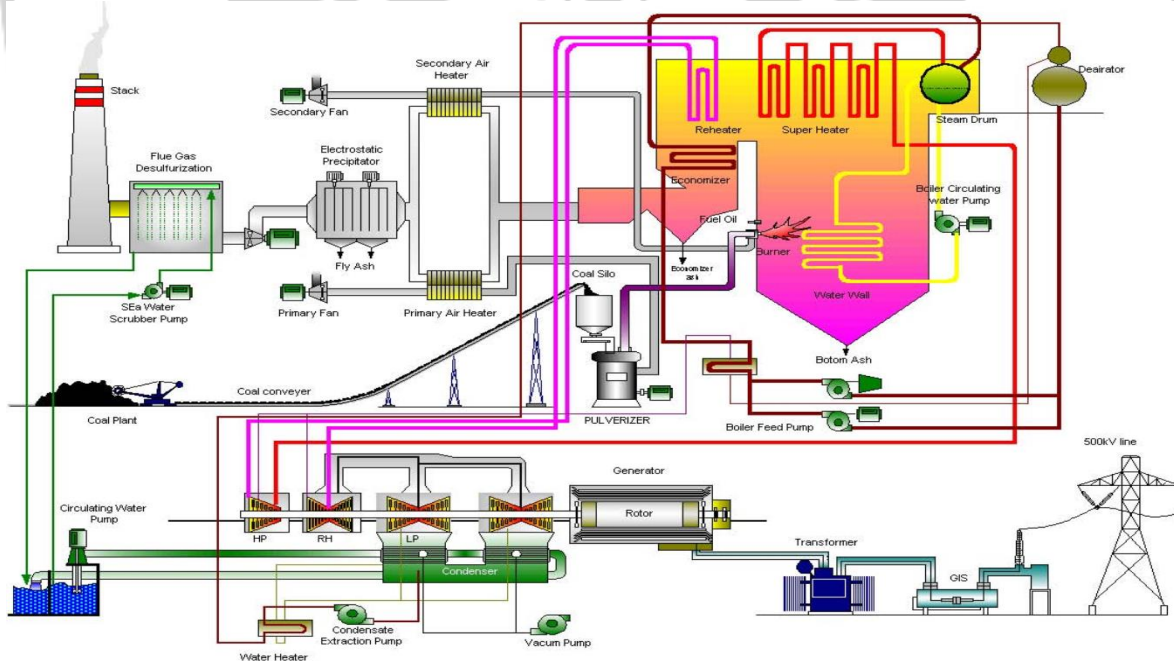


BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Proses Produksi PLTU Batubara

PLTU adalah sebuah sistem yang berfungsi untuk mengkonversi energi kimia dari bahan bakar menjadi energi listrik. Peralatan utama dari pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) berbahan bakar batubara adalah boiler, turbin, generator dan sistem pendingin. Boiler berfungsi untuk merubah energi kimia menjadi energi panas, panas yang dihasilkan boiler dimanfaatkan untuk memanaskan air dalam pipa boiler menjadi uap kering dengan temperatur dan tekanan tinggi. Uap tersebut kemudian dipakai untuk memutar turbin yang dikopel langsung dengan generator untuk menghasilkan energi listrik. Setelah melewati turbin uap, uap yang bertekanan dan bertemperatur tinggi yang berasal dari boiler tadi menjadi uap basah bertekanan dan bertemperatur rendah, kemudian uap ini masuk ke kondensor dan panas uap ini kemudian diserap oleh kondensor sehingga uap tersebut berubah menjadi air yang kemudian dipompakan kembali menuju boiler (Srinivas, 2017). Diagram skematik proses pembangkitan pada PLTU Patiton unit 8 terlihat pada Gambar 2.1.



Gambar 2. 1 Diagram skematik proses pembangkitan pada PLTU Patiton unit 8

(Sumber: Dokumen Internal Training PLTU Patiton Unit 8, 2006)

Proses berawal dari air kondensat yang dipompa melalui *Low pressure feed water heater* 1, 2, 3 dan 4 untuk dipanaskan dan kemudian dialirkan ke *deaerator* untuk menghilangkan gas – gas O₂ dan CO₂ kemudian dipompa lagi menggunakan *boiler feed water pump* menuju ke *High pressure Feed Water Heater* 6, 7, 8. Selanjutnya feed water menuju ke *economizer* untuk mendapatkan pemanasan awal di boiler. Selanjutnya *feed water* menuju ke *steam drum* dimana fase *steam* dan *water* di pisahkan, *water* dipanaskan kembali di *waterwall* dan kembali lagi ke *steam drum*. *Steam* yang dalam kondisi *superheated* kemudian mengalir menuju *first superheater*, *secondary superheater* dan *final superheater* untuk selanjutnya *steam* menuju ke *HP turbine*. Dari *HP turbine*, *steam* akan mengalami pemanasan ulang di boiler melalui *first reheater* dan *final reheater* dan selanjutnya menuju ke *IP turbine* kemudian ke *LP turbine* dan akhirnya menuju *condenser* untuk kembali ke fase cair.

Didalam turbin ini akan terjadi konversi energi *thermal* dari *Steam* menjadi energi mekanis berotasi yang menyebabkan rotor turbin berputar. Perputaran rotor ini yang akan menggerakkan *Generator* dan akhirnya oleh *generator* energi mekanis akan diubah menjadi energi listrik.

2.2 Analisa Turbine Heat Rate

Perhitungan *Turbine Heat Rate* ada 2 basis, yaitu menggunakan basis daya gros dan daya neto pembangkit. *Gross Turbine Heat Rate* (GTHR) adalah banyaknya energi yang diperlukan turbin dan generator untuk menghasilkan satu kWh listrik gros. Sebagian dari daya listrik yang dihasilkan generator digunakan untuk menggerakkan motor-motor yang ada di pembangkit. Listrik yang diperlukan untuk menggerakkan motor-motor tersebut dikenal sebagai pemakaian sendiri. Daya neto dari suatu pembangkit adalah selisih antara daya generator dikurangi oleh daya pemakaian sendiri. *Net Turbine Heat Rate* (NTHR) adalah banyaknya energi yang diperlukan turbin dan generator untuk menghasilkan satu kWh listrik neto. GTHR dan NTHR merupakan indikator penting yang mencerminkan proses konversi energi pada siklus air dan uap pembangkit (Zhang *et al.*, 2013). Perhitungan GTHR menggunakan persamaan 1, sedangkan perhitungan NTHR menggunakan persamaan 2.

$$GTHR = \frac{(m_{MS} * h_{MS}) + (m_{MU} * h_{MU}) - (m_{FW} * h_{FW}) - (m_{SHS} * h_{SHS})}{Pg} \dots \dots \dots (1)$$

$$NTHR = \frac{(m_{MS} * h_{MS}) + (m_{MU} * h_{MU}) - (m_{FW} * h_{FW}) - (m_{SHS} * h_{SHS})}{Pg - Paux} \dots \dots \dots (2)$$

Dengan

m_{MS}	: laju aliran massa <i>main steam</i> (t/h)
h_{MS}	: entalpi <i>main steam</i> (kCal/kg)
m_{MU}	: laju aliran massa <i>make-up water</i> (t/h)
h_{MU}	: entalpi <i>make-upwater</i> (kCal/kg)
m_{FW}	: laju aliran massa <i>feedwater</i> (t/h)
h_{FW}	: entalpi <i>feedwater</i> (kCal/kg)
m_{SHS}	: laju aliran massa <i>spray superheater</i> (t/h) h_{SHS} : entalpi <i>spray superheater</i> (kCal/kg)
P_g	: daya generator (kW)
P_{aux}	: daya pemakaian sendiri (kW)

2.3 Analisa Plant Heat Rate

Kinerja efisiensi energi keseluruhan pembangkit dapat dinyatakan oleh *Plant Heat Rate*. Perhitungan *Plant Heat Rate* ada 2 basis, yaitu menggunakan basis daya gros dan daya neto pembangkit. *Gross Plant Heat Rate (GPHR)* adalah banyaknya energi yang diperlukan pembangkit untuk menghasilkan satu kWh listrik gross, sedangkan *Net Plant Heat Rate (NPHR)* adalah banyaknya energi yang diperlukan pembangkit untuk menghasilkan satu kWh listrik neto. Nilai *plant heat rate* dipengaruhi oleh nilai *turbine heat rate* dan *efisiensi boiler*. Semakin kecil nilai GPHR atau NPHR, maka semakin efisien unit pembangkit tersebut. Ada 2 metode dalam perhitungan plant heat rate, yaitu metode langsung atau input-output dan metode kesetimbangan energi.

Perhitungan plant heat rate dengan metode langsung diperoleh dari jumlah energi bahan bakar yang masuk ke boiler dibagi dengan daya neto pembangkit. Perhitungan GPHR dengan metode langsung menggunakan persamaan 3, sedangkan perhitungan NPHR dengan metode langsung menggunakan persamaan 4.

$$GPHR \left(\frac{kCal}{kWh} \right) = \frac{mf * HHV}{P_g} \dots \dots \dots (3)$$

$$NPHR \left(\frac{kCal}{kWh} \right) = \frac{mf * HHV}{P_g - P_{aux}} \dots \dots \dots (4)$$

Dengan

mf : laju aliran massa bahan bakar (t/h)

HHV : *High Heating Value* bahan bakar (kCal/kg)

P_g : daya generator (kW)

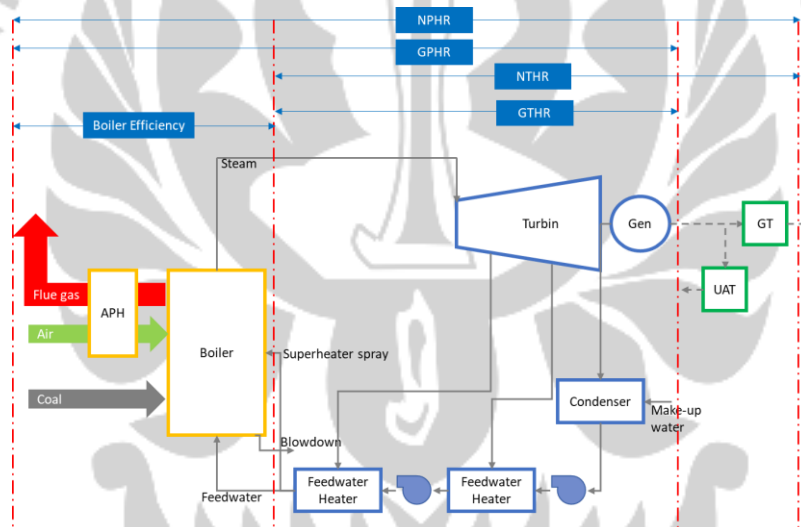
P_{aux} : daya pemakaian sendiri (kW)

Perhitungan *plant heat rate* dengan metode kesetimbangan energi diperoleh dari *turbine heat rate* dibagi boiler efisiensi dengan metode kerugian panas. Perhitungan GPHR dengan metode kesetimbangan energi menggunakan persamaan 5, sedangkan perhitungan NPHR dengan metode kesetimbangan energi menggunakan persamaan 6.

$$GPHR \left(\frac{kCal}{kWh} \right) = \frac{GTHR}{\text{Efisiensi boiler dengan metode kerugian panas}} \dots \dots \dots (5)$$

$$NPHR \left(\frac{kCal}{kWh} \right) = \frac{NTHR}{\text{Efisiensi boiler dengan metode kerugian panas}} \dots \dots \dots (6)$$

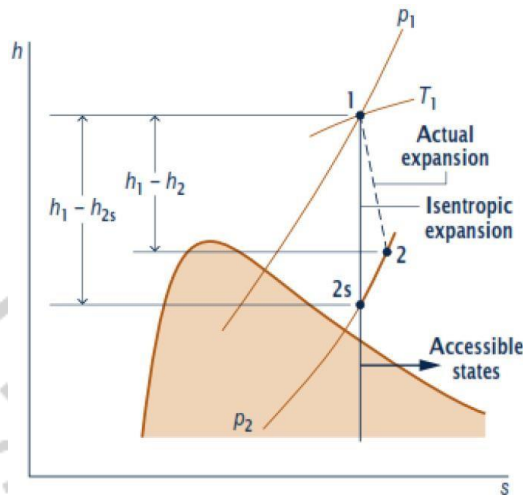
Ruang lingkup sistem pembangkit pada perhitungan efisiensi boiler, GTHR, NTHR, GPHR, dan NPHR pada PLTU Paiton terlihat pada Gambar 2.2



Gambar 2. 2 Ruang lingkup sistem pembangkit pada perhitungan efisiensi boiler, GTHR, NTHR, GPHR, dan NPHR pada PLTU (Wibowo, 2021).

2.4 Analisa Efisiensi Turbin Isentropik

Turbin uap berfungsi untuk merubah energi uap keluaran boiler menjadi energi mekanik. Efisiensi isentropik turbin adalah perbandingan antara kerja aktual dan kerja ideal turbin. Proses kerja aktual dan kerja ideal turbin uap dalam diagram h-s dapat dilihat pada Gambar 2.3.



Gambar 2. 3 Proses ekspansi turbin uap pada diagram h-s (Wibowo, 2021)

Keadaan yang ditandai dengan 2s pada Gambar 2.3 hanya dapat dicapai jika tidak ada *irreversibilitas internal*, keadaan ini disebut ekspansi isentropik turbin. Pada ekspansi aktual melalui turbin $h_2 > h_{2s}$, sehingga mengakibatkan kerja turbin menjadi lebih kecil dari kerja ideal. Perbedaan ini bisa diukur dengan efisiensi isentropik turbin yang didefinisikan pada persamaan 7.

$$\text{Efisiensi turbine (\%)} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \times 100 \dots \dots \dots (7)$$

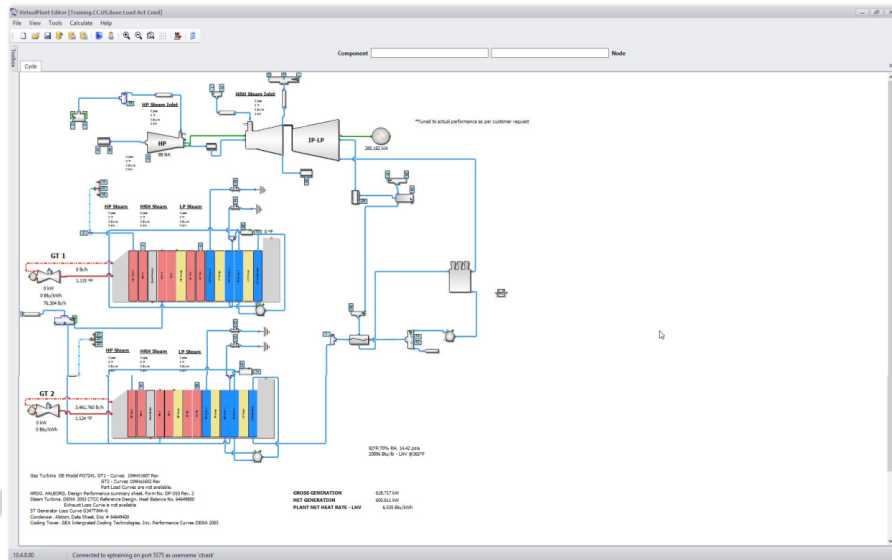
Dengan

- h_1 : entalpi uap masuk turbin (kJ/kg)
- h_2 : entalpi uap keluar aktual turbin (kJ/kg)
- h_{2s} : entalpi uap keluar isentropik turbin(kJ/kg)

Teknik interpolasi linier digunakan untuk mencari nilai entropi titik keluaran turbin aktual yang sudah menjadi fasa uap basah. Interpolasi dua titik dengan garis lurus dengan titik (x_0, y_0) dan (x_1, y_1) .

2.5 EtaPRO Virtual Plant

EtaPro *Virtual Plant* merupakan suatu sistem simulasi *rankine cycle* pada proses pembangkit listrik. *Virtual Plant* dapat melakukan simulasi unit pembangkit listrik dengan memodelkan sistem pembangkit listrik dengan detail equipment dilamanya. Modeling yang dibuat dalam software *Virtual Plant* berdasarkan pada heat and mass balance dan sesuai dengan hukum pertama thermodinamika. Modeling *Virtual Plant* menyediakan sarana untuk mempredisi kinerja pabrik dan peralatan untuk lingkungan dan lingkungan yang bervariasi kondisi operasi. Visualisasi dari EtaPRO *Virtual Plant* ditunjukkan pada Gambar 2.4 dibawah ini.



Gambar 2. 4 . Tampilan software Eta PRO Virtual Plant.

2.6 Gambaran Umum Sistem Kontrol Tekanan Boiler

Secara umum sistem control tekanan boiler dibagi menjadi 2 macam, yaitu *constant pressure* dan *sliding pressure* (Sehyoun *et al.*, 2016).

1. *Constant pressure operation.*

Constant pressure operation adalah metode yang mengontrol *output* pembangkit listrik dengan menggunakan *control valve* turbin, sedangkan boiler mempertahankan tekanan uap utama pada kondisi konstan. Dengan kata lain, *throttle loss*-nya tinggi pada beban parsial karena jumlah uap yang dibutuhkan dari turbin dikendalikan oleh *throttle control valve* turbin. Oleh karena itu, metode ini menguntungkan untuk pembangkit listrik tipe *base load*, dibandingkan dengan tipe *cycling load*. Inilah alasan mengapa boiler tipe *drum* menerapkan mode operasi *constant pressure*, yang sebagian besar dirancang sebagai tugas *base load*.

2. *Sliding pressure operation*

Sliding pressure operation adalah metode yang mengontrol output pembangkit listrik dengan memvariasikan tekanan uap menggunakan kontrol beban boiler, sambil mempertahankan *control valve* turbin dalam keadaan terbuka penuh. *Sliding pressure* dibagi lagi menjadi dua jenis yaitu:

a) Metode *Pure Sliding pressure Operation*.

Pure Sliding pressure Operation sangat menguntungkan dalam hal efisiensi termal, karena metode ini menghasilkan output daya yang diperlukan dengan mengontrol tekanan uap menggunakan kontrol beban boiler, sambil mempertahankan semua *control valve* turbin dalam

keadaan terbuka penuh tanpa adanya *throttle loss*. Namun metode ini memiliki kelemahan dalam respon dinamis terhadap variasi beban PLN, karena tekanan *steam* utama dikontrol dengan mengatur aliran bahan bakar boiler.

b) Metode *Modified sliding pressure operation method*

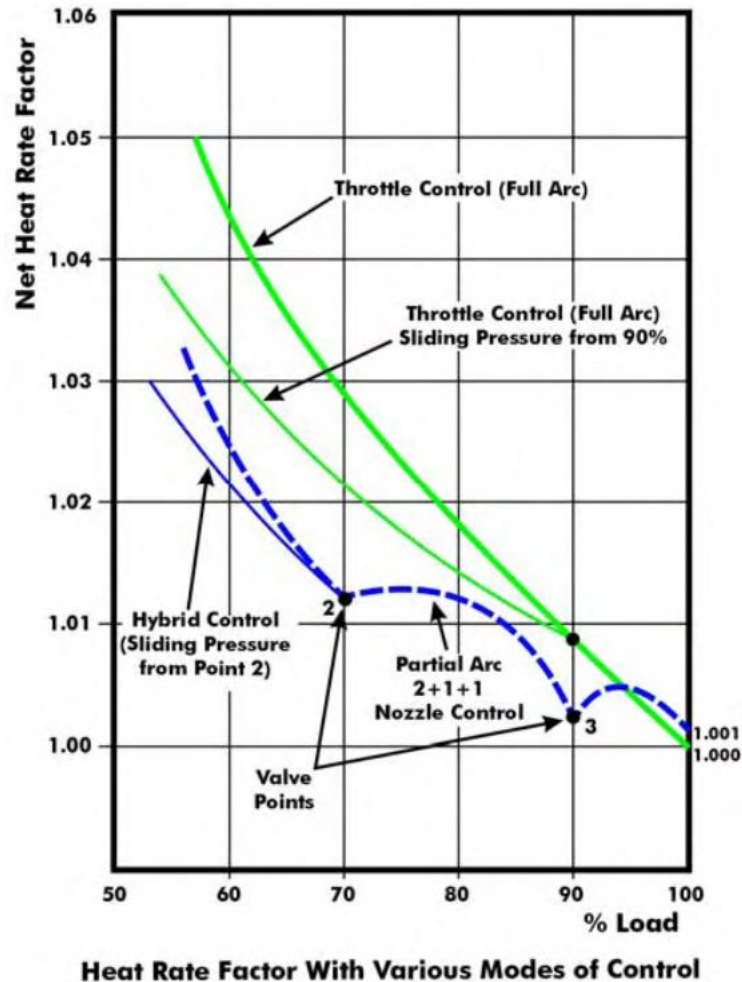
Metode ini digunakan untuk memperbaiki karakteristik respon dinamik dengan menggunakan kapasitas panas yang terakumulasi dari boiler dengan segera, setiap kali beban tiba-tiba naik atau turun, sambil mengendalikan *control valve* turbin mendekati kondisi normal. Metode ini tidak hanya dapat memperoleh keuntungan dari metode *sliding pressure operation* tetapi juga sebagian memecahkan karakteristik respons dinamis yang buruk dari *pure sliding pressure operation*, meskipun kerugian pelambatan pasti terjadi

2.7 Karakteristik performa *sliding pressure operation*.

Karakteristik performa pembangkit dari pola pengoperation *sliding pressure* adalah sebagai berikut.

1. Memperbaiki *HP turbine internal efficiency*

Internal HP turbine efficiency meningkat karena tidak ada *throttle loss* antara uap utama dan nosel pertama *HP turbine* ketika metode *sliding pressure operation* diterapkan. Secara umum, desain dari kecepatan keluar nosel turbin (*spouting velocity*) V_0 optimal pada kondisi beban VWO (*Valve Wide Open*). Jadi efisiensi maksimum dicapai hanya pada beban tersebut sehingga sebisa mungkin untuk mengeliminasi *throttle loss* di *control valve* dan menyesuaikan rasio *rotation velocity* (W) dengan *absolute velocity* (V_0) dengan kondisi VWO yang optimal, sehingga *HP turbine efficiency* akan mampu untuk mencapai efisiensi terbaik.



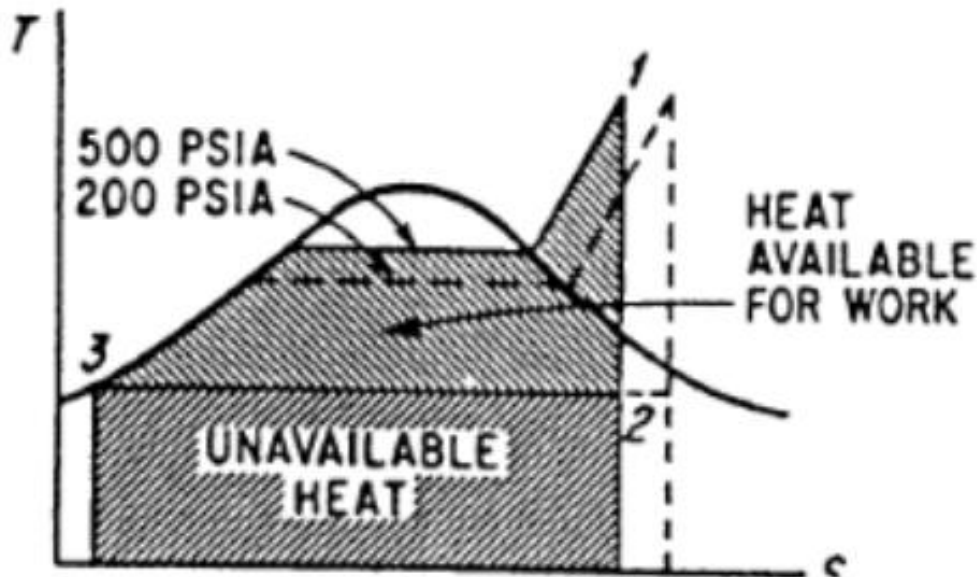
Gambar 2. 5 Variasi *heat rate* terhadap load pada kondisi *sliding pressure* dan *constant pressure* (Hogg, 2005).

Pada Gambar 2.5 menjelaskan bahwa posisi dimana valve kondisi *full open* (100%) di tunjukkan di titik *valve point* dimana pada kondisi ini *throttle loss* minimum, sehingga dicapai *efficiency turbine* yang terbaik. Sementara itu, turbin IP dan LP memiliki sedikit perubahan efisiensi sesuai dengan variasi beban karena sifat karakteristik desain turbin. Oleh karena itu, perubahan efisiensi menurut mode operasi hanya berpengaruh besar terhadap *HP turbine*.

2. Menurunkan efisiensi *rankine cycle*

Efisiensi siklus *rankine* mengacu pada efisiensi termodinamika dari siklus turbin, terlepas dari efisiensi mekanis dalam turbin. Oleh karena itu efisiensi ditentukan oleh temperatur dan tekanan fluida kerja (*steam*). Jika operasi *sliding pressure* diadopsi, efisiensi siklus *Rankine* berkurang seperti yang ditunjukkan pada Gambar. 2.6 Artinya dapat mempengaruhi peningkatan *heat rate*

dari siklus (Sehyoun *et al.*, 2016).



Gambar 2. 6 Perubahan pada siklus rankine Ketika menerapkan *sliding pressure*. (Sehyoun, 2016).

3. Penghematan Daya Boiler Feed Pump (BFP).

Konsumsi daya *boiler feed pump* (BFP) dalam mode operasi *constant pressure* tidak banyak berubah terlepas dari output dari pembangkit listrik, karena tekanan uap utama konstan di semua variasi beban. Namun, ketika operasi *sliding pressure*, daya pompa BFP divariasikan sesuai dengan perubahan tekanan uap utama yang diperlukan. Dalam hal ini, dimungkinkan untuk mengurangi *heat rate* pembangkit pada kondisi daya beban parsial jika pompa dapat mengubah kecepatan putaran seperti di hidrolik coupling (Sehyoun *et al.*, 2016).

2.8 Pengaruh perubahan parameter operasi terhadap energi listrik yang dihasilkan.

Dalam buku yang berjudul *heat rate handbook* yang dikeluarkan oleh *Southern company generating plant* menyebutkan bahwa terdapat hubungan pengaruh dari perubahan parameter operasi terhadap energi listrik yang dihasilkan oleh pembangkit dalam (MW). Hubungan tersebut diTabelkan dalam Tabel 2.1 dan 2.2 dibawah ini:

Tabel 2. 1 Hubungan perubahan parameter operasi terhadap energi listrik yang dihasilkan untuk mode operasi *constant pressure*.(Heat rate Handbook by Southern Company, 2004)

Changes in MW Load Capacity at constant control valve position		
Parameter	Unit	MW change
HP Efficiency	-1%	-0,28%
IP Efficiency	-1%	-0,17%
LP Efficiency	-1%	-0,45%
Superheat Temp.	-10 deg F	0,10%
Reheat Temp.	-10 deg F	-0,50%
Superheat Spray	+1% of MSF	0,08%
Reheat Spray	+1% of MSF	0,60%
Cond. Pressure	1 HG	Thermal kit
Final FW Temp.	-5 DegF	0,40%

Tabel 2. 2 Hubungan perubahan parameter operasi terhadap energi listrik yang dihasilkan untuk mode operasi *sliding pressure*. (Heat rate Handbook by Southern Company, 2004)

Changes in MW Load Capacity at constant Boiler Fuel Input		
Parameter	Unit	MW change
HP Efficiency	-1%	-0,18%
IP Efficiency	-1%	-0,17%
LP Efficiency	-1%	-0,45%
Superheat Temp.	-10 deg F	0,15%
Reheat Temp.	-10 deg F	-0,14%
Superheat Spray	+1% of MSF	0,02%
Reheat Spray	+1% of MSF	0,20%
Cond. Pressure	1 HG	Thermal kit
Final FW Temp.	-5 DegF	0,10%

2.8 Metode perhitungan emisi gas rumah kaca.

Penghitungan emisi CO₂ dapat dilakukan dengan menggunakan salah satu atau kombinasi dari pendekatan berbasis penghitungan dan pendekatan berbasis pengukuran. Perusahaan pembangkit dapat memilih jenis metode tergantung dari ketersediaan data lapangan. Untuk dapat meningkatkan keakuratan data emisi GRK, perusahaan pembangkit didorong untuk menggunakan metode yang paling tinggi. Terdapat 4 metode perhitungan emisi CO₂ yang dikeluarkan oleh Dirjen ketenaga listrikan:

Metode-1

Unit pembangkitan yang memiliki data konsumsi bahan bakar tapi tidak memiliki data kualitas bahan bakar (*proximate dan ultimate analysis*), dan data analisis pasca pembakaran dapat menghitung total emisi CO₂ per jenis bahan bakar dengan menggunakan Metode-1. Rumus penghitungan emisi CO₂ menggunakan Metode-1 adalah sebagai berikut:

$$E_{CO_2} = DA \times FE \dots \dots \dots (8)$$

Dimana:

E_{CO_2} : Total Emisi CO₂ (Ton CO₂).

DA : Data Aktivitas (Tj).

FE : Faktor Emisi (ton/Tj).

Data aktivitas merupakan data konsumsi per jenis bahan bakar yang telah dikonversi ke satuan energi. Rumus mengkonversi data konsumsi bahan bakar dari satuan unit massa (ton) ke satuan unit energi (TJ) adalah sebagai berikut:

$$DA_{BB} = F_{BB} \times NCV \times 10^{-3} \dots \dots \dots (9)$$

Dimana:

DA_{BB} : Data aktivitas batu bara (Tj).

F_{BB} : Konsumsi Batubara dalam setahun (ton)

NCV : Nilai kalor bersih Batubara (Tj/Gg).

Metode-2

Perusahaan pembangkit yang telah memiliki data konsumsi bahan bakar dan telah mengukur kualitas bahan bakar (*ultimate analysis* atau kandungan karbon) dapat menghitung emisi CO₂ dengan menggunakan Metode-2. Rumus penghitungan emisi CO₂ perjenis bahan bakar disajikan dalam rumus di bawah ini:

$$E_{CO_2} = F_{BB} \times C_{ar} \times FO \times \frac{44}{12} \dots \dots \dots (10)$$

Dimana:

E_{CO_2} : Total Emisi CO₂ di tahun i(Ton CO₂).

F_{BB} : Konsumsi Batubara di tahun I (ton).

C_{ar} : Kandungan Karbon, *as received*, persentase (*weighted average*).

FO : Gunakan faktor oksidasi spesifik (jika tersedia).

44 : Berat molekul CO₂

12 : Berat atom C.

Metode-3

Hanya digunakan untuk mengukur emisi CO₂ dari pembangkit listrik berbahan bakar batu bara. Salah satu kandungan terpenting dari batubara adalah abu. Abu merupakan hasil sisa setelah pembakaran batubara yang besarnya antara 1% sampai 30% dari berat batubara. Fraksi karbon yang masih terkandung dalam fly ash dan bottom ash merupakan faktor utama dalam menentukan faktor oksidasi dari pembakaran batubara. Jika unit pembangkit telah melakukan analisa carbon pasca pembakaran (Cub), total emisi GRK dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut:

$$E_{CO_2} = F_{BB} \{ C_{ar} - (A_{ar} \times C_{ub}) \} \times 3,6667 \dots \dots \dots (11)$$

Dimana:

E_{CO2} : Total emisi CO₂ (ton CO₂).

FBB : Konsumsi batubara di tahun i (ton).

Car : Kandungan karbon, as received (rerata), persentase.

Aar : Kandungan abu, as received, (rerata), persentase

Cub : Kandungan karbon dalam abu (unburn carbon), rerata, persentase.

BAB III

