Condensate to injection nozzle gathering system	Condensate to injection nozzle purifier	Condensate discharge from bottoming ORC to reinjection well
Steam (including NCG)	t/hr							
Brine	t/hr							
Condensate	t/hr	27.1	478.7	8.8	5.8	0.5	2.5	469.9
Total	t/hr	27.1	478.7	8.8	5.8	0.5	2.5	469.9
Suhu	°C	90	80	80	80	80	80	80
Tekanan	Bara	31.3	20	27	26	26	26	20
Lokasi		Plant area	Plant area	Plant area	Well pad	Well pad	Well pad	Well pad

Point	Unit	28	29	30	31	32	33	34
Fluid		Brine inlet to each brine ORC	Brine outlet from each brine ORC	Condensate brine ORC XY to mixing with condensate	Total brine & Condensate mixture discharge from plant to reinjection well	Total brine & Condensate mixture discharge from plant to reinjection well 1- 8 & 1-9	Total brine & Condensate mixture discharge from plant to reinjection well 2-2/2- 3/2-4	Total brine & Condensate mixture discharge from plant to reinjection well 2- 2/2-3/2-4
Steam (including NCG)	t/hr							
Brine	t/hr	1.157.5	1.157.5	2315				
Condensate	t/hr				2865.8	387	1077.8	1401
Total	t/hr	1.157.5	1.157.5	2315	2865.8	387	1077.8	1401
Suhu	°C	211	148.1	148.1	135.1	135.1	135.1	133.1
Tekanan	Bara	22	20	20	19	19	14.8	14.7
Lokasi		ORC Brine X & Y	ORC Brine X & Y	ORC Brine X & Y	Plant area	Reinjection well	Reinjection well	Reinjection Well

Sistem pembangkit *Organic Rankine Cycle* yang dipakai di PLTP XYZ adalah sistem *combine cycle* dimana *exhaust steam* yang keluar dari *backpressure* turbin dimanfaatkan kembali untuk menggerakkan sistem *bottoming* ORC. Sedangkan dari *brine* sebagai cairan dari fluida panas bumi dimanfaatkan untuk menggerakkan sistem ORC *binary*. Fluida kerja yang dipakai adalah *n-pentane*.

2.4.4 ORC binary

Pada sistem ORC *binary*, *geofluid* atau *brine* yang sudah dipisahkan dari sistem *separation* kemudian mengalir menuju *brine gathering* sistem untuk di *control* nilai PH. Dari *brine gathering* sistem tersebut kemudian mengalir dan menuju unit *brine* ORC. Terdapat dua unit *Brine* ORC dengan masing masing kapasitas 13,8 MW. Pada sistem *brine* ORC, terdapat beberapa komponen dari unit ORC, dimana dibagi menjadi beberapa komponen utama yaitu : *heat exchanger* (*Vaporizer Preheater* dan *Recuperator*), *Air cooler condenser*, Turbin dan Generator dan *Feed Pump*.



Gambar 2. 10 Flow diagram Brine ORC di PLTP XYZ

2.4.5 Komponen dari Organic Rankine Cycle Binary unit

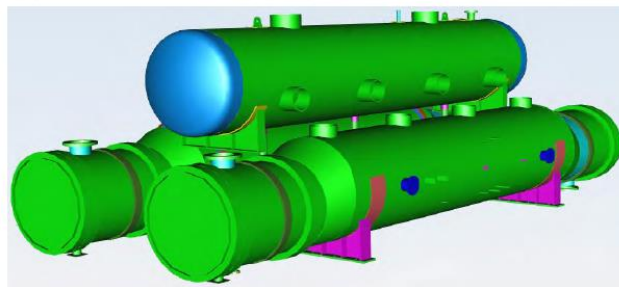
2.4.5.1. Heat Exchanger (Vaporizer dan Separator)

a. Vaporizer dan separator

Vaporizer adalah salah satu komponen utama dari sistem ORC. Tipe vaporizer adalah tipe ketel *horizontal* dengan desain *multi chamber*, dengan di lengkapi *tube side* dan *shell side*. Sisi *tube side* dilengkapi dengan *baffle* sepanjang *vaporizer*. Sisi *tube* adalah bagian yang berekspansi, dan fluida kerja pada sisi *shell side* dipanaskan oleh *brine* sebagai sumber panas disisi *tube side*. *Saturated vapor* dari fluida kerja tersebut keluar dari *outlet Vaporizer* dimana *vapor* kemudian melalui *separator* yang berfungsi memisahkan dengan droplet (tetesan) fluida kerja. *Vaporizer* dilengkapi *relief valve* berfungsi untuk membuang tekanan ketika terjadi *overpressure*.

Deskripsi Unit *Vaporizer* :

Jumlah	: 1
Surface Area (gross/eff)	: 1059,5/1026,7
Fluid Quantity	: 704.970 kg/hr (<i>n-pentane</i>), 1.157.550 kg/hr (<i>brine</i>)
Tube No/OD/Length	: 1210/ 25,4/ 10,973 mm
Transfer Rate, service	: 1,471.8/ <i>clean</i> 2,535 W/Sq.m. °C

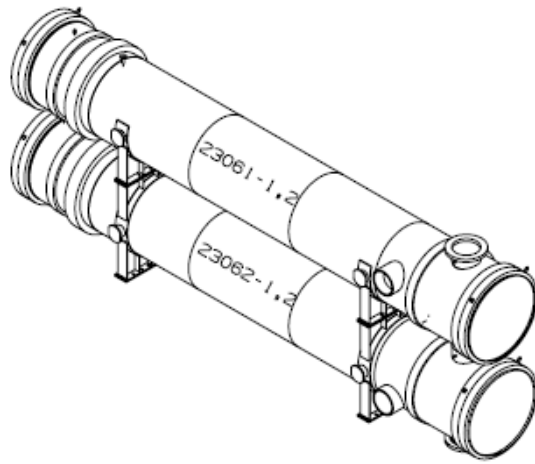


Gambar 2. 11 Vaporizer dan separator

b. Preheater

Didalam *Preheater* proses *preheat* terjadi, dimana sebelumnya proses *preheating* atau kenaikan suhu pertama terjadi di *recuperator* setelah keluar dari *condenser* dimana *subcooling* fluida kerja dipompakan. *Preheater* di lengkapi dengan *tube side* dan *shell side*. Sisi *tube* adalah bagian yang berekspansi yang di las dan diplate di sepanjang diameter *tube sheet*. Di dalam *Preheater* terdapat fluida kerja disisi *shell side* dan *brine* sebagai sumber panas berada di sisi *tube side Preheater*. Fluida kerja dari *Recuperator* masuk ke *inlet Preheater* dan keluar melalui *outlet Preheater* menuju *vaporizer*.

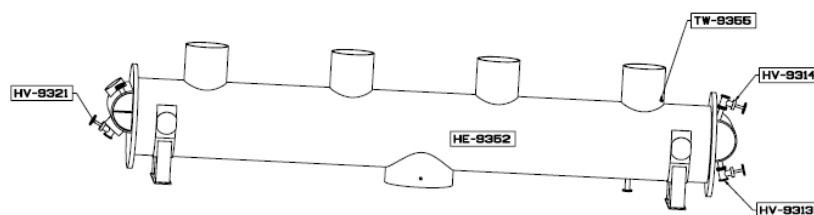
Deskripsi Unit <i>Preheater</i>	:	
Jumlah	:	2
Surface Area (gross/eff)	:	1218.8/1196.2
Fluid Quantity	:	704,970 kg/hr (<i>n-pentane</i>), 1.157.550 kg/hr (<i>brine</i>)
Tube No/OD/Length	:	696/ 25,4/ 10,973 mm
Transfer Rate, service	:	1,165.7/ clean 1,791 W/Sq.m. °C



Gambar 2. 12 *Preheater*

c. *Recuperator*

Di dalam *recuperator vapor* fluida kerja masuk ke sisi *shell side* yang berasal dari *exhaust* turbin, sedangkan di *tube side* adalah fluida kerja yang berasal dari *condenser*. Suhu di sisi *shell side Recuperator* dari *exhaust* turbin diturunkan sebelum menuju ke *condenser* sedangkan disisi *tube side* dengan suhu yang lebih rendah kemudian menuju ke *Preheater* untuk dipanaskan dan selanjutnya menuju *Vaporizer*.



Gambar 2. 13 Recuperator

Deskripsi Unit *Recuperator* :

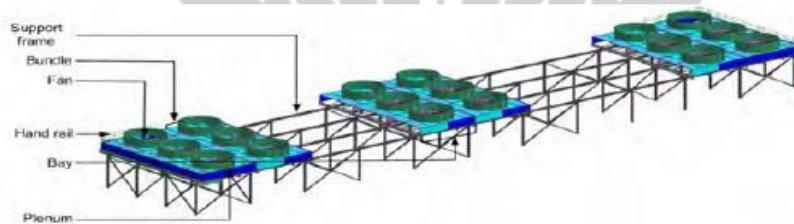
Jumlah : 2
Surface Area (gross/eff) : 3007/2950
Fluid Quantity : 704,970 kg/hr (*pentane*)
Tube No/OD/Length : 538/ 25,4/ 10,516 mm
Transfer Rate, service : 143.8/ *clean* 188.4 W/Sq.m. °C

d. Air Cooler Condenser

Condenser berfungsi untuk merubah *vapor* dari *exhaust* turbin menjadi *liquid*. *Vapor* di kumpulkan di sisi *diffuser* dan kemudian didinginkan. Tipe *condenser* adalah ACHE tipe *horizontal*, dilengkapi dengan *Fan* dan *Electric motor* untuk pendingin. Di dalam *Condenser* dari fluida kerja kemudian didinginkan menjadi *liquid*.

Deskripsi Fan :

Jumlah Fan : 42 Fan
Required Volume : 245455 ACFM
Fan Diameter : 4877 mm
Rotor Shaft Power : 15,2 kW



Gambar 2. 14 ACHE Organic Rankine Cycle

2.4.5.2 Turbine Generator

Komponen ORC lainnya adalah Turbin Generator termasuk di dalamnya *Auxilliary system* sebagai peralatan pendukung dari Turbin Generator tersebut. Fluida kerja dengan tekanan tinggi akan memutar *Rotor Shaft* Turbin dan kemudian akan memutar Generator untuk selanjutnya sampai menghasilkan listrik. Tipe Turbin yang dipakai adalah *Axial Multistage Impulse Turbine*. Turbin terdiri dari Turbin *wheel* dimana fluida kerja yang memiliki tekanan tinggi masuk ke dalam *Wheel* tersebut dan memutar *Rotor Shaft* Turbine, kemudian *vapor* keluar melalui turbin *exhaust*.

Spesifikasi Turbine :

1. *Rated speed* : 1500 rpm
2. *Rated Power* : 8498 kW (2 unit masing masing ORC)
3. Tipe Turbin : *Horizontal*, Model 1500
4. *Casing Split* : *Vertical*
5. Jumlah Stage : 3
6. *End Seal* : Double Mechanical Seal

Spesifikasi Generator :

1. Model Generator : DG165ZC-04
2. *Speed* : 1500
3. *Rated Voltage* : 11000 Volt
4. *Rated Output* : 21875 kVA di pf 0.80

2.4.5.3 Pompa Feed Pump

Pompa yang dipakai untuk memompa fluida kerja *n-pentane* dari *Condenser* yang sudah didinginkan dan berbentuk *liquid* dan di pompakan ke *Recuperator* selanjutnya menuju *Preheater* untuk dipanaskan. Pompa yang dipakai adalah tipe *multistage pump* yang dicouple dengan *motor electric*.

Spesifikasi Pompa :

1. *Head Type* : VC, VTP
2. *Bowl Model* : 14JKH
3. *No. Stage* : 19
4. *Pump Head* : 1502 FT
5. *Capacity* : 1443.5 GPM

6. *Impeller Type* : Enclose
7. *Manufacturer* : Weir, Flow Pump

Spesifikasi Motor :

1. *Manufacturer* : WEG
2. *Enclosure* : TEFC
3. *Type* : VSS
4. *HP* : 355 kW
5. *RPM* : 1490
6. *Phase/F/V* : 3/50/400
7. *Frame No.* : 355M/L

2.5 Analisis Energi, Entropi dan Exergy pada sistem Organic Rankine Cycle

2.5.1 Konsep Energi

Konsep Energi diperkenalkan pertama kali oleh *Newton* ketika melakukan hipotesa energi kinetik dan energi potensial. Manifestasi energi dapat menjadi berbagai bentuk, dimana energi bisa berubah bentuk. Hal ini dijelaskan dalam hukum pertama termodinamika, dimana dijelaskan bahwa energi dapat berubah bentuk, tidak dapat diciptakan dan dimusnahkan. Untuk kontrol massa, interaksi energi dalam suatu sistem dapat dibagi menjadi, dQ sebagai jumlah panas, dan dW sebagai jumlah kerja dan dE sebagai perubahan total internal energi, sehingga hukum pertama termodinamika pada kontrol massa dapat dituliskan sebagai berikut:

$$dQ = dE + dW \quad (2.1)$$

dimana integrasi persamaan (1) dari keadaan awal (a) ke keadaan akhir (b) dapat dituliskan sebagai berikut:

$$Q_{1-2} = E_2 - E_1 + W_{1-2} \text{ atau } E_2 - E_1 = Q_{1-2} - W_{1-2} \quad (2.2)$$

Dimana E adalah total internal energi, energi kinetik dan energi potensial, atau dapat dituliskan sebagai berikut :

$$E = U + KE + PE \quad (2.3)$$

Dimana nilai konstanta gravitasi adalah konstan, maka nilai E dapat dituliskan sebagai berikut:

$$E_2 - E_1 = U_2 - U_1 + m (V_2^2 - V_1^2)/2 + mg (Z_2 - Z_1) \quad (2.4)$$

Dimana m adalah jumlah masa, V adalah kecepatan dan Z adalah elevasi.

Berdasarkan penjelasan di atas hukum pertama termodinamika pada kontrol volume dapat dituliskan sebagai berikut:

$$Q_{CV} = E_{CV} + W_{CV} + \sum m_e h_e - \sum m_i h_i \quad (2.5)$$

dimana : (e= exit atau keluar, i=input atau masuk)

: h adalah *total specific* energi atau sama dengan jumlah *total specific* enthalpi, energi kinetik dan energi potensial

2.5.2 Konsep dasar Entropi

Entropi sebagai bagian dari hukum kedua termodinamika, adalah properti dari termodinamika yang merupakan jumlah ukuran ketidakteraturan molekular dalam suatu sistem. Suatu sistem memiliki entropi atau jumlah ukuran ketidakteraturan yang tinggi contohnya gas bersuhu tinggi akan memiliki nilai entropi yang tinggi dan sebaliknya bila suhunya lebih rendah akan memiliki entropi yang lebih rendah. Nilai spesifik entropi biasanya tercantum dalam tabel termodinamika bersama dengan data properti lainnya (volume spesifik, energi internal spesifik, entalpi spesifik). Ketika kita menggunakan energi, dengan kuantitas energi yang konstan, terjadi penurunan kualitas energi. Pada penurunan kualitas energi terjadi kenaikan entropi. Pada observasi empiris, terjadi kenaikan entropi dalam suatu proses yang nyata sebagai bagian dari hukum kedua termodinamika.

Entropi berdasarkan hukum kedua termodinamika:

1. Entropi suatu sistem adalah ukuran ketidakteraturan molekular internalnya
2. Suatu sistem hanya dapat menghasilkan dan bukan menghancurkan entropi
3. Entropi suatu sistem dapat ditingkatkan atau diturunkan dengan transfer energi

Panas dan kerja merupakan mekanisme perpindahan energi, dapat menyebabkan perubahan energi internal dengan transfer energi. Usaha atau kerja dilakukan oleh suatu gaya yang bekerja pada jarak tertentu. Panas memerlukan perbedaan suhu untuk perpindahannya. Definisi panas dapat diperluas dengan mencakup energi yang tersimpan dalam gas panas sebagai energi kinetik dari molekul yang bergerak secara acak. Uraian ini membantu menjelaskan aliran panas secara spontan

dari suhu panas menjadi lebih dingin. Konsep gerak acak dapat diterjemahkan ke dalam pengertian keteraturan dan ketidakteraturan, serta petunjuk hubungan antara keteraturan, ketidakteraturan, dan probabilitas. Perpindahan energi yang berhubungan dengan suatu sistem dapat menyebabkan perubahan pada keadaan suatu sistem dari keadaan yang probabilitasnya rendah ke keadaan yang probabilitasnya lebih tinggi. Karena keadaan yang tidak teratur lebih mungkin terjadi daripada keadaan yang teratur, maka secara alami, arah perubahan keadaan suatu sistem adalah dari keteraturan ke ketidakteraturan. Entropi adalah ukuran keteraturan yang membantu menjelaskan secara alami, arah transfer energi dan konversi energi. Entropi suatu sistem pada keadaan tertentu bergantung pada probabilitasnya. Dengan demikian hukum kedua termodinamika dapat dinyatakan lebih luas dalam hal entropi dengan cara berikut:

“Dalam setiap transfer atau konversi energi dalam sistem tertutup, entropi sistem meningkat. Konsekuensinya dari hukum kedua dapat dinyatakan sebagai (1) arah transfer atau konversi energi yang spontan atau alami dengan peningkatan entropi atau (2) semua transfer atau konversi energi terjadi pada kondisi *irreversible*”.

Penafsiran hukum kedua termodinamika yang lebih luas ini menunjukkan bahwa ‘konservasi energi’ yang sebenarnya harus mempertimbangkan konservasi energi baik kuantitas maupun kualitas energi. Untuk efisiensi termodinamika yang tinggi, transfer atau konversi energi harus diatur, sehingga perubahan entropinya minimum.

Hukum kedua termodinamika, dapat disimpulkan dari dua pernyataan:

1. Pernyataan *Clausius*: Tidak mungkin kalor berpindah dengan sendirinya atau secara spontan dari reservoir yang bersuhu lebih rendah ke reservoir yang bersuhu lebih tinggi. Artinya, perpindahan panas hanya dapat terjadi secara spontan dengan adanya penurunan suhu. Contoh, kita tidak dapat membuat lemari es beroperasi tanpa adanya usaha atau kerja yang dimasukkan ke lemari es tersebut.
2. Pernyataan *Kelvin – Planck*: Tidak mungkin suatu sistem yang menerima sejumlah panas dan kemudian akan menghasilkan kerja dengan jumlah yang sama. Mesin kalor tidak dapat mempunyai efisiensi termal 100%.

Pertidaksamaan Clausius tentang hukum kedua termodinamika, yang melibatkan entropi secara matematis adalah:

$$\int \frac{dQ}{dT} \leq 0 \quad (2.6)$$

Persamaan (2.6) dapat di tuliskan

$$S_{\text{gen}} = - \int \frac{dQ}{dT}, \quad (2.7)$$

dimana nilai negatif diartikan energi panas di tambahkan ke dalam sistem

dimana $S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{sys}} + \Delta S_{\text{surr}}$

S_{gen} adalah entropi generation suatu proses irreversible. Dimana S_{gen}

- $S_{\text{gen}} = 0$ untuk proses *reversible*
- $S_{\text{gen}} > 0$ untuk *irreversible*
- $S_{\text{gen}} < 0$ tidak ada proses (tidak mungkin)

Maka, untuk proses *reversible* dapat dituliskan

$$\Delta S_{\text{sys}} = (Q/T)_{\text{rev}} \text{ dan } \Delta S_{\text{surr}} = - (Q/T)_{\text{rev}} \quad (2.8)$$

Untuk proses *irreversible* dapat dituliskan :

$$\Delta S_{\text{sys}} > (Q/T)_{\text{surr}} \quad (2.9)$$

Pada proses *irreversible*, meskipun entropi suatu sistem berubah dan entropi disekitarnya/lingkungannya (*surrounding*) secara individual naik, turun atau konstan, total perubahan entropi atau entropi generation lebih besar dari 0 untuk semua proses.

2.5.3 Konsep Eksergi

Masalah yang sangat penting dalam termodinamika teknik berkaitan dengan sistem atau zat yang dapat dimodelkan dalam keseimbangan stabil, tetapi tidak berada dalam keseimbangan yang stabil dengan lingkungannya. Misalnya, di dalam bumi terdapat cadangan bahan bakar yang tidak berada dalam keseimbangan yang stabil dengan atmosfer dan laut. Persyaratan kesetimbangan kimia tidak terpenuhi. Sistem apa pun pada suhu di atas atau di bawah *atmosphere* tidak berada dalam keseimbangan yang stabil dengan lingkungan. Dalam hal ini persyaratan saling menguntungkan kesetimbangan termal tidak terpenuhi. Ketidakseimbangan yang stabil antara suatu sistem dan lingkungan ini yang digunakan untuk menghasilkan kerja poros. Dengan adanya hukum kedua termodinamika maka kerja maksimal yang dapat dihasilkan dapat ditentukan. Eksergi merupakan besaran yang berasal dari hukum kedua termodinamika, dan membantu menganalisis energi dalam suatu sistem dan proses lainnya.

Eksergi suatu sistem didefinisikan sebagai kerja maksimum yang dapat dilakukan oleh suatu sistem terhadap lingkungan sekitarnya. Lingkungan referensi diasumsikan tidak terbatas,

berada dalam keseimbangan, dan melingkupi semua sistem lainnya. Lingkungan ditentukan dengan menyatakan suhu, tekanan dan komposisi kimianya. Eksergi bukan sekedar sifat termodinamika, namun merupakan sifat sistem dan lingkungan referensi. Eksergi suatu sistem dapat meningkat jika eksergi dimasukkan ke dalamnya (misalnya, usaha dilakukan padanya). Beberapa istilah yang ditemukan dalam literatur yaitu setara atau hampir setara dengan eksergi: energi yang tersedia, essergi, energi yang dapat dimanfaatkan, energi yang tersedia dan ketersediaannya.

Eksergi mempunyai sifat kekal jika semua prosesnya yang terjadi adalah *reversible* dalam suatu sistem dan lingkungan. Eksergi dihancurkan setiap kali terjadi proses *irreversibel*. Ketika analisis Eksergi dilakukan pada suatu pabrik seperti pembangkit listrik, pabrik pengolahan kimia atau fasilitas pendingin, ketidaksempurnaan termodinamika dapat diukur sebagai pemusnahan/kerusakan eksergi, yang mewakili hilangnya kualitas atau kegunaan energi (misalnya, potensi kerja poros (*shaft*) yang terbuang. Seperti energi, eksergi dapat ditransfer, setiap perpindahan energi terdapat perpindahan eksergi yang sesuai. Analisis eksergi memperhitungkan nilai termodinamika yang berbeda dari berbagai bentuk dan kuantitas energi, misalnya kerja dan panas. Perpindahan eksergi yang berhubungan dengan kerja poros sama dengan kerja poros. Perpindahan eksergi berhubungan dengan perpindahan panas, bergantung pada suhu dan hubungannya dengan suhu lingkungan.

Karena nilai eksergi suatu sistem atau aliran bergantung pada keadaan sistem atau aliran tersebut dan acuan terhadap lingkungan, referensi lingkungan harus ditentukan sebelum kinerja analisis eksergi. Lingkungan sering kali dimodelkan sebagai lingkungan referensi yang serupa dengan lingkungan sebenarnya di mana suatu sistem atau aliran tersebut berada.

Efisiensi eksergi merupakan efisiensi berdasarkan hukum kedua termodinamika. Untuk mengilustrasikan parameter kinerja berdasarkan hukum kedua termodinamika dan membandingkannya dengan efisiensi energi, pertimbangkan volume kendali pada keadaan tunak pada keseimbangan energi dan ekserginya dapat ditulis sebagai

$$(\text{Energi masuk}) = (\text{Keluaran energi dalam produk}) +$$

$$(\text{Energi yang dikeluarkan bersama limbah}) \quad (2.10)$$

$$(\text{Eksergi masuk}) = (\text{Keluaran eksergi dalam produk}) + (\text{Eksergi yang dikeluarkan bersama}$$

$$\text{limbah}) + (\text{Penghancuran eksergi}) \quad (2.11)$$

Dalam persamaan ini, istilah produk mungkin mengacu pada kerja poros, listrik, perpindahan panas tertentu, aliran keluar, atau kombinasi dari semuanya. Dalam persamaan (11) kerugian eksergi mencakup emisi ke lingkungan seperti limbah panas dan cerobong uap. Istilah Penghancuran/destruction pada keseimbangan eksergi disebabkan oleh proses ireversibilitas *internal*. Dari sudut pandang energi atau eksergi, efisiensi energi (η) dapat ditulis sebagai:

$$\eta = \text{Energi output/ energi input} = 1 - (\text{Energi loss/Energi Input}) \quad (2.12)$$

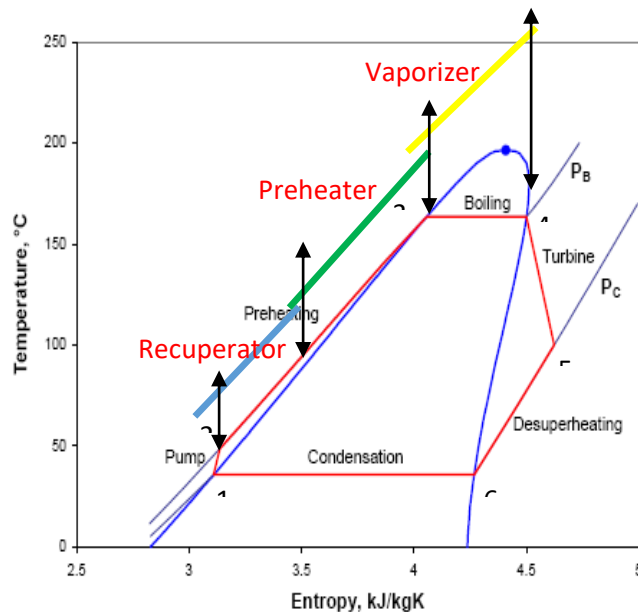
sedangkan efisiensi eksergi adalah :

$$\psi = \text{Eksergi output/ eksergi input} = 1 - (\text{eksergi loss/eksergi Input}) \quad (2.13)$$

$$= 1 - (\text{Eksergi emisi limbah} + \text{penghancuran (destruction) eksergi}) / \text{eksergi Input} \quad (2.14)$$

Efisiensi eksergi ψ memberikan pemahaman kinerja yang lebih baik daripada efisiensi energi η . Dalam mengevaluasi η , bobot yang sama diberikan pada energi baik itu kerja poros atau aliran fluida bersuhu rendah. Efisiensi energi memusatkan perhatian pada pengurangan emisi untuk meningkatkan efisiensi. Parameter ψ memberi bobot pada aliran energi dengan memperhitungkan eksergi masing-masing dengan menekankan bahwa emisi limbah (atau eksternal ireversibilitas) dan internal ireversibilitas diperbaiki untuk meningkatkan kinerja.

2.5.4 T-s Diagram pada Sistem Organic Rankine Cycle



Gambar 2. 15 T-s Diagram ORC

Proses ORC berdasarkan T-s Diagram dijelaskan sebagai berikut:

- Proses 1-2, Proses kompresi Isentropik (pompa) - Proses Fluida kerja (*n-pentane*) dari *Air Cooler Condenser* (ACC) yang sudah terkondensasi dan mengalami penurunan suhu menjadi liquid kemudian dipompakan ke *Recuperator*, *Preheater* dan *Vaporizer* untuk dipanaskan terlebih dahulu. Desain eksisting dari ORC PLTP XYZ dari suhu *inlet* pompa 47°C kemudian dipompakan dengan kenaikan suhu 1,8 - 2,7°C di *outlet* pompa, kemudian mengalir menuju *Recuperator*.
- Proses 2-4, Proses Isobarik dimana di titik 2-4 diassumsikan tidak ada penurunan tekanan, *vapor n-pentane* mengalami 2 proses:
 - 2-3 *n-pentane* terjadi *preheating* atau *n-pentane* dipanaskan terlebih dahulu (di *recuperator*, *n-pentane* dinaikan suhunya menjadi 71.3°C, kemudian dari *Recuperator* *n-pentane* mengalir menuju *Preheater* dimana suhu dinaikan menjadi 173.1°C)
 - 3-4 *n-pentane* dari *Preheater* menuju komponen *Vaporizer* dinaikan suhunya menjadi saturasi *vapor* di 173.1°C. di komponen *Vaporizer* ini dipisahkan antara *liquid* dan *vapor n-pentane* sebelum masuk ke *inlet* Turbine melalui *separator* yang ada di dalam komponen *Vaporizer* tersebut.

- 4-5 Proses isentropik ekspansi (turbine) – kondisi *adiabatic reversible*. Saturasi *vapor n-pentane* dengan suhu 173.1°C masuk ke *Inlet Turbin*, kemudian di *outlet Turbin* suhu *n-pentane* turun menjadi 101.7°C.
- 5-1 Proses isobaric (kondensasi) terjadi pada :
 - 5-6 isobarik kondensasi (*Recuperator*) terjadi kondensasi isobaric *n-pentane* dimana suhu *n-pentane* 101.7°C disisi *shell Recuperator* digunakan untuk memanaskan *n-pentane* untuk menaikkan suhu menjadi 71.3°C. Suhu *n-pentane* keluar dari sisi *outlet shell Recuperator* dari 101.7°C turun menjadi 73.3°C dan kemudian menuju *Air Cooler Condenser*.
 - 6-1 *subcooling* dari saturasi *vapor* menjadi *liquid n-pentane*, dari suhu 73.3°C keluar dari *Recuperator* didinginkan menjadi *liquid* dengan suhu 47°C.

2.5.5 Analisis Organic Rankine Cycle

Pada analisis termodinamika yang dilakukan pada sistem ORC ini membahas mengenai *massa* dan *energi* sebagai bagian dari hukum pertama termodinamika dan eksergi sebagai bagian dari hukum kedua termodinamika (Dincer & Ozturk, 2021).

Pada analisis energi dan exergi sistem ORC yang dilakukan penelitian ini dianggap dalam keadaan *steady state*.

- a) Persamaan *Mass Balance*, pada kondisi *steady state*, pada kondisi kontrol volume adalah sebagai berikut:

$$\text{Persamaan mass balance : } \sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (2.15)$$

dimana i = inlet, e = outlet dan $\dot{m}$ = *mass flow rate*

Persamaan energi balance

$$\sum \dot{m}_i h_i + \sum Q_i + \sum W_i = \sum \dot{m}_e h_e + \sum Q_e + \sum W_e \quad (2.16)$$

Dimana h adalah specific entalphi, Q *heat transfer rate*, W adalah *power* dan perubahan energi kinetik dan energi potensial masukan dan keluaran diabaikan.

- b) Pada kondisi *steady flow* untuk persamaan kesetimbangan eksergi

$$\sum (\dot{m}_i ex_i + W_i + EX_{Q_i}) = \sum (\dot{m}_e ex_e + W_e + EX_{Q_e}) + EX_{Q_d} \quad (2.17)$$

- c) Potensi panas dari *brine* yang dapat di manfaatkan

Available Heat pada *single phase liquid* dihitung dengan persamaan (Taylor, 2015):

$$Q = \dot{m} \times C_p \times (\Delta T), \text{ dimana} \quad (2.18)$$

Q adalah energi panas yang tersedia pada *brine* sisa (kW)

$\dot{m}$ adalah *flow rate brine* sisa dimanfaatkan (kg/s)

C_p adalah panas *specific* dari *brine*/ air 4,2 kJ/kg K

ΔT adalah perbedaan suhu dari *brine* yang masuk dan keluar dari sistem ORC (K)

- d) *Power Estimate* dari *brine* yang dapat di hasilkan

Perkiraan daya listrik yang bisa dibangkitkan dari *brine* sisa dengan potensi panas dan *thermal efisiensi* yang ada, dapat dihitung dengan persamaan (Taylor, 2015), dengan asumsi *thermal efisiensi* 10-15% (Madhawa Hettiarachchi et al., 2007).

$$W = Q (\eta) \quad (2.19)$$

W adalah potensi daya listrik yang dapat dibangkitkan (kW)

Q adalah panas yang tersedia (kW)

η adalah asumsi *thermal efisiensi* (10-15%)

- e) Efisiensi ORC (*thermal efisiensi*) dan eksergetik ORC

Plant efisiensi di hitung dengan rumus (Dipippo & Ph, 2012):

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{PH/E}} \quad (2.20)$$

η_{th} = *Thermal efisiensi*

W_{net} = net power

$Q_{PH/E}$ = Panas di *Preheater/ Evaporator*

$$\eta_{ek} = \frac{W_{net}}{E_1} \quad (2.21)$$

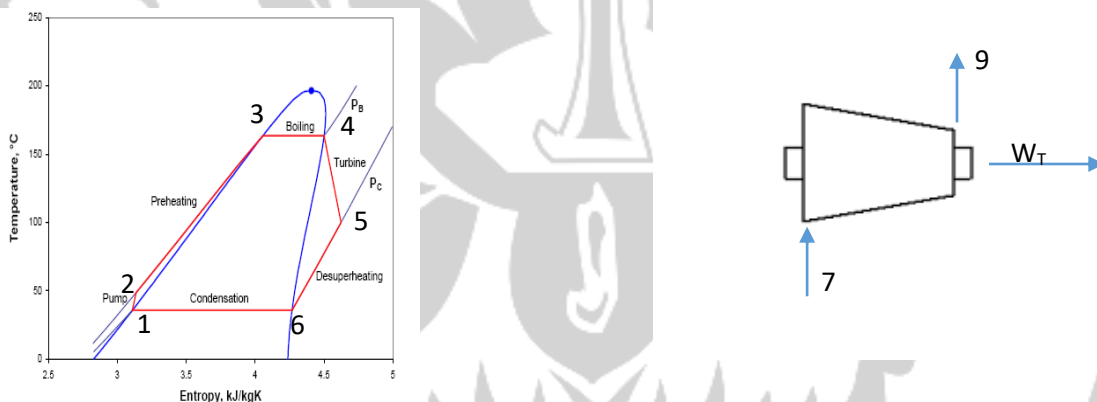
η_{ek} = eksergi efisiensi ORC

E_1 = Eksergi input

2.6 Persamaan balance mass, energi, entropi dan exergi pada komponen ORC

2.6.1 Komponen Turbine

Proses saturasi *vapor*, ekspansi dan konversi energi bisa dilihat pada gambar 14. Saturasi *vapor* masuk ke Turbin sesuai dengan karakteristik dari *inlet* Turbin. *Inlet* turbine akan di control oleh *Turbine Injection Valve*. Saturasi *vapor* akan masuk ke *wheel stage* pertama *inlet* Turbin, mengalami ekspansi dan kemudian menuju *wheel stage* kedua dan ketiga. Kemudian saturasi *vapor* akan mengalami penurunan pressure di *exhaust* (keluaran) turbine. Pada Diagram T-s terjadi pada titik 4-5.



Gambar 2. 16 T-s diagram & flow diagram vapor ekspansi pada komponen turbin

Asumsi untuk perhitungan dan analisa pada komponen Turbin adalah sebagai berikut;

1. Proses adiabatik *reversible* (isentropik), dimana dalam keadaan *steady state* dan energi potensial dan energi kinetik diabaikan
2. Generator efisiensi dari data sheet 95,84%
3. Asumsi T_0 , suhu lingkungan sesuai dengan Heat Mass Balance (HMB) 23,5°C

Persamaan energi pada komponen Turbin sebagai berikut:

Mass Balance

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_9 = \dot{m}_6 = \dot{m}_8 = \frac{\dot{m}_4}{2} \quad (2.22)$$

Persamaan keseimbangan energi di Turbin

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_9 h_9 + \dot{W}_T \text{ atau} \quad (2.23)$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}_7 (h_7 - h_9) = \dot{m}_7 \eta_T (h_7 - h_{9s}) \quad (2.24)$$

Dimana $\dot{m}_7 = \dot{m}_6 =$ mass flow inlet Turbin
 $\dot{m}_8 = \dot{m}_9 =$ mass flow outlet Turbin
 $h_7 =$ entalphi inlet Turbin
 $h_9 =$ entalphi outlet Turbin
 $h_{9s} =$ ideal outlet entalphi Turbin
 $\dot{W}_T =$ Turbine Power

Persamaan keseimbangan eksergi di Turbin

$$\dot{m}_7 ex_7 = \dot{m}_9 ex_9 + \dot{W}_T + Ex_{d,T} \quad (2.25)$$

Dimana $\dot{m}_7 ex_7 =$ Eksergi rate inlet Turbin
 $\dot{m}_9 ex_9 =$ Eksergi rate outlet Turbin
 $Ex_{d,T} =$ Eksergi destruction rate

Dimana

$$\dot{m}_7 ex_7 = \dot{m}_7 [(h_7 - h_0) - T_0 (s_7 - s_0)] \quad (2.26)$$

$$\dot{m}_9 ex_9 = \dot{m}_9 [(h_9 - h_0) - T_0 (s_9 - s_0)] \quad (2.27)$$

Dimana $h_7, s_7 =$ entalphi dan entropi inlet Turbin
 $h_9, s_9 =$ entalphi dan entropi outlet Turbin
 $h_0, s_0 =$ entalphi dan entropi vapor pada kondisi lingkungan (ambient temperatur)
 $T_0 =$ referensi suhu lingkungan

Efisiensi Energi dari Turbin

$$\eta_T = \frac{h_7 - h_9}{h_7 - h_{9s}} \quad (2.28)$$

Efisiensi Exergi dari Turbin

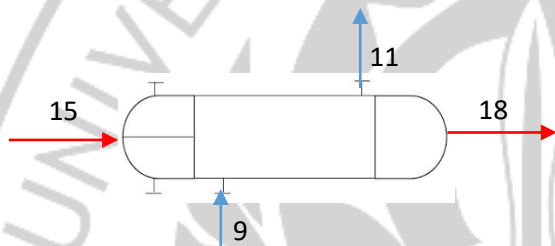
$$\psi_T = \frac{\dot{W}_T + \dot{m}_9 ex_9}{\dot{m}_7 ex_7} \quad (2.29)$$

Power gross electrical dapat dihitung dari kerja Turbin (W_T) dikalikan dengan efisiensi dari generator

$$W_{\text{gross power electric}} = (W_T) (\eta_g) \quad (2.30)$$

2.6.2 Komponen *Recuperator*

Recuperator adalah *heat exchanger* dengan tipe *shell and tube*, dimana *n-pentane* dari *exhaust* Turbin akan diturunkan terlebih dahulu (sisi *hot side*) sebelum masuk ke ACC, sedangkan pada sisi *cold side n-pentane* tersebut dinaikan suhu nya sebelum masuk ke *Preheater*. Pada diagram T-s, ini terjadi pada titik 5-6 (*hot side*) dan diantara 2-3 (*cold side*).



Gambar 2. 17 Flow proses di Recuperator

Asumsi untuk perhitungan dan analisa pada komponen *Recuperator* adalah ;

1. *Overall heat transfer* koefisien untuk *Recuperator* adalah $0,14 \text{ (kW/m}^2 \text{ K)}$ [data sheet]
2. Asumsi T_0 , suhu lingkungan sesuai dengan *Heat Mass Balance* (HMB) $23,5^\circ\text{C}$

Persamaan energi pada komponen *Recuperator* sebagai berikut:

Mass Balance

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{11} = \dot{m}_8 = \dot{m}_{10} \text{ dan } \dot{m}_{15} = \dot{m}_{18} = \dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} \quad (2.31)$$

Persamaan keseimbangan energi di *Recuperator*

$$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{15} h_{15} = \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{18} h_{18} \quad (2.32)$$

Dimana

$\dot{m}_9 = \dot{m}_{11}$ = mass flow hot fluid di *Recuperator*

$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{18}$ = mass flow cold fluid di *Recuperator*

h_9 = entalphi inlet *Recuperator* hot fluid (*n-Pentane*)

h_{11} = entalphi outlet *Recuperator* hot fluid (*n-Pentane*)

h_{15} = entalphi inlet *Recuperator* cold fluid (*n-pentane*)

h_{18} = entalphi outlet *Recuperator cold fluid (n-pentane)*

Persamaan *Heat Transfer* di *Recuperator*

$$Q_{\text{RECUP}} = \dot{m}_{15} c_{p15} [T_{18} - T_{15}] = \dot{m}_9 (h_9 - h_{11}) \quad (2.33)$$

$$Q_{\text{RECUP}} = \tilde{U} A_{\text{RECUP}} \text{LMTD} \quad (2.34)$$

Dimana $\tilde{U}$ = *overall heat transfer koefisien*

A_{RECUP} = *overall heat transfer area*

c_p = *spesific heat n-pentane*

LMTD = *log mean temperature difference*

Dimana :

$$\text{LMTD} = \frac{(T_9 - T_{18}) - (T_{11} - T_{15})}{\ln \frac{(T_9 - T_{18})}{(T_{11} - T_{15})}} \quad (2.35)$$

Persamaan keseimbangan eksergi di *Recuperator*

$$\dot{m}_9 \text{ex}_9 + \dot{m}_{15} \text{ex}_{15} = \dot{m}_{11} \text{ex}_{11} + \dot{m}_{18} \text{ex}_{18} + \text{EX}_{\text{d RECUP}} \quad (2.36)$$

Dimana $\dot{m}_9 \text{ex}_9$ = *Eksergi rate inlet Recuperator hot fluid*

$\dot{m}_{11} \text{ex}_{11}$ = *Eksergi rate outlet Recuperator hot fluid*

$\dot{m}_{15} \text{ex}_{15}$ = *Eksergi rate inlet Recuperator cold fluid*

$\dot{m}_{18} \text{ex}_{18}$ = *Eksergi rate outlet Recuperator cold fluid*

$\text{EX}_{\text{d RECUP}}$ = *Eksergi destruction rate Recuperator*

Dimana

$$\dot{m}_9 \text{ex}_9 = \dot{m}_9 [(h_9 - h_0) - T_0 (s_9 - s_0)] \quad (2.37)$$

$$\dot{m}_{11} \text{ex}_{11} = \dot{m}_{11} [(h_{11} - h_0) - T_0 (s_{11} - s_0)] \quad (2.38)$$

$$\dot{m}_{15} \text{ex}_{15} = \dot{m}_{15} [(h_{15} - h_0) - T_0 (s_{15} - s_0)] \quad (2.39)$$

$$\dot{m}_{18} \text{ex}_{18} = \dot{m}_{18} [(h_{18} - h_0) - T_0 (s_{18} - s_0)] \quad (2.40)$$

Dimana h_9, s_9 = *entalphi dan entropi inlet Recuperator hot fluid*

h_{11}, s_{11} = *entalphi dan entropi outlet Recuperator hot fluid*

h_{15}, s_{15} = *entalphi dan entropi inlet Recuperator cold fluid*

h_{18}, s_{18} = *entalphi dan entropi outlet Recuperator cold fluid*

h_0, s_0 = *entalphi dan entropi vapor pada kondisi lingkungan (ambient)*

temperatur)

T_0 = referensi suhu lingkungan

Efisiensi Energi

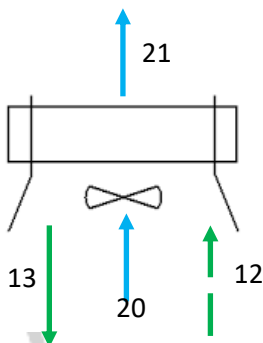
$$\eta_{HEX} = \frac{(\dot{m}_{18} h_{18} - \dot{m}_{15} h_{15})}{(\dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{11} h_{11})} \quad (2.41)$$

Efisiensi Eksergi

$$\psi_P = \frac{(\dot{m}_{18} ex_{18} - \dot{m}_{15} ex_{15})}{(\dot{m}_9 ex_9 - \dot{m}_{11} ex_{11})} \quad (2.42)$$

2.6.3 Komponen Air Cooler Condenser

Pada *flow* proses kondensasi di *Air Cooler Condenser* (ACC), dimana *vapor n-pentane* dari *outlet* Turbin dan *Recuperator* masuk ke dalam ACC dan pada sisi lain udara dengan suhu lingkungan digunakan oleh *Fan Condenser* untuk mendinginkan suhu *n-pentane* sehingga terjadi kondensasi dan kemudian di pompakan oleh *Feed Pump*. Type ACC yang digunakan adalah *Induced draft*. Pada diagram T-s terjadi pada titik 6-1.



Gambar 2. 18 *flow* proses kondensasi di ACC

Asumsi untuk perhitungan dan analisa pada komponen ACC adalah ;

1. *Overall heat transfer* koefisien untuk ACC adalah 0,5 (kW/m² K)
2. rho udara (σ) udara 0,0709[lbm/ft³] (Robert, 2007, hal 668)
3. *Pressure different* udara 0,431 [in H₂O]
4. Efisiensi *Fan* 81,7% [data sheet *Fan*]
5. Efisiensi Motor 90% [data sheet motor]
6. Asumsi $T_0 = T_{20}$, suhu lingkungan sesuai dengan Heat Mass Balance (HMB) 23,5°C

Persamaan energi pada komponen ACC sebagai berikut:

Mass Balance

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \text{ dan } \dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} \quad (2.43)$$

Persamaan keseimbangan energi di ACC

$$\dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_{20}h_{20} = \dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_{21}h_{21} \quad (2.44)$$

Dimana $\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$ = mass flow hot fluid (n-pentane) di ACC

$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21}$ = mass flow cold fluid (udara) di ACC

h_{12} = entalphi inlet ACC hot fluid (n-Pentane)

h_{13} = entalphi outlet ACC hot fluid (n-Pentane)

h_{20} = entalphi inlet ACC cold fluid (Air/udara)

h_{21} = entalphi outlet ACC cold fluid (Air/udara)

Persamaan Heat Transfer di ACC

$$Q_{ACC} = \dot{m}_{20} c_{p20} [T_{21} - T_{20}] = \dot{m}_{12}(h_{12}-h_{13}) \quad (2.45)$$

$$Q_{ACC} = \tilde{U} A_{ACC} \text{LMTD} \quad (2.46)$$

Dimana U = overall heat transfer koefisien

A_{ACC} = overall heat transfer area

C_p = spesifik heat udara

LMTD = log mean temperature difference

Dimana :

$$\text{LMTD} = \frac{(T_{12}-T_{21}) - (T_{13}-T_{20})}{\ln \frac{(T_{12}-T_{21})}{(T_{13}-T_{20})}} \quad (2.47)$$

$$\text{Volume Fan} = \frac{0,5 \times (\dot{m}_{20}/60)}{\rho_{air}} \quad (2.48)$$

$$W_{FAN} = \frac{P_{diff} \times \text{Volume Fan}}{6342 \times \text{effisiensi Fan}} \quad (2.49)$$

$$W_{\text{gross fan}} = \frac{W_{FAN}}{\text{effisiensi motor}} \quad (2.50)$$

Persamaan keseimbangan eksergi di ACC

$$\dot{m}_{12} ex_{12} + \dot{m}_{20} ex_{20} = \dot{m}_{13} ex_{13} + \dot{m}_{21} ex_{21} + Ex_{dACC} \quad (2.51)$$

Dimana $\dot{m}_{12} ex_{12}$ = Eksergi rate inlet ACC hot fluid

$\dot{m}_{13} ex_{13}$ = Eksergi rate outlet ACC hot fluid

$$\begin{aligned}\dot{m}_{20} ex_{20} &= \text{Eksergi rate inlet ACC cold fluid} \\ \dot{m}_{21} ex_{21} &= \text{Eksergi rate outlet ACC cold fluid} \\ Ex_{dACC} &= \text{Eksergi destruction rate ACC}\end{aligned}$$

Dimana

$$\dot{m}_{12} ex_{12} = \dot{m}_{12} [(h_{12} - h_0) - T_0 (s_{12} - s_0)] \quad (2.52)$$

$$\dot{m}_{13} ex_{13} = \dot{m}_{13} [(h_{13} - h_0) - T_0 (s_{13} - s_0)] \quad (2.53)$$

$$\dot{m}_{20} ex_{20} = \dot{m}_{20} [(h_{20} - h_0) - T_0 (s_{20} - s_0)] \quad (2.54)$$

$$\dot{m}_{21} ex_{21} = \dot{m}_{21} [(h_{21} - h_0) - T_0 (s_{21} - s_0)] \quad (2.55)$$

Dimana h_{12}, s_{12} = entalphi dan entropi *inlet ACC hot fluid*

H_{13}, s_{13} = entalphi dan entropi *outlet ACC hot fluid*

H_{20}, s_{20} = entalphi dan entropi *inlet ACC cold fluid*

H_{21}, s_{21} = entalphi dan entropi *outlet ACC cold fluid*

h_0, s_0 = entalphi dan entropi steam pada kondisi lingkungan (ambient temperatur)

T_0 = referensi suhu lingkungan

Efisiensi Energi

$$\eta_{HEX} = \frac{(\dot{m}_{21} h_{21} - \dot{m}_{20} h_{20})}{(\dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_{13} h_{13})} \quad (2.56)$$

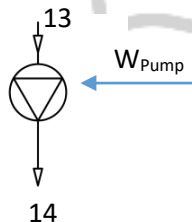
Efisiensi Eksergi

$$\psi_P = \frac{(\dot{m}_{21} ex_{21} - \dot{m}_{20} ex_{20})}{(\dot{m}_{12} ex_{12} - \dot{m}_{13} ex_{13})} \quad (2.57)$$

2.6.4 Komponen Pompa

Proses pemompaan setelah didinginkan di ACC dilakukan oleh *Feed Pump* dan konversi energi bisa dilihat pada gambar II.17. *n-pentane* dengan penurunan suhu akan dipompakan oleh *Feed Pump* yang kemudian menuju *Recuperator*, *Preheater* dan selanjutnya menuju *Vaporizer*.

Pada Diagram T-s terjadi pada titik 1-2



Gambar 2. 19 flow diagram di Feed Pump

Pada komponen pompa, asumsi untuk perhitungan dan analisa pada komponen pompa adalah:

1. Proses isentropis, dimana dalam keadaan *steady state*
2. Kenaikan suhu *suction* dan *discharge* $\Delta T = 1,8 - 2,7^{\circ}\text{C}$
3. Asumsi T_0 , suhu lingkungan sesuai dengan *Heat Mass Balance* (HMB) $23,5^{\circ}\text{C}$

Persamaan energi pada komponen pompa sebagai berikut:

Mass Balance

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (2.58)$$

Persamaan keseimbangan energi di Pompa

$$\dot{m}_{14}h_{14} = \dot{m}_{13}h_{13} + \dot{W}_{\text{Pump}} \text{ atau} \quad (2.59)$$

$$\dot{W}_P = \dot{m}_{13} (h_{14} - h_{13}) = \dot{m}_{13} (h_{14S} - h_{13}) / \eta_p \quad (2.60)$$

Dimana $\dot{m}_{13}$ = mass flow inlet pompa
 $\dot{m}_{14}$ = mass flow outlet pompa
 h_{13} = entalphi inlet pompa
 h_{14} = entalphi outlet pompa
 h_{14S} = ideal inlet entalphi pompa
 $\dot{W}_{\text{PUMP}}$ = kerja pompa

Persamaan keseimbangan eksergi di pompa

$$\dot{m}_{14} ex_{14} + Ex_{d,\text{PUMP}} = \dot{m}_{13} ex_{13} + \dot{W}_P \quad (2.61)$$

Dimana $\dot{m}_{13} ex_{13}$ = Eksergi rate inlet Pompa
 $\dot{m}_{14} ex_{14}$ = Eksergi rate outlet Pompa
 $Ex_{d,\text{PUMP}}$ = Eksergi destruction rate Pompa

Dimana

$$\dot{m}_{13} ex_{13} = \dot{m}_{13} [(h_{13} - h_0) - T_0 (s_{13} - s_0)] \quad (2.62)$$

$$\dot{m}_{14} ex_{14} = \dot{m}_{14} [(h_{14} - h_0) - T_0 (s_{14} - s_0)] \quad (2.63)$$

Dimana h_{13}, s_{13} = entalphi dan entropi inlet pompa
 h_{14}, s_{14} = entalphi dan entropi outlet pompa
 h_0, s_0 = entalphi dan entropi steam pada kondisi lingkungan (ambient)

temperatur)

T_0 = referensi suhu lingkungan

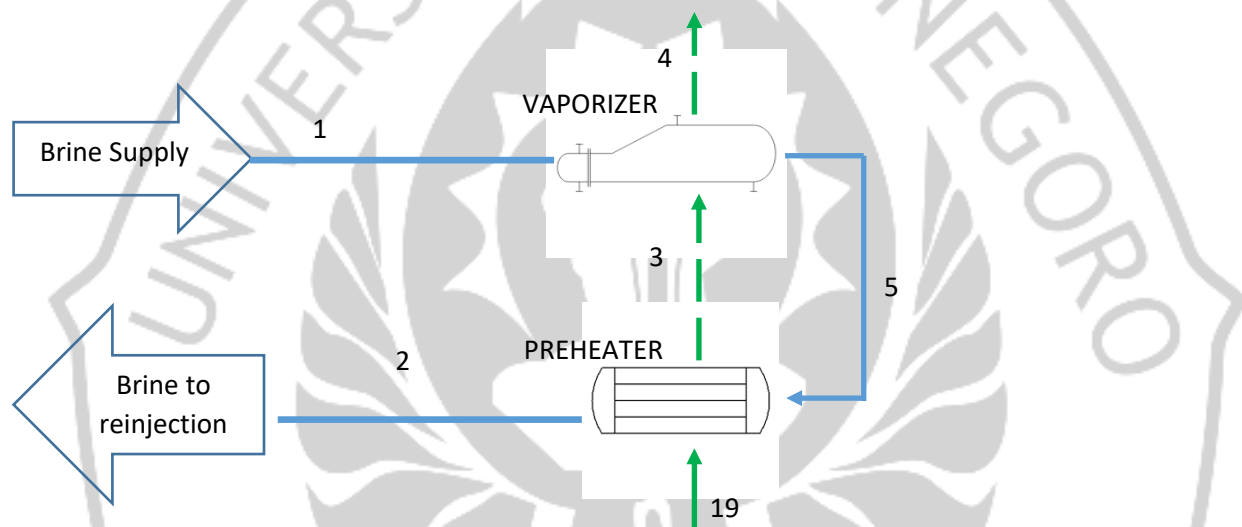
Efisiensi Energi

$$\eta_P = \frac{\dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_{13} h_{13}}{W_P} \quad (2.64)$$

Efisiensi Eksergi

$$\psi_T = \frac{\dot{m}_{14} ex_{14} - \dot{m}_{13} ex_{13}}{W_P} \quad (2.65)$$

2.6.5 Komponen Vaporizer & Preheater



Gambar 2. 20 flow proses di Vaporizer & Preheater

Vaporizer & preheater heat exchanger dengan tipe *shell* dan *tube*, dimana *heat transfer* akan terjadi antara *brine* dan *n-pentane*. Pada *Vaporizer* *n-pentane* akan terjadi *boiling* dimana akan mencapai suhu saturasi *vapor* dari *n-pentane*. Sedangkan *Preheater* akan melakukan *Preheating* *n-pentane* yang di pompakan oleh *Feed pump* dan kemudian akan dipanaskan kembali oleh *Vaporizer*. Pada diagram T-s ini terjadi pada titik 2-3-4.

Asumsi untuk perhitungan dan analisa pada komponen *Vaporizer* dan *Preheater* adalah ;

1. Diasumsikan *Heat exchanger* terisolasi dengan baik, sehingga *heat transfer* terjadi antara *brine* dan *n-pentane*, dan dalam keadaan *steady state*. Energi potensial dan energi kintetik diabaikan
2. *Overall heat transfer* koefisien untuk *Vaporizer* adalah 1,4 (kW/m² K) [data sheet]
3. *Overall heat transfer* koefisien untuk *Preheater* adalah 1,17 (kW/m² K) [data sheet]

4. Tidak ada *pressure loss* dari *pressure outlet* yang keluar dari *Feed Pump*
5. Asumsi T_0 , suhu lingkungan sesuai dengan *Heat Mass Balance* (HMB) $23,5^{\circ}\text{C}$

Persamaan energi pada komponen *Vaporizer Preheater* sebagai berikut:

Persamaan keseimbangan energi di *Vaporizer Preheater*

$$\dot{m}_1 (h_1 - h_2) = \dot{m}_4 (h_4 - h_{19}) \quad (2.66)$$

atau

$$\dot{m}_1 c_{p1} (T_5 - T_2) = \dot{m}_4 (h_4 - h_{19}) \quad (2.67)$$

$$\dot{m}_1 c_{p1} (T_1 - T_5) = \dot{m}_4 (h_4 - h_{19}) \quad (2.68)$$

Dimana $\dot{m}_1 = \text{mass flow hot fluid (brine)}$

$\dot{m}_4 = \text{mass flow cold fluid (n-pentane)}$

$h_1, T_1 = \text{enthalpi dan suhu inlet hot fluid (n-Pentane) di Vaporizer}$

$h_2, T_2 = \text{enthalpi dan suhu outlet hot fluid (n-Pentane) di Preheater}$

$h_4 = \text{enthalpi outlet Vaporizer cold fluid (n-pentane)}$

$h_{19} = \text{enthalpi inlet Preheater cold fluid (n-pentane)}$

Persamaan *Heat Transfer* di :

$$\text{Preheater : } m_1 c_{p1} [T_5 - T_2] = m_4 (h_3 - h_{19}) \quad (2.69)$$

$$\text{Vaporizer : } m_1 c_{p1} [T_1 - T_5] = m_4 (h_4 - h_3) \quad (2.70)$$

Vaporizer :

$$Q_{\text{VAPORIZER}} = m_1 c_{p1} [T_1 - T_5] = m_4 (h_4 - h_3) \quad (2.71)$$

$$Q_{\text{VAPORIZER}} = \tilde{U} A_{\text{VAPORIZER}} \text{LMTD} \quad (2.72)$$

Dimana $U = \text{overall heat transfer koefisien}$

$A_{\text{VAPORIZER}} = \text{overall heat transfer area}$

$c_p = \text{spesific heat brine}$

$\text{LMTD} = \text{log mean temperature difference}$

Dimana :

$$\text{LMTD} = \frac{(T_1 - T_4) - (T_5 - T_3)}{\ln \frac{(T_1 - T_4)}{(T_5 - T_3)}} \quad (2.73)$$

Preheater :

$$Q_{\text{PREHEATER}} = m_1 c_{p1} [T_1 - T_5] = m_4 (h_3 - h_{19}) \quad (2.74)$$

$$Q_{\text{PREHEATER}} = \tilde{U} A_{\text{PREHEATER}} \text{LMTD} \quad (2.75)$$

Dimana U = overall heat transfer koefisien

$A_{\text{PREHEATER}}$ = overall heat transfer area

c_p = spesifik heat brine

LMTD = log mean temperature difference

Dimana :

$$\text{LMTD} = \frac{(T_5 - T_3) - (T_2 - T_{19})}{\ln \frac{(T_5 - T_3)}{(T_2 - T_{19})}} \quad (2.76)$$

Persamaan keseimbangan eksergi di Vaporizer

$$\dot{m}_1 \text{ex}_1 + \dot{m}_3 \text{ex}_3 = \dot{m}_5 \text{ex}_5 + \dot{m}_4 \text{ex}_4 + \text{EX}_d \text{VAPORIZER} \quad (2.77)$$

Dimana $\dot{m}_1 \text{ex}_1$ = Eksergi rate inlet Vaporizer hot fluid (Brine)

$\dot{m}_5 \text{ex}_5$ = Eksergi rate outlet Vaporizer hot fluid (Brine)

$\dot{m}_3 \text{ex}_3$ = Eksergi rate inlet Vaporizer cold fluid (n-pentane)

$\dot{m}_4 \text{ex}_4$ = Eksergi rate outlet Vaporizer cold fluid (n-pentane)

$\text{EX}_d \text{VAPORIZER}$ = Eksergi destruction rate Vaporizer

Persamaan keseimbangan eksergi di Preheater

$$\dot{m}_5 \text{ex}_5 + \dot{m}_{19} \text{ex}_{19} = \dot{m}_2 \text{ex}_2 + \dot{m}_3 \text{ex}_3 + \text{EX}_d \text{PREHEATER} \quad (2.78)$$

Dimana $\dot{m}_5 \text{ex}_5$ = Eksergi rate inlet Preheater hot fluid (Brine)

$\dot{m}_2 \text{ex}_2$ = Eksergi rate outlet Preheater hot fluid (Brine)

$\dot{m}_{19} \text{ex}_{19}$ = Eksergi rate inlet Preheater cold fluid (n-pentane)

$\dot{m}_3 \text{ex}_3$ = Eksergi rate outlet Preheater cold fluid (n-pentane)

$\text{EX}_d \text{PREHEATER}$ = Eksergi destruction rate Preheater

Dimana

$$\dot{m}_1 \text{ex}_1 = \dot{m}_1 [(h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0)] \quad (2.79)$$

$$\dot{m}_2 \text{ex}_2 = \dot{m}_2 [(h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0)] \quad (2.80)$$

$$\dot{m}_3 \text{ex}_3 = \dot{m}_3 [(h_3 - h_0) - T_0 (s_3 - s_0)] \quad (2.81)$$

$$\dot{m}_4 \text{ex}_4 = \dot{m}_4 [(h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0)] \quad (2.82)$$

$$\dot{m}_5 \text{ex}_5 = \dot{m}_5 [(h_5 - h_0) - T_0 (s_5 - s_0)] \quad (2.83)$$

$$\dot{m}_{19} \text{ex}_{19} = \dot{m}_{19} [(h_{19} - h_0) - T_0 (s_{19} - s_0)] \quad (2.84)$$

Dimana h_1, s_1 = entalphi dan entropi *inlet Vaporizer hot fluid (Brine)*
 h_2, s_2 = entalphi dan entropi *outlet Preheater hot fluid (Brine)*
 h_3, s_3 = entalphi dan entropi *inlet vaporizer cold fluid (n-pentane)*
 h_4, s_4 = entalphi dan entropi *outlet vaporizer cold fluid (n-pentane)*
 h_5, s_5 = entalphi dan entropi *outlet vaporizer hot fluid (Brine)*
 h_{19}, s_{19} = entalphi dan entropi *inlet preheater cold fluid (n-pentane)*
 h_0, s_0 = entalphi dan entropi steam pada kondisi lingkungan (ambient temperature)
 T_0 = referensi suhu lingkungan

Efisiensi Energi Vaporizer

$$\eta_{VAP} = \frac{(\dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3)}{(\dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_5 h_5)} \quad (2.85)$$

Efisiensi Eksergi Vaporizer

$$\psi_{VAP} = \frac{(\dot{m}_4 ex_4 - \dot{m}_3 ex_3)}{(\dot{m}_1 ex_1 - \dot{m}_5 ex_5)} \quad (2.86)$$

Efisiensi Energi Preheater

$$\eta_{Pre} = \frac{(\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_{19} h_{19})}{(\dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_2 h_2)} \quad (2.87)$$

Efisiensi Eksergi Preheater

$$\psi_{Pre} = \frac{(\dot{m}_3 ex_3 - \dot{m}_{19} ex_{19})}{(\dot{m}_5 ex_5 - \dot{m}_2 ex_2)} \quad (2.88)$$

2.6.6 Analisis Sistem Binary ORC

$$W_{net\ ORC} = W_{gross\ power\ electric} - \dot{W}_P - W_{gross\ fan} \quad (2.89)$$

$$Efisiensi\ Plant\ ORC = \frac{W_{net\ ORC}}{Q_{brine}} \text{ atau } \frac{W_{net\ ORC}}{(\dot{m}_1 \times (h_1 - h_5)) + (\dot{m}_5 \times (h_5 - h_2))} \quad (2.90)$$

$$Efisiensi\ Utilisasi\ ORC = \frac{W_{net\ ORC}}{\dot{m}_1 ex_1} \quad (2.91)$$

$$Efisiensi\ eksergetic\ Plant\ ORC = \frac{W_{net\ ORC}}{(\dot{m}_1 ex_1 - \dot{m}_5 ex_5) + (\dot{m}_5 ex_5 - \dot{m}_2 ex_2)} \quad (2.92)$$

2.7 Teknik Analisa Data

Data yang diperoleh kemudian diolah ke dalam software Engineering Equation Solver (EES) yang di develop oleh F-chart Software Corporation dimana EES software digunakan untuk analisa

thermodinamika. Software EES digunakan untuk melakukan energi, eksergi dan efisiensi pada masing masing komponen ORC. Pada simulasi EES, peneliti akan melakukan simulasi model penambahan *Heat Exchanger* sebagai alat penukar panas kemudian akan melihat perubahan dari *Gross Power* dan *Net Work* yang akan di hasilkan termasuk melakukan analisa *thermal* dan efisiensi eksergi dari siklus ORC.

2.8 Validasi model ORC

Validasi model ORC dilakukan pada data desain *Heat Mass Balance* (HMB). Data *Heat Mass Balance* sebagai data referensi kemudian penulis melakukan simulasi perhitungan manual dan simulasi menggunakan software EES. Pada tahap selanjutnya, penulis melakukan analisa penambahan *Heat Exchanger* (*Preheater*) pada sistem ORC menggunakan software EES. Pada tahap awal, penulis melakukan analisa terhadap *Heat Mass Balance* eksisting sesuai dengan gambar II.10 dimana suhu *inlet brine* 211°C, tekanan 22 bara dan laju alir *brine* 1.157.550 kg/hr atau 321,54 kg/s sedangkan suhu *brine* yang diinjeksikan ke sumur *reinjection well* 148°C, tekanan 20 bara dengan laju alir yang sama. *Gross power* yang dihasilkan adalah 13.890 kW atau 13,89 MW. Fluida kerja yang di gunakan adalah *n-Pentane* dengan laju alir 704.970 kg/hr atau 195,82 kg/s. Dalam beberapa penelitian yang dilakukan, data *validasi* untuk pemodelan dapat menggunakan beberapa referensi yang sudah dilakukan oleh beberapa penelitian sebelumnya, diantaranya; *error* atau *deviasi* 8% dalam *Flash System* dan *Dual Pressure ORC* masih dapat diterima (Zhou, 2020), *deviasi* yang kecil sebesar 2.24% pada *Thermal Efisiensi* dan *Exergetic efisiensi* pada simulasi *Thermodynamic Analysis Simulation ORC* (Colak, 2016), *error* atau *deviasi* 7.5% dalam *net Power Output* dan *Thermal Efisiensi* pada *Research Thermodynamic Analysis Low Temperatur ORC* (Zhonglu, 2017), *error* atau *deviasi* 12.5% di *Power Output* pada *Research Multi Objective Optimization of Low Temperatur Cooling Water ORC* (Jian L., 2022).

2.9 Pemanfaatan Brine ORC X dan Y dengan penambahan Heat Exchanger (Preheater) pada sistem ORC eksisting

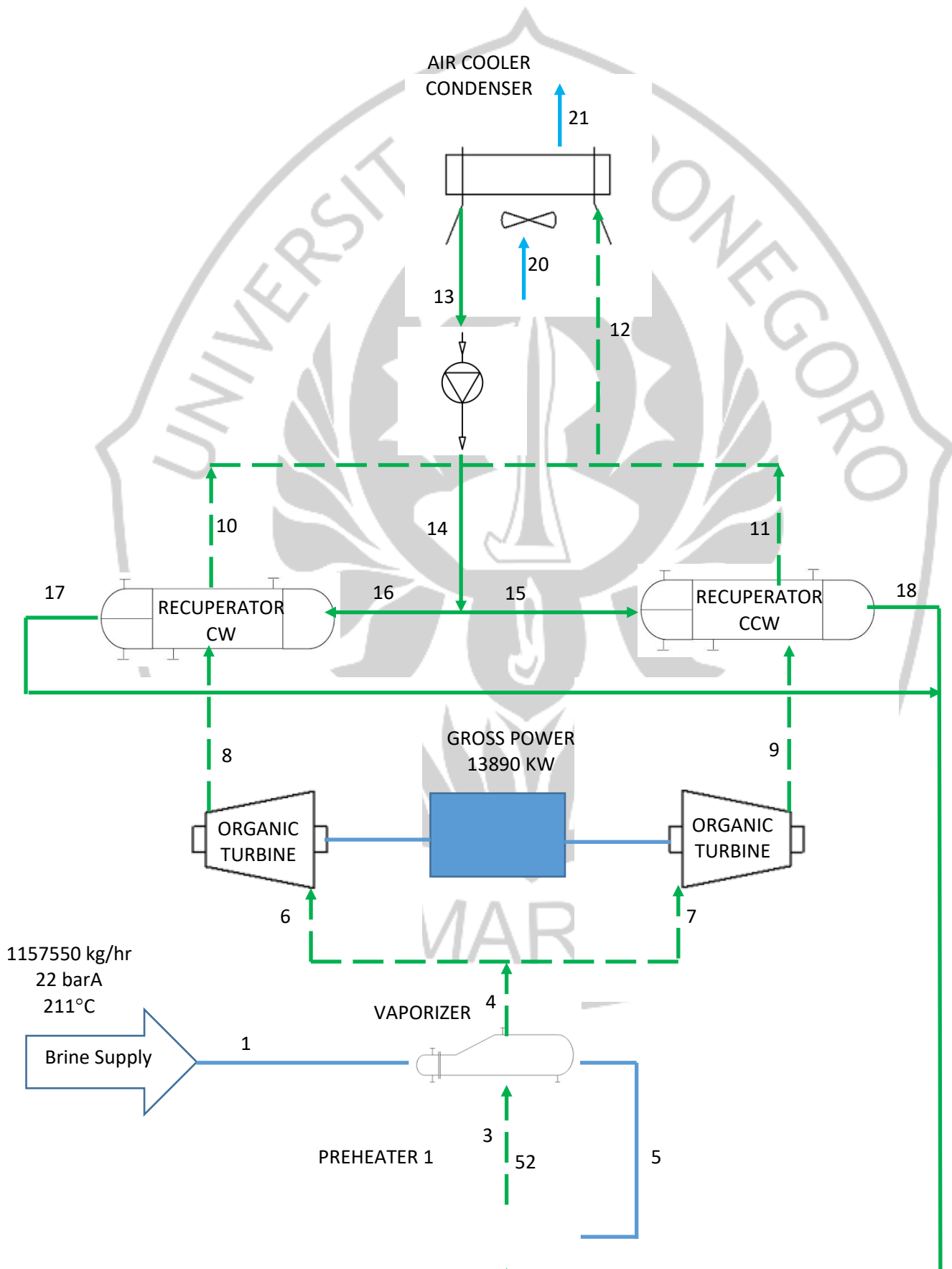
2.9.1 Penambahan Heat Exchanger (Preheater)

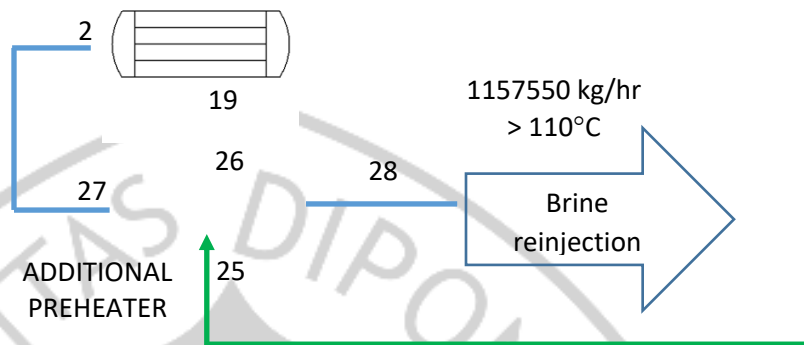
Dalam sistem ORC *binary* PLTP XYZ, komponen *Preheater* berfungsi sebagai *preheat* setelah keluar dari *Recuperator*, sebelum menuju *Vaporizer*. Pada usulan ini, penambahan komponen *Preheater* yaitu dengan memanfaatkan *brine/ geofuid* dengan laju alir 321,54 kg/s, dengan suhu *brine* menuju *reinjection well* 139°C - 141°C pada ORC X. Penulis selanjutnya melakukan analisa

penambahan *Preheater* untuk memanfaatkan suhu *brine* 139°C - 141°C yang selanjutnya *brine* tersebut akan memanaskan *n-pentane* pada *Preheater* tambahan dan kemudian *brine* yang suhunya sudah turun tersebut akan diinjeksikan ke sumur reinjeksi.

Pada *Process Flow Diagram* penambahan *Preheater* ditempatkan sebelum *Preheater* eksisting dan setelah *outlet* dari *Recuperator* dimana fluida kerja yang keluar dari *Condenser* dan kemudian dipompakan dan selanjutnya melalui *Recuperator* dan dipanaskan oleh *Preheater* tambahan dengan suhu *geofluid/ brine* 139°C - 141°C.







Gambar 2. 21 Flow process diagram penambahan preheater



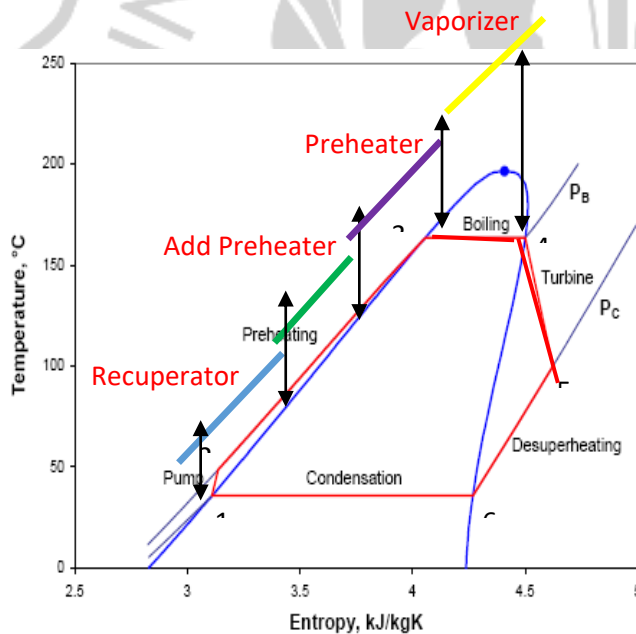
Tabel 2. 3 Rumus Analisis Energi & Energi penambahan Preheater

Analisis ORC penambahan Preheater	
Vaporizer dan Preheater additional	
Energi Balance di Vaporizer dan Preheater additional	$\dot{m}_1 (h_1 - h_2) = \dot{m}_4 (h_4 - h_{19})$
Vaporizer	
Mass Balance	$\dot{m}_1 = \dot{m}_5 ; \dot{m}_3 = \dot{m}_4$
Persamaan energi balance di Vaporizer	$\dot{m}_1 c_{p1} [T_1 - T_5] = \dot{m}_4 (h_4 - h_3)$
$Q_{VAPORIZER}$	$\tilde{U} A_{VAPORIZER} LMTD$
$LMTD_{VAPORIZER}$	$\frac{(T_1 - T_4) - (T_5 - T_3)}{\ln \frac{(T_1 - T_4)}{(T_5 - T_3)}}$
Persamaan exergy balance di Vaporizer	$\dot{m}_1 ex_1 + \dot{m}_3 ex_3 = \dot{m}_5 ex_5 + \dot{m}_4 ex_4 + EX_d VAPORIZER$
Preheater 1	
Mass Balance di Preheater 1	$\dot{m}_3 = \dot{m}_{19} ; \dot{m}_5 = \dot{m}_2$
Persamaan energi balance di Preheater 1	$\dot{m}_5 c_{p5} [T_5 - T_2] = \dot{m}_{19} (h_3 - h_{19})$
$Q_{PREHEATER 1}$	$\tilde{U} A_{PREHEATER 1} LMTD$
$LMTD_{PREHEATER}$	$\frac{(T_5 - T_3) - (T_2 - T_{19})}{\ln \frac{(T_5 - T_3)}{(T_2 - T_{19})}}$
Persamaan exergy balance di Preheater 1	$\dot{m}_5 ex_5 + \dot{m}_{19} ex_{19} = \dot{m}_2 ex_2 + \dot{m}_3 ex_3 + EX_d PREHEATER 1$
Preheater Additional	
Mass Balance di Preheater Additional	$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{14} ; \dot{m}_{28} = \dot{m}_2$
Persamaan energi balance di Preheater additional	$\dot{m}_{27} c_{p27} [T_{27} - T_{28}] = \dot{m}_{25} (h_{26} - h_{25})$
$Q_{PREHEATER ADD}$	$\tilde{U} A_{PREHEATER ADD} LMTD$
$LMTD_{PREHEATER ADD}$	$\frac{(T_{27} - T_{26}) - (T_{28} - T_{25})}{\ln \frac{(T_{27} - T_{26})}{(T_{28} - T_{25})}}$
Persamaan exergy balance di Preheater additional	$\dot{m}_{25} ex_{25} + \dot{m}_{27} ex_{27} = \dot{m}_{26} ex_{26} + \dot{m}_{28} ex_{28} + EX_d PHADD$
Turbin CW	
Mass Balance Turbin CW	$\dot{m}_6 = \dot{m}_8$
Persamaan energi balance di Turbin CW	$\dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_8 h_8 + \dot{W}_{ORC,TCW}$ $\dot{W}_{ORC,TCW} = \dot{m}_6 (h_6 - h_8) \text{ atau } \dot{m}_6 \eta_T (h_6 - h_{8S})$
Persamaan exergy balance di Turbine CW	$\dot{m}_6 ex_6 = \dot{m}_8 ex_8 + \dot{W}_{ORC,TCW} + EX_d ORCTCW$
Efisiensi Turbine	$\eta_T = \frac{(h_6 - h_8)}{(h_6 - h_{8S})}$

Efisiensi Exergi Turbine	$\psi_T = \frac{\dot{m}_8 ex_8 + \dot{W}_T}{\dot{m}_6 ex_6}$
Turbin CCW	
Mass Balance Turbin CCW	$\dot{m}_7 = \dot{m}_9$
Persamaan energi balance di Turbin CCW	$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_9 h_9 + \dot{W}_{ORC,TCW}$ $\dot{W}_{ORC,TCW} = \dot{m}_7 (h_7 - h_9)$ atau $\dot{m}_7 \eta_T (h_7 - h_{9S})$
Persamaan exergy balance di Turbine CCW	$\dot{m}_7 ex_7 = \dot{m}_9 ex_9 + \dot{W}_{ORC,TCCW} + Ex_{D,ORCTCCW}$
Efisiensi Turbine	$\eta_T = \frac{(h_7 - h_9)}{(h_7 - h_{9S})}$
Efisiensi Exergi Turbine	$\psi_T = \frac{\dot{m}_9 ex_9 + \dot{W}_T}{\dot{m}_7 ex_7}$
Recuperator CW	
Mass Balance di Recuperator	$\dot{m}_8 = \dot{m}_{10} ; \dot{m}_{16} = \dot{m}_{17}$
Persamaan energi balance di Recuperator	$\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{16} h_{16} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{17} h_{17}$ $\dot{m}_8 c_{p8} [T_8 - T_{10}] = \dot{m}_{16} (h_{17} - h_{16})$ atau $\dot{m}_8 (h_8 - h_{10}) = \dot{m}_{16} (h_{17} - h_{16})$
$Q_{RECUPERATOR}$	$\dot{U} A_{RECUPERATORCW} LMTD$
LMTD	$\frac{(T_8 - T_{17}) - (T_{10} - T_{16})}{\ln \frac{(T_8 - T_{17})}{(T_{10} - T_{16})}}$
Persamaan exergy balance di Recuperator	$\dot{m}_8 ex_8 + \dot{m}_{16} ex_{16} = \dot{m}_{10} ex_{10} + \dot{m}_{17} ex_{17} + Ex_{D,RCPCW}$
Recuperator CCW	
Mass Balance di Recuperator	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{11} ; \dot{m}_{15} = \dot{m}_{18}$
Persamaan energi balance di Recuperator	$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{15} h_{15} = \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{18} h_{18}$ $\dot{m}_9 c_{p9} [T_9 - T_{11}] = \dot{m}_{15} (h_{18} - h_{15})$ atau $\dot{m}_9 (h_9 - h_{11}) = \dot{m}_{15} (h_{18} - h_{15})$
$Q_{RECUPERATOR}$	$\dot{U} A_{RECUPERATORCCW} LMTD$
LMTD	$\frac{(T_9 - T_{18}) - (T_{11} - T_{15})}{\ln \frac{(T_9 - T_{18})}{(T_{11} - T_{15})}}$
Persamaan exergy balance di Recuperator	$\dot{m}_9 ex_9 + \dot{m}_{15} ex_{15} = \dot{m}_{11} ex_{11} + \dot{m}_{18} ex_{18} + Ex_{D,RCPCCW}$
ACHE	
Mass Balance ACHE	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$ dan $\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21}$
Persamaan energi balance di ACHE	$\dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{20} h_{20} = \dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{21} h_{21}$ $\dot{m}_{20} c_{p20} [T_{21} - T_{20}] = \dot{m}_{12} (h_{12} - h_{13})$
Q_{ACHE}	$\dot{U} A_{ACC} LMTD$
LMTD	$\frac{(T_{12} - T_{21}) - (T_{13} - T_{20})}{\ln \frac{(T_{12} - T_{21})}{(T_{13} - T_{20})}}$
Persamaan exergy balance di ACHE	$\dot{m}_{12} ex_{12} + \dot{m}_{20} ex_{20} = \dot{m}_{13} ex_{13} + \dot{m}_{21} ex_{21} + Ex_{dACC}$
Volume Fan	$\frac{0,5 \times (\dot{m}_{20} \times 60)}{\rho_{air}}$

W_{FAN}	$\frac{P_{diff} \times \text{Volume Fan}}{6342 \times \text{effisiensi Fan}}$
W_{gross}	$\frac{W_{FAN}}{\text{effisiensi motor}}$
Pompa	
Mass Balance pompa	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$
Persamaan energi balance di pompa	$\dot{m}_{14}h_{14} = \dot{m}_{13}h_{13} + \dot{W}_{Pump}$ $\dot{W}_P = \dot{m}_{13} (h_{14} - h_{13}) = \dot{m}_{13} (h_{14S} - h_{13}) / \eta_p$
Persamaan exergy balance di pompa	$\dot{m}_{14} ex_{14} + EX_{d,PUMP} = \dot{m}_{13} ex_{13} + \dot{W}_P$
Efisiensi Energi pompa	$\eta_p = \frac{\dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_{13} h_{13}}{W_P}$
Efisiensi Exergi pompa	$\psi_T = \frac{\dot{m}_{14} ex_{14} - \dot{m}_{13} ex_{13}}{W_P}$

2.9.2 T-s Diagram Modifikasi Penambahan Preheater



Gambar 2. 22 T-s diagram penambahan preheater

Pada diagram T-s, dengan modifikasi penambahan *Preheater*, skema modifikasi adalah sebagai berikut :

1. Laju alir *n-pentane* naik, dengan penambahan *Preheater*, laju alir *n-pentane* akan naik seiring dengan penurunan suhu yang di reinjeksikan. Pada penelitian ini, dianalisa suhu *brine* yang di reinjeksikan dan dibatasi pada suhu 80°C.

2. Suhu *n-pentane* pada kondisi saturasi *vapor* akan naik dengan penambahan *Preheater*, dan dengan meningkatkan tekanan pada *Feed Pump*.

2.9.3 Design analisa Penambahan Preheater

a. Analisa Energi dan Eksergi *Preheater* Tambahan

Tipe *Preheater* tambahan *heat exchanger* dengan asumsi sama dengan *Preheater* yang ada yaitu tipe *shell and tube*, dimana *heat transfer* akan terjadi diantara *brine* dan *n-pentane*. *Preheater* akan memanaskan *n-pentane* yang di pompakan oleh *Feed pump*, melalui *Recuperator* dan kemudian akan dipanaskan oleh *Preheater* tambahan tersebut.

Asumsi untuk perhitungan dan analisa pada komponen *Preheater* tambahan adalah ;

1. Diasumsikan *Heat exchanger* terisolasi dengan baik, sehingga *heat transfer* terjadi antara *brine* dan *n-pentane*, dan dalam keadaan *steady state*. Energi potensial dan energi kintetik diabaikan.
2. Tidak ada *pressure loss* dari *pressure outlet* yang keluar dari *Feed Pump*
3. Asumsi T_0 , suhu lingkungan sesuai dengan *Heat Mass Balance* (HMB) $23,5^{\circ}\text{C}$

Persamaan energi pada komponen *Preheater* tambahan sebagai berikut:

Persamaan *Heat Transfer* di :

$$\text{Preheater} : m_{23} c_{p23} [T_{23} - T_2] = m_{19} (h_{22} - h_{19}) \quad (2.93)$$

Preheater :

$$Q_{\text{ADD PREHEATER}} = m_{23} c_{p23} [T_{23} - T_2] = m_{19} (h_{22} - h_{19}) \quad (2.94)$$

$$Q_{\text{ADD PREHEATER}} = \tilde{U} A_{\text{PREHEATER}} \text{LMTD} \quad (2.95)$$

Dimana U = overall heat transfer koefisien

$A_{\text{PREHEATER}}$ = overall heat transfer area

c_p = spesifik heat brine

LMTD = log mean temperature difference

Dimana :

$$\text{LMTD} = \frac{(T_{23} - T_{22}) - (T_2 - T_{19})}{\ln \frac{(T_{23} - T_{22})}{(T_2 - T_{19})}} \quad (2.96)$$

Persamaan keseimbangan eksergi di *Preheater*

$$\dot{m}_{23} ex_{23} + \dot{m}_{19} ex_{19} = \dot{m}_2 ex_2 + \dot{m}_{22} ex_{22} + EX_{d \text{ ADD PREHEATER}} \quad (2.97)$$

Dimana $\dot{m}_{23} ex_{23}$ = Eksergi rate inlet Preheater hot fluid (Brine)
 $\dot{m}_2 ex_2$ = Eksergi rate outlet Preheater hot fluid (Brine)
 $\dot{m}_{19} ex_{19}$ = Eksergi rate inlet Preheater cold fluid (n-pentane)
 $\dot{m}_{22} ex_{22}$ = Eksergi rate outlet Preheater cold fluid (n-pentane)
 $EX_{d \text{ ADD PREHEATER}}$ = Eksergi destruction rate Preheater

Dimana

$$\dot{m}_2 ex_2 = \dot{m}_2 [(h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0)] \quad (2.98)$$

$$\dot{m}_{22} ex_{22} = \dot{m}_{22} [(h_{22} - h_0) - T_0 (s_{22} - s_0)] \quad (2.99)$$

$$\dot{m}_{23} ex_{23} = \dot{m}_{23} [(h_{23} - h_0) - T_0 (s_{23} - s_0)] \quad (2.100)$$

$$\dot{m}_{19} ex_{19} = \dot{m}_{19} [(h_{19} - h_0) - T_0 (s_{19} - s_0)] \quad (2.101)$$

Dimana

h_2, s_2 = entalphi dan entropi outlet Preheater hot fluid (Brine)
 h_{22}, s_{22} = entalphi dan entropi inlet Preheater cold fluid (n-pentane)
 h_{19}, s_{19} = entalphi dan entropi outlet Preheater cold fluid (n-pentane)
 h_{23}, s_{23} = entalphi dan entropi inlet Preheater hot fluid (Brine)
 h_0, s_0 = entalphi dan entropi steam pada kondisi lingkungan (ambient temperature)
 T_0 = referensi suhu lingkungan

Efisiensi Energi

$$\eta_{HEX} = \frac{(\dot{m}_{22} h_{22} - \dot{m}_{19} h_{19})}{(\dot{m}_{23} h_{23} - \dot{m}_2 h_2)} \quad (2.102)$$

Efisiensi Exergi

$$\psi_P = \frac{(\dot{m}_{22} ex_{22} - \dot{m}_{19} ex_{19})}{(\dot{m}_{23} ex_{23} - \dot{m}_2 ex_2)} \quad (2.103)$$

b. Analisa Design Preheater

Design Preheater tambahan :

$$\text{Langkah 1 : } Q_{\text{ADD PREHEATER}} = \dot{m}_{23} c_{p23} [T_{23} - T_2] = \dot{m}_{19} (h_{22} - h_{19}) \quad (2.104)$$

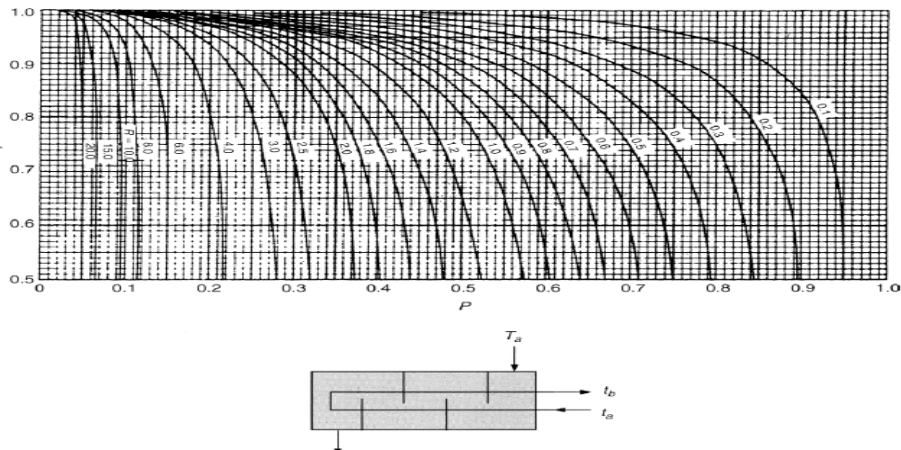
$$\text{Langkah 2 : LMTD} = \frac{(T_{23}-T_{22}) - (T_2-T_{19})}{\ln \frac{(T_{23}-T_{22})}{(T_2-T_{19})}} \quad (2.105)$$

$$\text{Langkah 3 : Koefisien R : } \frac{(T_{23}-T_2)}{(T_{22}-T_{19})} \quad (2.106)$$

$$\text{Langkah 4 : Koefisien S : } \frac{(T_{22}-T_{19})}{(T_{23}-T_{19})} \quad (2.107)$$

Langkah 5 : tentukan nilai F dari Gambar LMTD Factor untuk heat Exchanger.

Nilai $F > 0.8$, jika nilai $F < 0.8$ heat transfer tidak efisien.



Langkah 6 : Tentukan kalorik temperatur

Gambar 2. 23 LMTD correction factor

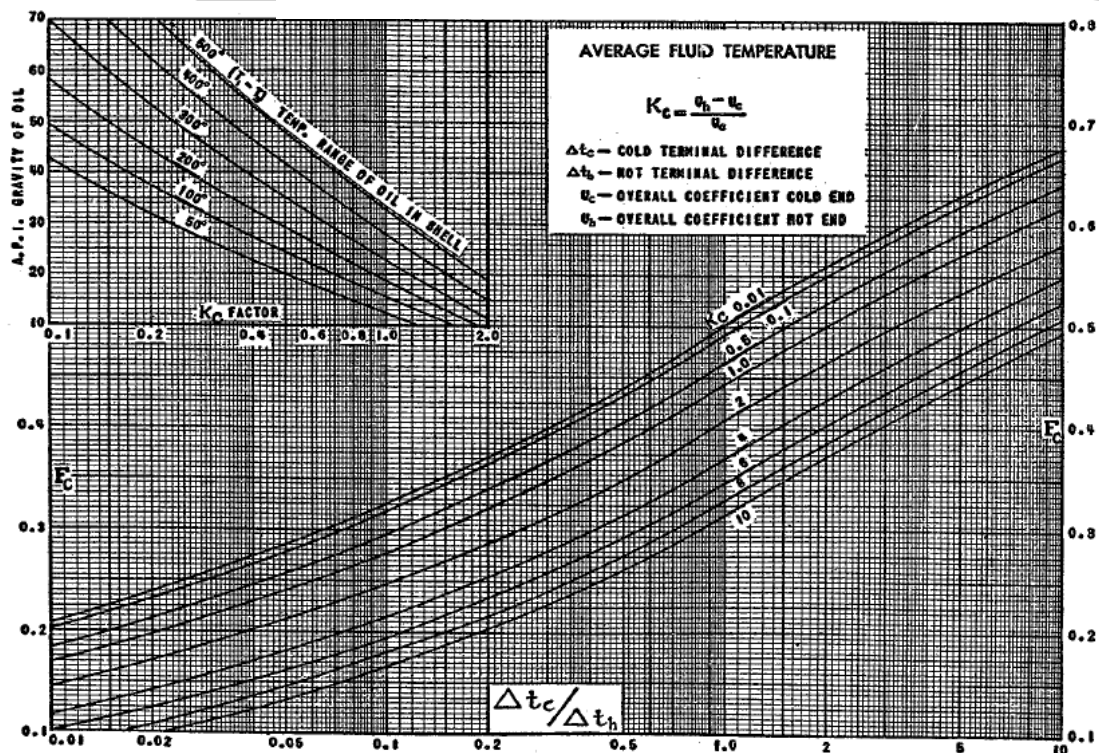


FIG. 17. The calorific temperature factor F_c . (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York, 1949.)

Gambar 2. 24 Kaloric temperatur factor

Langkah 7 : Tentukan Flow area di Shell Side dan Tube Side

$$\text{Sisi Shell side : } a_s = ID \times C' B / 144 \times P_T \text{ (ft}^2\text{)} \quad (2.108)$$

$$\text{Sisi Tube side : } T_s = N_T \times a_T / 144 \times n \text{ (ft}^2\text{)} \quad (2.109)$$

Tabel 2. 4 Diameter Shell dan Jumlah tube

Shell ID (in)	TEMA P or S				TEMA U		
	Number of Passes				Number of Passes		
	1	2	4	6	2	4	6
8	17	12	8	12	14	8	6
10	30	30	16	18	30	24	12
12	52	48	42	24	44	40	32
13 1/4	61	56	52	50	60	48	44
15 1/4	85	78	62	64	80	72	74
17 1/4	108	108	104	96	104	100	100
19 1/4	144	136	130	114	132	132	120
21 1/4	173	166	154	156	172	168	148
23 1/4	217	208	194	192	212	204	198
25	252	240	230	212	244	240	230
27	296	280	270	260	290	284	274
29	345	335	310	314	340	336	328

Tabel 2. 5 Heat exchanger dan Condenser

Tabel 10. HEAT EXCHANGER AND CONDENSER TUBE DATA							
Tube OD (in)	BWG	Wall Thickness, in	ID, in	Flow area per tube, in ²	Surface per lin ft, ft ²		Weight per lin ft, lb steel
1/2	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
3/4	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.94		0.2277	0.710
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639
	18	0.049	0.902	0.639		0.2361	0.545

Langkah 8 : Tentukan Mass velocity shell side

$$G_S = m_{23} / a_S \quad (2.110)$$

Mass velocity tube side

$$G_T = m_{19} / a_T \quad (2.111)$$

Langkah 9 : Tentukan nilai D_e pada sisi Shell dan Tube

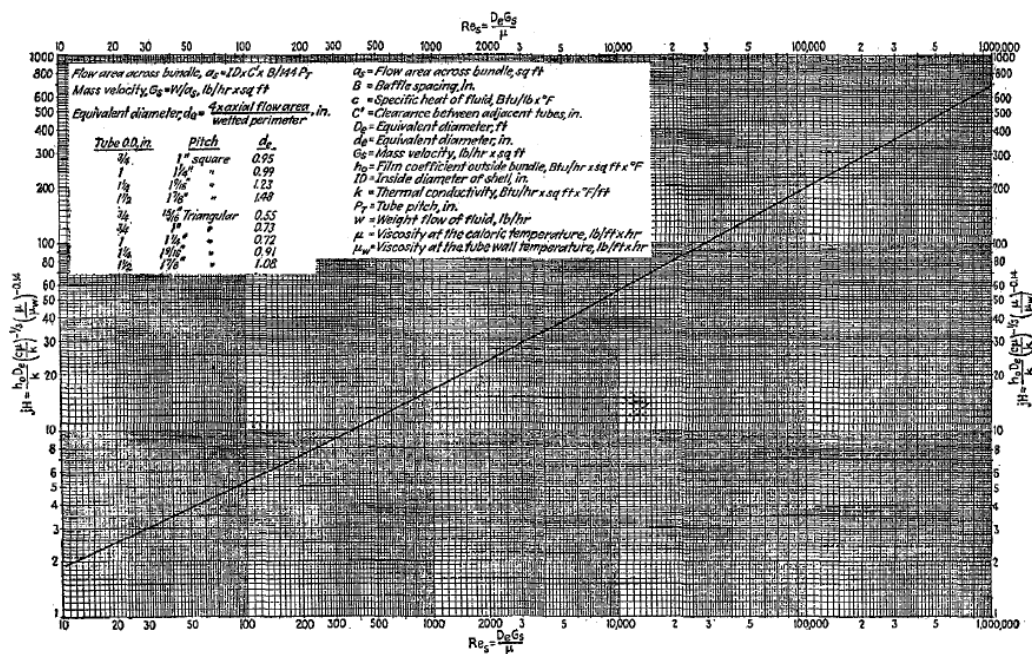
Tentukan nilai viscosity (μ) dari Brine dan n-Pentane pada kalorik temperatur

Hitung Reynold number sisi Shell side

$$Re_S : D_e \times G_S / \mu \quad (2.112)$$

Hitung Reynold number sisi Tube side

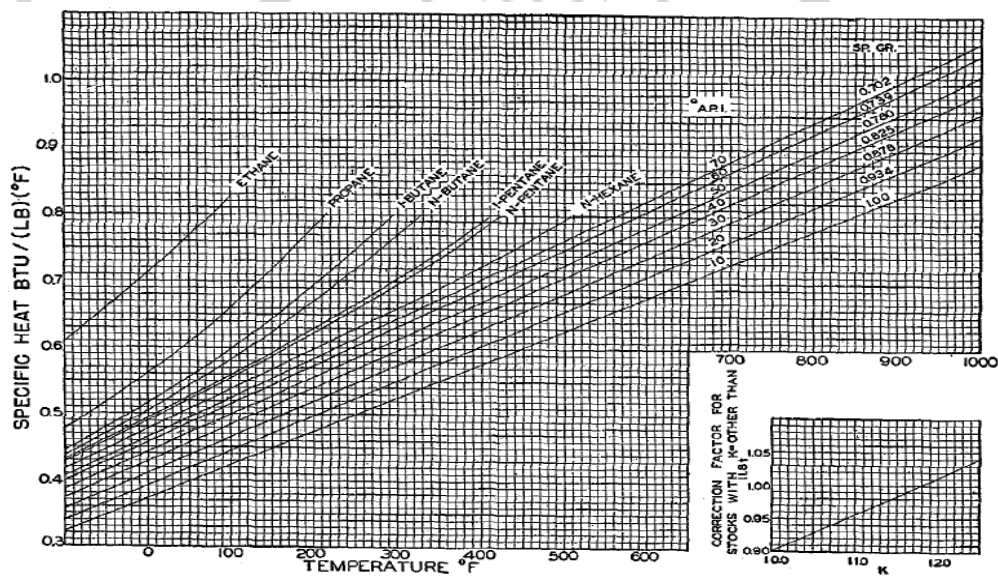
$$Re_T : D \times G_T / \mu \quad (2.113)$$



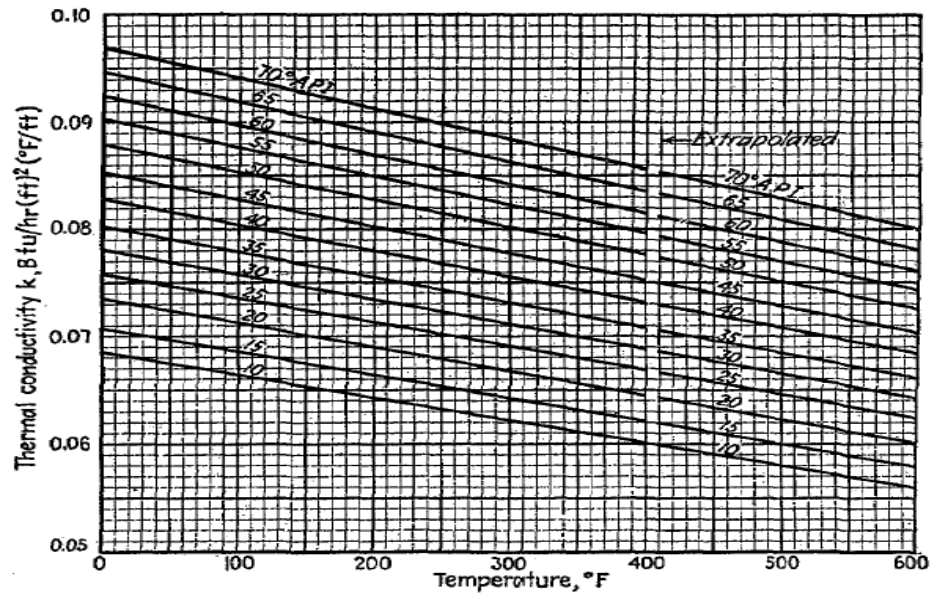
Gambar 2. 25 Kurva heat transfer sisi Shell bundle dengan 25% cut segment baffle

Langkah 10 : Tentukan nilai factor jH pada sisi Shell side dan Tube Side berdasarkan gambar hubungan jH dan reynold number (gambar II.23)

Langkah 11 : Tentukan nilai heat capacity (cp) dari brine dan n-pentane, dan nilai k thermal conductivity (k) pada kaloric temperatur



Gambar 2. 26 Specific heat



Gambar 2. 27 Thermal conductivity

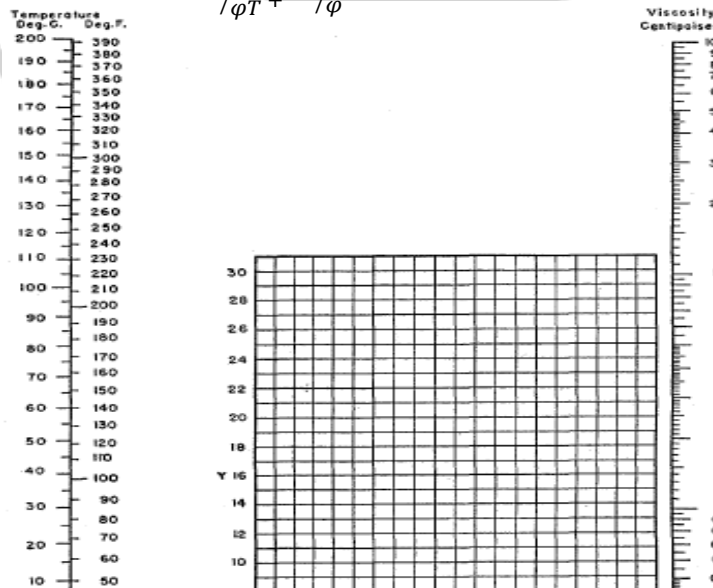
Langkah 12 : Hitung nilai h_o pada sisi shell side dan h_i tube side

$$h_o = jH \times (k / D_e) \times (c \mu / k)^{1/3} \times \phi_s \quad (2.114)$$

$$h_i = jH \times (k / D) \times (c \mu / k)^{1/3} \times \phi_T \quad (2.115)$$

Langkah 13 : Hitung Tube wall temperatur

$$T_w = t_c + \frac{h_o / \phi}{h_o / \phi_T + h_o / \phi} \times (T_C - t_c) \quad (2.116)$$



Gambar 2. 28 Nilai viskositas

Langkah 14 : Hitung nilai viscosity pada suhu Tube wall (T_w) dan ϕ

Langkah 15 : Hitung corrected coefficient h_o dan h_i

Langkah 16 : Hitung required overall coefficient & clean overall coefficient :

$$U_c = \frac{h_o \times h_i}{h_o + h_i} \quad (2.117)$$

Langkah 17 : Design overall coefficient

$$U_d = \frac{Q_{ADD \text{ PREHEATER}}}{A \times F \times LMTD} \quad (2.118)$$

Langkah 18 : Hitung Dirt Factor

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{A \times F \times LMTD} \quad (2.119)$$

Langkah 19 : Hitung Pressure drop

Tentukan nilai f berdasarkan reynold number

$$\text{Hitung jumlah crosess (baffle spacing), } N+1 = 12L/B \quad (2.120)$$

Hitung pressure drop shell side :

$$\Delta P_s = \frac{f \times G s^2 \times D S \times (N+1)}{5.22 \times 10^{10} \times D e \times s \times \phi}, \Delta P_s < 10 \text{ psi} \quad (2.121)$$

Hitung pressure drop Tube side :

$$\Delta P_{T-1} = \frac{f \times G t^2 \times L \times n}{5.22 \times 10^{10} \times D e \times s \times \phi}, \quad (2.122)$$

$$\Delta P_{T-2} = \frac{4n \times V^2}{s \times 2g} \quad (2.123)$$

$$\Delta P_T = \Delta P_{T-1} + \Delta P_{T-2}, \Delta P_T < 10 \text{ psi} \quad (2.124)$$

c. Analisis Keekonomian

Pada bagian analisis ekonomi ini penulis mengasumsikan bahwa perubahan spesifikasi pompa *Feed Pump* dan penambahan preheater baik analisis termodinamika dan analisis keekonomian perlu di analisis terlebih dahulu. Total biaya investasi terdiri dari biaya produksi yang dipengaruhi biaya dari komponen peralatan: Heat exchanger, Turbine dan Pompa, biaya lainnya antara lain biaya start up, working capital, kapital cost lainnya, dan biaya pengoperasian dan pemeliharaan yang didasarkan pada asumsi dan saran (Bejan dan Tsatsaronis 1996).

Bare Module Cost (C_{BM}) adalah merepresentasikan biaya direct dan indirect cost, yang dijelaskan dalam tabel dibawah :

Tabel 2. 6 Direct dan Indirect Cost

Factor Associated with the Installation of equipment	Symbol	Comments
1. Direct Project Expenses		
a. Equipment FOB cost	C_P	Purchase cost of equipment at manufacturer's site
b. Materials required for installation	C_M	Include all piping, insulation and fireproofing, foundation, structur supports, instrumentation, electrical, and painting associated with the equipment
Labor to install equipment and material	C_L	Includes all labor associated with installing the equipment and materials mentioned in (a) and (b)
2. Indirec Project Expenses		
a. Freight insurance and taxes	C_{FIT}	Includes all transportation cost for shipping equipment and materials to the plant site, all insurance on the items shipped and any purchase taxes that may be applicable.
b. Construction Over head	C_O	Includes all fringe benefit such as vacation, sick leave, retirement benefit, etc labor burden such as social security and unemployment insurance, etc; and salaries and overhead for supervisory personnel.
c. Contractor engineering expenses	C_E	Includes salaries and overhead for the engineering, drafting and project management personnel on the project
Factor associated with the installation of equipment		
3. Contingency and fee		
a. Contingeny	C_{Cont}	A factor to cover unforeseen circumstances. These may include loss of the time due to storm and strikes, small changes in the design and unpredicted prices increases.
b. Contractor fee	C_{fee}	This fee varies depending on the type of the plant and variety of others factors.
4. Auxiliary Facilities		
a. Site development	C_{site}	Include the purchase of the land grading and evacuation of the site; installation and hook up of the electrical, water and sewer system, and construction of allinternal rood, walkways and parking lots.

b. Auxiliary Building	CAUX	Include administration office, maintenace shop and control rooms, warehouse and services building (cafeteria dressing room and medical facility)
c. Office sites and utilities	Coff	Includes raw material and final product storage, raw material and final product loading and unloading facilities, all equipmnet necessary to supply required process utilities (cooling water, steam generatiom, fuel distribution system, etc), central environment control facilities (eg. Waste water treatment, incenerator, flares, etc) and fire protection system)

Pada penambahan preheater, penulis menggunakan CEPCI (Chemical Engineering Plant Cost Index). CEPCI 2021 dan CEPCI2001 digunakan sebagai dasar perhitungan analisis keekonomian, dimana CEPCI 2022 adalah 816 dan CEPCI2001 adalah 397.

$$C_{BM} = \frac{CEPCI\ 2022}{CEPCI\ 2001} \times (B_1 + B_2 F_M F_P); \quad (2.125)$$

$$C_{PREHEATER} = \frac{816}{397} \times C_{pre} \times (B_1 + B_2 \times F_m \times F_p) \quad (2.126)$$

$$\log C_{pre} = K_1 + K_2 \times \log A + K_3 \times (\log A)^2 \quad (2.127)$$

$$\log F_p = C_1 + C_2 \times \log P + C_3 \times (\log P)^2 \quad (2.128)$$

$$C_{TURBINE} = \frac{816}{397} \times C_{turbin} \times (F_m \times F_p) \quad (2.129)$$

$$\log C_{turb} = K_1 + K_2 \times \log A + K_3 \times (\log A)^2 \quad (2.130)$$

$$\log F_{turb} = C_1 + C_2 \times \log P + C_3 \times (\log P)^2 \quad (2.131)$$

$$C_{PUMP} = \frac{816}{397} \times C_{pump} \times (B_1 + B_2 \times F_m \times F_p) \quad (2.132)$$

$$\log C_{pump} = K_1 + K_2 \times \log A + K_3 \times (\log A)^2 \quad (2.133)$$

$$\log F_{pump} = C_1 + C_2 \times \log P + C_3 \times (\log P)^2 \quad (2.134)$$

$$C_{FAN} = \frac{816}{397} \times C_{fan} \times (F_m \times F_p) \quad (2.135)$$

$$\log C_{fan} = K_1 + K_2 \times \log A + K_3 \times (\log A)^2 \quad (2.136)$$

$$\log F_{fan} = C_1 + C_2 \times \log P + C_3 \times (\log P)^2 \quad (2.137)$$

$$C_{CONDENSER} = \frac{816}{397} \times C_{cond} \times (B_1 + B_2 \times F_m \times F_p) \quad (2.138)$$

$$\log C_{con} = K_1 + K_2 \times \log A + K_3 \times (\log A)^2 \quad (2.139)$$

$$\log F_{con} = C_1 + C_2 \times \log P + C_3 \times (\log P)^2 \quad (2.140)$$

Dimana :

Tabel 2. 7 Nilai parameter K, C, B dan F

Equipment Type	K_1	K_2	K_3	C_1	C_2	C_3	B_1	B_2	F_M
Shell and Tube HE	4.3247	-0.3030	0.1634	0.0381	-0.11272	0.08183	1.63	1.66	1.2
Turbine	2.7051	1.4398	-0.1776	0	0	0	/	/	6
Feed Pump	3.3892	0.0536	0.1538	-0.3935	0.3957	-0.00226	1.89	1.35	1.6
Fan	3.1761	-0.1373	0.3414	0	0	0	/	/	5.6
Condenser	4.0336	0.2341	0.0497	0	0	0	0.96	1.21	1.4

Annual Sales Revenue

Dihitung dari produksi dalam 1 tahun dikalikan dengan 0.9 availability

$$H_{\text{annual}} = 0.9 \times 365 \times 24 \times W_{\text{output produksi tambahan}} \times \text{IDR } 1000/\text{kWH} \quad (2.141)$$

Payback Periode (PBP) dihitung dengan :

$$\text{PBP} = \frac{C_{\text{tot}}}{(W_{\text{net}} \times 7884 \times 1000) - C_{\text{om}}}, \quad (2.142)$$

dimana $C_{\text{O\&M}}$ diasumsikan 1.5% dari $C_{\text{preheater}}$

2.10 Fluida kerja pada sistem *Organic Rankine Cycle*

Fluida kerja yang digunakan saat ini adalah n-pentane. Sedangkan di pasaran, fluida kerja tersebut memiliki banyak macam variasi yang bisa digunakan dengan memiliki pertimbangan pertimbangan antara lain :

1. Thermodynamic Properties, dalam pertimbangan aspek ini, beberapa kandidat fluida kerja yang ada, titik kritis temperatur dan titik kritis tekanan yang lebih rendah daripada air. Ketika titik kritis tekanan dari fluida kerja rendah, maka memiliki potensi dimanfaatkan dalam siklus *supercritical*, dimana ada kesesuaian antara proses pendinginan brine dan pemanasan fluida kerja dan *looses* atau rugi rugi penurunan suhu dan tekanan di heat exchanger. Pada Tabel 3. contoh dari beberapa fluida kerja yang ada.

Tabel 2. 8 Sifat termodinamika dari beberapa fluida kerja

Fluid	Formula	Tc °C	Tc °F	Pc MPa	Pc lbf/in ²	Ps @ 300 K Mpa	Ps @ 400 K Mpa
Propane	C ₃ H ₈	96.95	206.5	4.236	614.4	0.9935	NA
i-Butane	i-C ₄ H ₁₀	135.92	276.7	3.685	534.4	0.3727	3.204
n-Butane	C ₄ H ₁₀	150.8	303.4	3.718	539.2	0.2559	2.488
i-Pentane	i-C ₅ H ₁₂	187.8	370.1	3.409	494.6	0.09759	1.238
n-Pentane	C ₅ H ₁₂	193.9	380.9	3.240	469.9	0.07376	1.036
Ammonia	NH ₃	133.65	272.57	11.627	1686.3	1.061	10.3
Water	H ₂ O	374.14	705.45	22.089	3203.6	0.003536	0.24559

2. Aspek Health (kesehatan), Safety (keamanan) dan Environment (Lingkungan) – (HSE)

Dalam aspek HSE ini, aspek flammability (sifat mudah terbakar), toxicity (beracun), Ozon depletion potential (potensi penipisan ozon) dan Global warming potential (potensi pemanasan global). Dalam tabel 2.9 di jelaskan mengenai beberapa faktor yang menjadi referensi dalam pemilihan fluida kerja dari aspek HSE.

Tabel 2. 9 Fluida kerja dari aspek HSE

Fluid	Formula	Toxicity	Flammability	ODP	GWP
R-12	CCL ₂ F ₂	Nontoxic	Nonflammable	1.0	4500
R-114	C ₂ CL ₂ F ₄	Nontoxic	Nonflammable	0.7	5850
Propane	C ₃ H ₈	Low	Very High	0	3
i-Butane	i-C ₄ H ₁₀	Low	Very High	0	3
n-Butane	C ₄ H ₁₀	Low	Very High	0	3
i-Pentane	i-C ₅ H ₁₂	Low	Very High	0	3
n-Pentane	C ₅ H ₁₂	Low	Very High	0	3
R-32	C H ₂ F ₂	Low	Low Flammable	0	675
R-134a	C ₂ H ₂ F ₄	Very Low	Non Flammable	0	1300
R-245fa	C ₃ H ₃ F ₅	Very Low	Non Flammable	0	1300
Carbondiaioxide	CO ₂	Toxic	Non Flammable	0	1020
Ammonia	NH ₃	Nontoxic	Lower	0	0
Water	H ₂ O	Nontoxic	Non Flammable	0	-

Global Warmong Potential (GWP) adalah index yang digunakan untuk menilai potensi pemanasan global. Semakin tinggi nilai index nya, maka semakin tinggi potensi untuk berkontribusi dalam pemanasan global. R-12 dan R-114 sudah tidak digunakan semenjak Kopenhagen Amandement 1994 dan Montreal Protocol 1989.

Ozon Depletion Potential adalah salah satu index yang digunakan untuk menilai potensi penyebab penipisan ozon.

Toxicity, semua daftar fluida kerja adalah memiliki potensi racun, akan tetapi potensi tersebut ada yang tinggi, rendah dan tidak beracun. Racun dengan tingkat terendah dari fluida kerja sebagai pertimbangan untuk digunakan sebagai salah satu proteksi bagi pekerja ketika ada kebocoran.

Flammability, beberapa fluida kerja memiliki sifat mudah terbakar

Viscosity, Viskositas fluida kerja harus tetap dijaga pada viskositas rendah baik dalam fase cairan maupun uap untuk mencapai koefisien perpindahan panas yang tinggi. Viskositas pada fase cairan dan uap fluida kerja rendah untuk meminimalkan gesekan penurunan tekanan dan koefisien perpindahan panas secara konveksi. Fluida kerja yang akan dipakai dalam analisis penelitian ini adalah n-pentane (C_5H_{12}) atau R601. Adapun properties dari n-pentane dijelaskan di dalam tabel 7

Tabel 2. 10 Tabel Properties n-Pentane

Fluid Thermodynamic Properties n-pentane	Deskripsi
Formula	C_5H_{12}
Critical Temperature	193.9°C
Critical Pressure	3.240 MPa
Boiling Point	36.1
ODP	0
GWP	3
Flammability & Toxicity	Very high & Low