



## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Penelitian Terkait

Penelitian tugas akhir ini dilakukan studi literatur yang merupakan pencarian teori serta referensi yang relevan dengan kasus dan permasalahan yang akan diselesaikan, teori dan referensi didapat dari jurnal, paper, buku dan sumber lainnya yang berhubungan. Penelitian ini merujuk ke beberapa penelitian yang sudah dilakukan oleh beberapa peneliti sebelumnya, Penelitian yang pernah dilakukan berhubungan dengan analisa turbin gas antara lain adalah:

Sunarwo (2016) meneliti tentang pengaruh *overhaul combustor inspection* terhadap efisiensi turbin gas unit 1 di PLTGU Cilegon. Untuk mengetahui pengaruh *overhaul* terhadap efisiensi turbin gas maka digunakan metode perhitungan efisiensi berdasarkan *input* dan *output* komponen turbin gas. Pengaruh *overhaul combustor inspection* dilihat dari efisiensi kompresor, efisiensi ruang bakar, efisiensi turbin, efisiensi thermal siklus brayton, efisiensi thermal efektif, *heat rate* turbin, dan konsumsi bahan bakar. Hasil perhitungan setelah dilakukan overhaul efisiensi kompresor mengalami peningkatan tertinggi 1,44 %, efisiensi ruang bakar mengalami penurunan tertinggi 1,74 %, efisiensi turbin mengalami peningkatan tertinggi 0,23 %, efisiensi thermal siklus brayton mengalami peningkatan tertinggi 0,47 %, efisiensi thermal efektif mengalami peningkatan tertinggi 0,27 %, *heat rate* mengalami penurunan tertinggi 114,83 kJ/kWh, dan konsumsi bahan bakar mengalami penurunan tertinggi 697,42 NmI.

Naryono (2013) melakukan penelitian tentang efisiensi turbin gas terhadap beban operasi PLTGU Muara Tawar Blok 1, penelitian ini didasari karena perubahan beban dalam memenuhi kebutuhan daya listrik yang berubah-ubah sewaktu waktu dimana perubahan yang diteliti pada penelitian ini yaitu pada saat beban 90 MW(62%), beban 100 MW(69%) beban 110 MW(75%) beban 125 MW (86%) dan pada beban 136 MW(93,7%). Penelitian ini melakukan analisa serta perhitungan pada komponen kompresor, tempat pembakaran serta turbin gas yaitu pada saat proses kompresi pada kompresor, pada saat proses pembakaran yang terjadi pada ruang bakar serta pada proses ekspansi pada turbin. Dari hasil penelitian yang



dilakukan ini didapat bahwa efisiensi thermal turbin gas PLTGU Muara Tawar Unit 1, 2, dan 3 meningkat disetiap peningkatan pembebanan.

Fitria (2013) melakukan audit energi pada Gas Turbin Generator (GTG) untuk Produksi Energi Listrik studi kasus di PT.Petrokimia yang mana audit dilakukan pada komponen komponen penting dari turbin gas yaitu pada kompresor, ruang bakar, turbin dan juga pada *load gear* dan generator dimana perhitungan efisiensi dilakukan dengan cara penyelesaian termodinamika dan juga standar yang digunakan adalah ASME PT 22. Pada audit energi ini Produksi energi listrik sebesar 1 kW pada sistem GTG membutuhkan konsumsi bahan bakar gas sebesar 0,386 MMBtu/kW. *Losses* tertinggi pada sistem GTG terdapat pada *gearbox* sebesar 1,13 MW, sedangkan pada generator sebesar 0,52 MW dan *losses* pada *sub-station/gardu* induk sebesar 0,059 MW. Efisiensi termal pada siklus tertinggi pada tanggal 18 Januari sebesar 45% sedangkan *losses* terkecil pada tanggal 23 Januari sebesar 17029,8 kW.

Saputro (2006) melakukan penelitian tentang unjuk kerja pembangkit listrik tenaga gas G4, dimana permasalahan yang diteliti adalah kenapa setelah *over houl* pembangkit justru mengalami penurunan daya dan pemborosan bahan bakar. Dalam penelitian ini dicari penyebab penurunan performa dan pemborosan bahan bakar serta solusi yang bisa dilakukan untuk menyelesaikan kedua masalah tersebut. Dari hasil penelitian didapatkan bahwa penyebab penurunan performa dan pemborosan bahan bakar dikarenakan adanya kenaikan entalphi setelah proses kompresi secara rerata sebesar 2,69 kJ/kg yang memicu pemborosan bahan bakar. Besar penurunan performa pembangkit adalah 678,75 kW secara aktual dan 703,72 kW secara teoritis. Sedangkan pemborosan bahan bakar ditunjukkan dengan peningkatan Spesifik fuel Consumption pembangkit dari sebelum dan sesudah *over houl* yaitu 0,3271 menjadi 0,3480 secara aktual dan 0,3259 menjadi 0,3469 secara teoritis. Akibat adanya penurunan performa dan pemborosan bahan bakar potensi kerugian perusahaan mencapai Rp. 137.803.325 / hari.

Dari beberapa penelitian diatas analisis pada efisiensi siklus turbin gas dilakukan dengan melakukan perhitungan pada beberapa komponen yaitu pada saat kompresi pada kompresor, pada saat pembakaran pada ruang bakar serta pada ekspansi pada turbin gas, dan penelitian yang akan dilakukan ini akan mengembangkan penelitian diatas. Dimana kelebihan penelitian ini dari penelitian yang dilakukan Sunarwo (2013), Naryono (2013) , Fitria (2013)



dan Saputro (2006) adalah penelitian ini melengkapi atau menambah penelitian diatas serta menggabungkan penelitian diatas menjadi satu, pada penelitian sunarwo, naryono dan saputro mereka hanya melihat nilai efesiensi pada saat pembebanan nya saja dan juga penelitian fitria melihat nilai efesiensi dan kerugian *load gear* serta generator tanpa melihat kerugian gas buang, dan dalam penelitian peneliti menambahkan penelitian berkaitan dengan gas buang yang masih sangat tinggi, biaya pembangkitan dan juga rekomendasi yang akan diberikan untuk melengkapi penelitian setelah analisis diberikan pada siklus turbin gas tersebut.

## 2.2 Dasar Teori

### 2.2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Gas

Pembangkit listrik tenaga gas (PLTG) adalah pembangkit tenaga listrik yang menggunakan gas sebagai bahan bakar utama, yang prinsip kerjanya penekanan udara dan pemanasan udara dengan penambahan bahan bakar , gas panas tersebut digunakan untuk memutar turbin yang digunakan sebagai penggerak mula pemutar generator pembangkit. Gas panas yang dihasilkan dalam ruang bakar dapat meningkatkan temperatur hingga 1100°C, dengan temperatur yang sedemikian tinggi tersebut perlu dilakukan pemilihan material *hot gas patch* , sehingga material tersebut dapat dipergunakan pada kondisi tersebut secara aman dan handal ( Habibah dkk, 2006).

Sistem ini menggunakan bahan bakar solar (HSD) dan gas alam. Harga bahan bakar merupakan dasar pertimbangan pemilihan jenis bahan bakar untuk pembangkitan. PLTG difungsikan untuk mengatasi kebutuhan energi listrik saat beban puncak. Alasan pemilihan jenis pembangkit ini adalah operasi penyediaan daya dibandingkan pembangkit lain lebih cepat. kelebihan lain yang dimiliki yaitu untuk menghasilkan daya energi yang besar dibutuhkan ruang yang kecil.konsumsi energi pada peralatan PLTG bersumber dari putaran turbin gas. Daya poros yang dihasilkan turbin gas digunakan untuk memutar alat-alat pendukung, yaitu pompa dan kompresor pengabut (suyitno, 2011).

Desain pertama turbin gas dibuat oleh John Wilkins seorang Inggris pada tahun 1791. Sistem tersebut bekerja dengan gas hasil pembakaran batu bara, kayu atau minyak, kompresornya digerakkan oleh turbin dengan perantaraan rantai roda gigi. Pada tahun 1872, Dr. F. Stolze merancang sistem turbin gas yang menggunakan kompresor aksial bertingkat ganda yang digerakkan langsung oleh turbin reaksi tingkat ganda. Tahun 1908, sesuai dengan



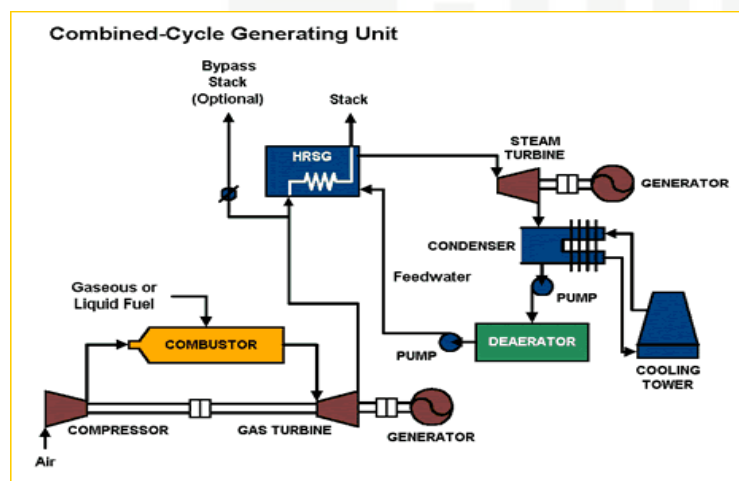
konsep H. Holzworth, dibuat suatu sistem turbin gas yang mencoba menggunakan proses pembakaran pada volume konstan. Tetapi usaha tersebut dihentikan karena terbentur pada masalah konstruksi ruang bakar dan tekanan gas pembakaran yang berubah sesuai beban. Tahun 1904, “Societe des Turbomoteurs” di Paris membuat suatu sistem turbin gas yang konstruksinya berdasarkan desain Armengaud dan Lemate yang menggunakan bahan bakar cair. Temperatur gas pembakaran yang masuk sekitar 450 C dengan tekanan 45 atm dan kompresornya langsung digerakkan oleh turbin.

Selanjutnya, pada tahun 1935 sistem turbin gas mengalami perkembangan yang pesat dimana diperoleh efisiensi sebesar kurang lebih 15%. Pesawat pancar gas yang pertama diselesaikan oleh “British Thomson Houston Co” pada tahun 1937 sesuai dengan konsepsi Frank Whittle (tahun 1930).

Komponen Utama dari PLTG :

1. Kompresor.
2. Ruang bakar (*combustor*)
3. Turbin.
4. Generator.

Keuntungan menggunakan PLTG adalah waktu startnya relatif singkat, Pada PLTGU ini dapat langsung online ke sistem transmisi dengan cepat selama 15 menit, ini merupakan salah satu kelebihan dari PLTGU (suyitno, 2011).



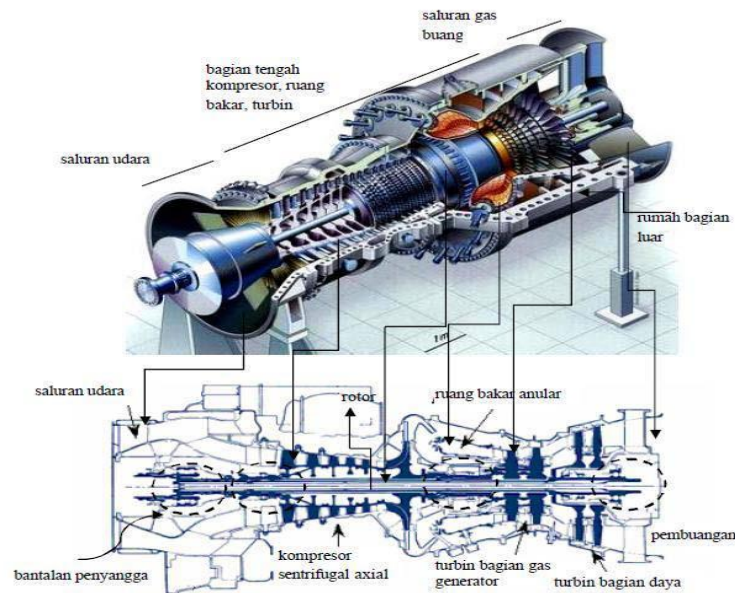
Gambar 2.1 sistem combine PLTG dengan PLTU

Sumber : <http://www1.eere.energy.gov> (2016)

### 2.2.2 Dasar Turbin Gas

Turbin gas adalah suatu penggerak mula yang memanfaatkan gas sebagai fluida kerja. Didalam turbin gas energi kinetik dikonversikan menjadi energi mekanik berupa putaran yang menggerakkan roda turbin sehingga menghasilkan daya. Bagian turbin yang berputar disebut rotor atau roda turbin dan bagian turbin yang diam disebut stator atau rumah turbin. Rotor memutar poros daya yang menggerakkan beban (generator listrik, pompa, kompresor atau yang lainnya). Turbin gas merupakan salah satu komponen dari suatu sistem turbin gas. Sistem turbin gas yang paling sederhana terdiri dari tiga komponen yaitu kompresor, ruang bakar dan turbin gas.

Turbin gas merupakan Pesawat kalori yang tergolong dalam *Internal Combustion Engine* (ICE) atau sering disebut dengan mesin pembakar didalam. Berbeda dengan prinsip PLTU dimana pembakaran terjadi diluar mesin atau *External Combustion Engine* (ECE). Sebagai sumber energi turbin gas adalah fluida gas yang diperoleh dari gas hasil pembakaran bahan bakar diruang bakar (*Combustion Chambers*). Bahan bakar yang digunakan untuk turbin gas antar lain bahan bakar cair (*Distilate*) seperti HSD atau IDO juga dapat digunakan gas bumi atau gas alam (LNG = *Lequid Natural Gas*).



Gambar 2.2 Bagian-Bagian Turbin Gas

Sumber : Febri (2013)



Untuk mendapat proses pembakaran yang baik pada turbin gas di tempat pembakaran atau *combustion chambers* diperlukan 3 ( tiga ) komponen utama sebagai pendukung terjadinya pembakaran, antara lain :

1. Udara pembakaran
2. Bahan bakar
3. *Sparkplug* / busi

Udara pembakaran didapat dari kompresor utama yang seporos dengan turbin dan digerakkan oleh turbin. Dimana udara di tekan dengan tekanan tinggi oleh kompresor menuju *combustion chamber*. Udara bertekanan tinggi bertemu dengan bahan bakar kemudian dipicu pembakaran oleh *spark plug* atau busi maka terjadilah pembakaran pada ruang bakar atau *combustion chamber* . Namun busi pada turbin gas hanya digunakan pertama kali ketika turbin gas melakukan *starting engine* pertama kali. Dan jumlah bahan bakar yang dimasukkan kedalam ruang bakar jumlahnya diatur oleh *governor* agar dapat diperoleh putaran yang konstan atau tetap walaupun beban mesin berubah-ubah, naik atau pun turun. Demikian juga udara yang masuk diatur oleh *Inlet Guide Vanes*.

### 2.2.3 Prinsip Kerja Turbin Gas

Udara masuk kedalam kompresor melalui saluran masuk udara (inlet). Kompresor ini berfungsi untuk menghisap dan menaikkan tekanan udara tersebut, akibatnya temperatur udara juga meningkat. Kemudian udara yang telah dikompresi ini masuk kedalam ruang bakar. Di dalam ruang bakar disemprotkan bahan bakar sehingga bercampur dengan udara tadi dan menyebabkan proses pembakaran. Proses pembakaran tersebut berlangsung dalam keadaan tekanan konstan sehingga dapat dikatakan ruang bakar hanya untuk menaikkan temperatur. Gas hasil pembakaran tersebut dialirkan ke turbin gas melalui suatu nozel yang berfungsi untuk mengarahkan aliran tersebut ke sudu-sudu turbin. Daya yang dihasilkan oleh turbin gas tersebut digunakan untuk memutar kompresornya sendiri dan memutar beban lainnya seperti generator listrik, dll. Setelah melewati turbin ini gas tersebut akan dibuang keluar melalui saluran buang (exhaust). Secara umum proses yang terjadi pada suatu sistim turbine gas adalah sebagai berikut:

1. Pemampatan (*compression*) udara di hisap dan dimampatkan



2. Pembakaran (*combustion*) bahan bakar dicampurkan ke dalam ruang bakar dengan udara kemudian di bakar.

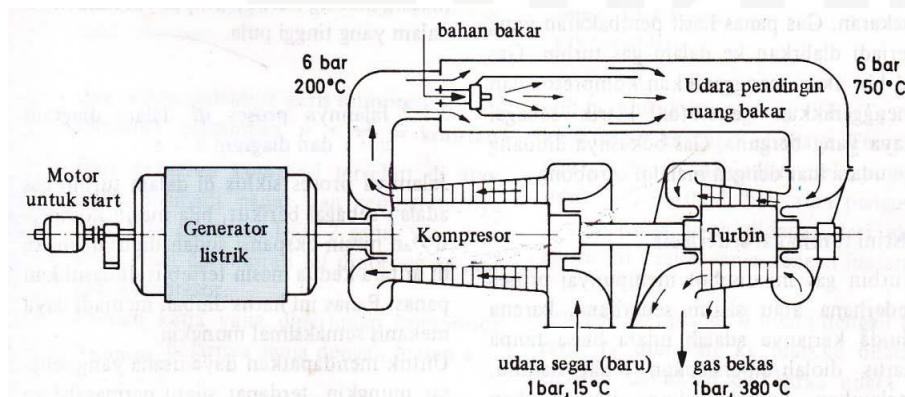
3. Pemuaiian (*expansion*) gas hasil pembakaran memuai dan mengalir ke luar melalui nozel (*nozzle*)

4. Pembuangan gas (*exhaust*) gas hasil pembakaran dikeluarkan lewat saluran pembuangan.

Pada kenyataannya, tidak ada proses yang selalu ideal, tetap terjadi kerugian kerugian yang dapat menyebabkan turunnya daya yang dihasilkan oleh turbin gas dan berakibat pada menurunnya performansi turbin gas itu sendiri. Kerugian-kerugian tersebut dapat terjadi pada ketiga komponen sistem turbin gas. Sebab-sebab terjadinya kerugian antara lain:

1. Adanya gesekan fluida yang menyebabkan terjadinya kerugian tekanan (*pressure losses*) di ruang bakar.
2. Adanya kerja yang berlebih waktu proses kompresi yang menyebabkan terjadinya gesekan antara bantalan turbin dengan angin.
3. Berubahnya nilai panas jenis udara ( $C_p$ ) dari fluida kerja akibat terjadinya perubahan temperatur dan perubahan komposisi kimia dari fluida kerja.
4. Adanya *mechanical loss*, dan sebagainya. Untuk memperkecil kerugian ini hal yang dapat kita lakukan antara lain dengan perawatan (*maintanance*) yang teratur atau dengan memodifikasi peralatan yang ada.

Gambar Skema dari suatu instalasi gas turbin untuk industri dapat dilihat seperti gambar berikut:



Gambar 2.3 Skema Instalasi Turbin Gas Skala Industri

Sumber : Febri (2013)



**2.2.4 Siklus-Siklus Turbin Gas**

Terdapat Tiga siklus turbin gas yang dikenal secara umum yaitu:

**A. Siklus Ericson**

Merupakan siklus mesin kalor yang dapat balik (reversible) yang terdiri dari dua proses isotermis dapat balik (reversible isothermic) dan dua proses isobarik dapat balik (*reversible isobaric*). Proses perpindahan panas pada proses isobarik berlangsung di dalam komponen siklus internal (*regenerator*), dimana efisiensi termalnya adalah :

$$\eta_{th} = 1 - T_1 / T_h \dots\dots\dots 2.1$$

Dimana:

$T_1$  = temperatur buang

$T_h$  = temperatur panas

**B. Siklus Stirling**

Merupakan siklus mesin kalor dapat balik, yang terdiri dari dua proses isotermis dapat balik (*isothermal reversible*) dengan volume tetap (*isovolum*). Efisiensi termalnya sama dengan efisiensi termal pada siklus Ericson.

**C. Siklus Brayton**

Siklus ini merupakan siklus daya termodinamika ideal untuk turbin gas, sehingga saat ini siklus ini yang sangat populer digunakan oleh pembuat mesin turbine atau *manufacturer* dalam analisa untuk *up-grading performance*. Siklus Brayton ini terdiri dari proses kompresi isentropik yang diakhiri dengan proses pelepasan panas pada tekanan konstan. Pada siklus Bryton tiap-tiap keadaan proses yaitu proses kompresi isentropik, pemasukan bahan bakar, ekspansi isentropik di dalam turbin dan pembuangan panas dan tekanan ke udara.

**2.2.5 Klasifikasi Turbin Gas**

Klasifikasi turbin gas di bagi menjadi tiga yaitu :

**A. Berdasarkan siklus Kerja**

Berdasarkan siklus kerjanya, turbin gas dapat diklasifikasikan menjadi tiga klasifikasi utama yaitu secara terbuka, tertutup dan kombinasi. Dewasa ini dengan adanya perkembangan

Hak Cipta Dilindungi Undang-Undang  
 1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber:  
 a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.  
 b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau.  
 2. Dilarang mengumumkan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin UIN Suska Riau.

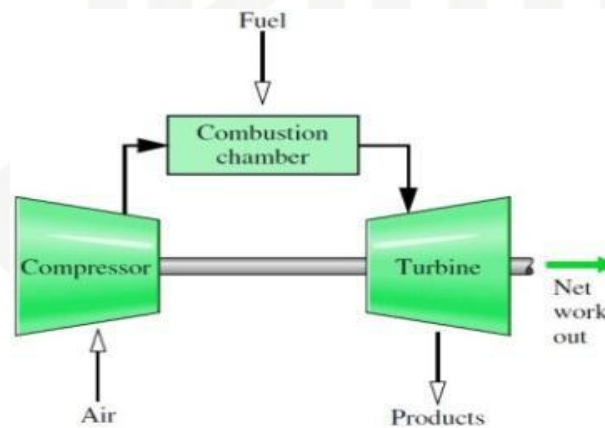
© Hak cipta milik UIN Suska Riau  
 State Islamic University of Sultan Saif Kasim Riau



zaman dikembangkan lagi secara kombinasi dengan turbin uap atau lebih biasa disebut *Heat Recovery Steam Generator (HRSG)* yang dapat memanfaatkan sisa flue gas untuk dijadikan pemanas kembali.

### 1. Turbin Gas Siklus Terbuka

Pada turbin gas siklus terbuka, merupakan suatu sistem dimana udara dihisap dari atmosfer oleh kompresor untuk dialirkan ke ruang bakar. Pada saat berada di *combustion chamber*, udara ditambah bahan bakar bercampur dan terjadi proses pembakaran. Kemudian hasil gas panas tersebut diekspansikan ke sudu-sudu turbin gas untuk menggerakkan poros turbin yang terkopel dengan generator. Dalam siklus ini, gas hasil pembakaran langsung dibuang ke udara bebas, setelah mengalami proses ekspansi pada turbin



Gambar 2.4 Skema Turbin Gas Siklus Terbuka

Sumber : Diana (2015)

### 2. Turbin Gas Siklus Tertutup

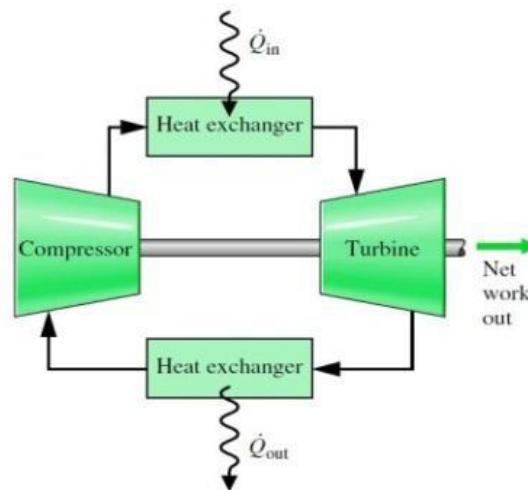
Untuk turbin gas siklus tertutup, udara atau fluida kerja dipanaskan oleh pemanas dari luar lalu dialirkan ke turbin gas untuk diekspansi. Kemudian udara yang keluar dari turbin masuk ke *cooler* yang selanjutnya akan dikompresi kembali dan terus menerus hingga membentuk siklus. Dalam siklus ini, fluida kerjanya tidak berhubungan dengan atmosfer sekitarnya, dengan demikian dapat dijaga kemurniannya. Hal ini sangat menguntungkan dari segi pencegahan kerusakan yang disebabkan oleh

### Hak Cipta Dilindungi Undang-Undang

1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber:
  - a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.
  - b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau.
2. Dilarang mengemukakan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin UIN Suska Riau.

erosi dan korosi. Pada sistem ini dapat juga digunakan dengan tekanan tinggi (sampai 40 atm).

seperti pada instalasi uap, tetapi kerjanya tidak mengalami perubahan fasa. Skema instalasi turbin gas siklus tertutup, turbin gas dengan sistem ini konstruksinya lebih rumit, karena membutuhkan pesawat pemanas dan juga membutuhkan pesawat pendingin udara sebelum masuk kompresor. Keuntungannya adalah untuk daya yang sama, turbin ini mempunyai ukuran yang lebih kecil, Dapat bekerja pada tekanan tinggi dan lebih menghemat penggunaan bahan bakar.



Gambar 2.5 Turbin Gas Siklus Tertutup

Sumber : Sunarwo (2016)

### 3. Siklus Kombinasi

Karena banyaknya energi yang hilang bersama-sama dengan terbuangnya gas buang, maka telah dilakukan beberapa upaya untuk memanfaatkan gas buang dengan cara menambah beberapa macam proses baru setelah peralatan tambahan sehingga energi yang terbuang dapat dimanfaatkan lagi untuk suatu proses tertentu sehingga dengan demikian dapat meningkatkan efisiensi dari sistem tersebut. Tetapi seiring dengan hal itu bertambah pula biaya investasi yang diperlukan karena harus membeli peralatan baru. Dilihat dari segi ekonomisnya, turbin gas dengan siklus kombinasi

## Hak Cipta Dilindungi Undang-Undang

1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber:

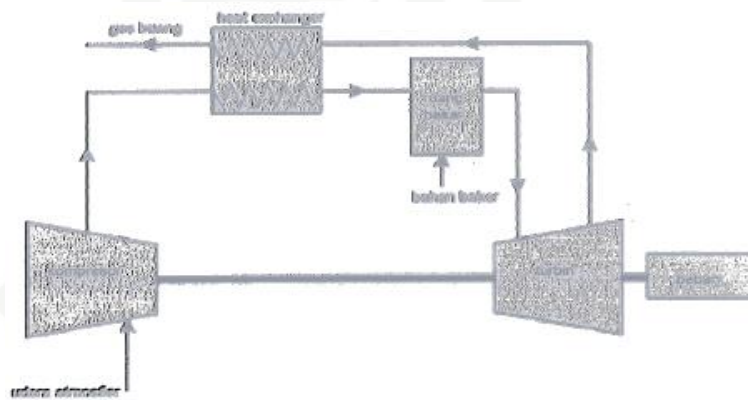
- a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.
- b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau.

2. Dilarang mengumumkan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin UIN Suska Riau.

memiliki kebaikan bila turbin gas ini dijalankan untuk *base load* (beban dasar atau utama) dan secara kontinu. Ada beberapa macam turbin gas dengan siklus kombinasi, antara lain :

a. Turbin gas dengan siklus regenerasi

Pada turbin gas dengan siklus regenerasi dilakukan dengan penambahan peralatan berupa alat penukar kalor (*heat exchanger*) yang diletakkan antara ruang bakar dan saluran gas buang. Udara bertekanan dari kompresor mengalir dengan suhu rendah ke heat exchanger untuk kemudian diteruskan ke ruang bakar dengan temperatur tinggi. Panas yang diberikan oleh heat exchanger diperoleh dari sisa gas buang yang dilewatkan terlebih dahulu di dalam pesawat penukar kalor sebelum dibuang ke udara bebas.



Gambar 2.6 Turbin Gas Dengan Siklus Regenerasi

Sumber : Febri (2013)

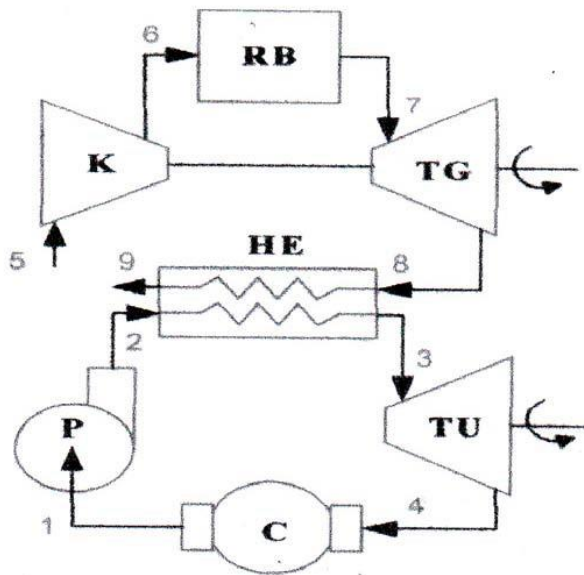
b. Siklus gabungan turbin gas dengan turbin uap

Pada siklus ini menggabungkan pembangkit dengan turbin gas dengan turbin uap, dengan cara panas hasil pembuangan digunakan kembali untuk memanaskan boiler. Proses ini disebut *Combined gas and steam cycle*. Dimana siklus gabungan ini memanfaatkan panas buangan (*exshaus*) dari turbin gas yang masih sangat panas untuk memanaskan air pada boiler yang nantinya uap pada boiler tersebut akan memutar turbin uap. Nama lain dari sistem ini disebut juga *coogeneration*, memanfaatkan hasil pembuangan yang masih bisa dimanfaatkan untuk suatu kerja lainnya. Proses transfer kalor pada udara pembuangan turbin gas dengan boiler digunakanlah *Heat exchanger*. Sebagai media penghubung kalor buangan dengan boiler.



Hak Cipta Dilindungi Undang-Undang

1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber:
  - a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.
  - b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau.
2. Dilarang mengumumkan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin UIN Suska Riau.



Keterangan Gambar :

- K = Kompresor
- RB = Ruang Bakar
- TG = Turbin Gas
- HE = Heat Exchanger
- TU = Turbin Uap
- C = Condensor
- P = Pompa

Gambar 2.7 Siklus Gabungan Turbin Gas Dengan Turbin Uap  
 Sumber : PT. PLN Udiklat Suralaya ( 2002)

B. Berdasarkan Susunan Porosnya

Berdasarkan susunan porosnya turbin gas dapat dibedakan menjadi empat bagian yaitu turbin gas berporos tunggal, turbin gas berporos ganda, turbin gas berporos *split* dan turbin gas berporos *spool* . dimana susunan poros ini memiliki beberapa fungsi.

1. Turbin Gas Berporos Tunggal

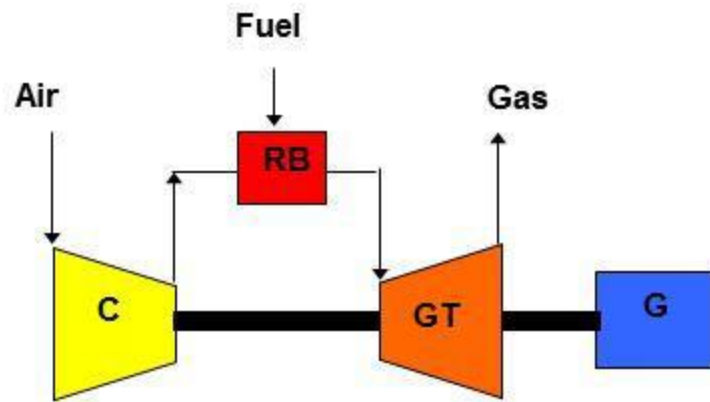
Berdasarkan namanya, yakni *single shaft* atau poros tunggal, sistem turbin gas ini menggunakan satu poros sebagai penghubung dan untuk menyalurkan energi mekanik yang berupa putaran poros. Turbin gas ini digunakan sebagai pembangkit listrik pada perusahaan maupun pada industri yang berskala besar. Sebagian besar pembangkit listrik tenaga gas menggunakan turbin gas berporos tunggal ini. Sistem poros tunggal ini meletakkan seluruh komponen turbin gas pada satu poros, dimana turbin akan mengkopel generator dan kompresor yang berada satu poros dengan turbin itu sendiri. Sistem poros tunggal pada turbin gas dapat dilihat pada gambar 2.8 dibawah ini.

Hak Cipta Dilindungi Undang-Undang

1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber:

- a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.
- b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau.

2. Dilarang mengumumkan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin UIN Suska Riau.

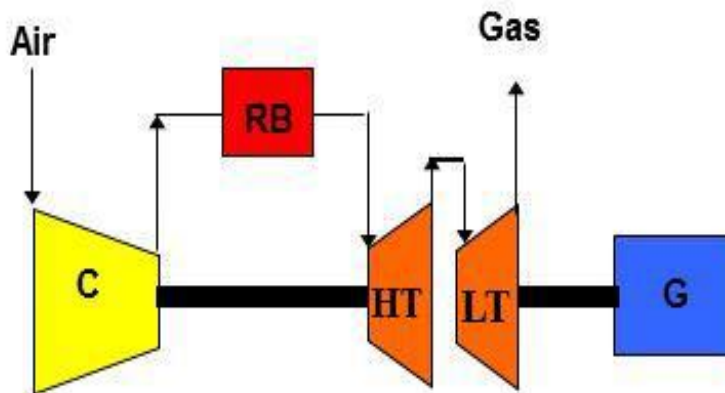


Gambar 2.8 Turbin Gas Berporos Tunggal

Sumber : Diana (2015)

2. Turbin Gas Berporos Ganda

Turbin gas ini memiliki dua poros dalam satu sistem turbin gas. Hal ini dimaksudkan karena adanya penambahan *low pressure* turbine sehingga putaran pada *high pressure* turbine dan *low pressure* turbine tidak sama dan digunakan dua poros yang berbeda. Jenis turbin ini digunakan untuk menahan beban dan torsi yang bervariasi. Poros pertama turbin dikopel langsung dengan poros aksial. Turbin dengan tekanan tinggi berfungsi menggerakkan kompresor, mensuplai gas panas untuk turbin bertekanan rendah.. Turbin ini direncanakan beroperasi pada putaran yang berbeda tanpa menggunakan *reduction gear*.

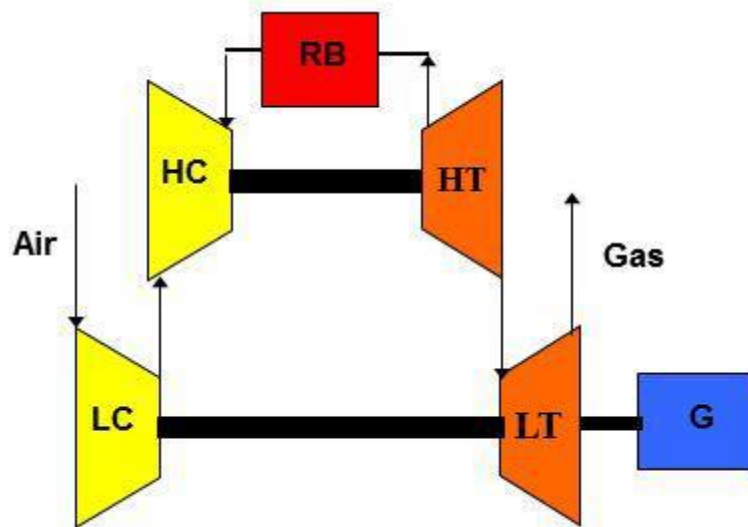


Gambar 2.9 Turbin Gas Berporos Ganda

Sumber : Diana (2015)

### 3. Turbin Gas Berporos *Split*

Turbin gas berporos split memiliki konstruksi dua kompresor (*high pressure* dan *low pressure*), dua turbin (*high pressure* dan *low pressure*) serta dua poros yang berbeda. Kompresor bertekanan rendah dihubungkan oleh satu poros dengan turbin bertekanan rendah serta berhubungan langsung dengan generatornya, sedangkan untuk kompresor bertekanan tinggi dihubungkan dengan turbin bertekanan tinggi oleh satu poros yang lainnya.



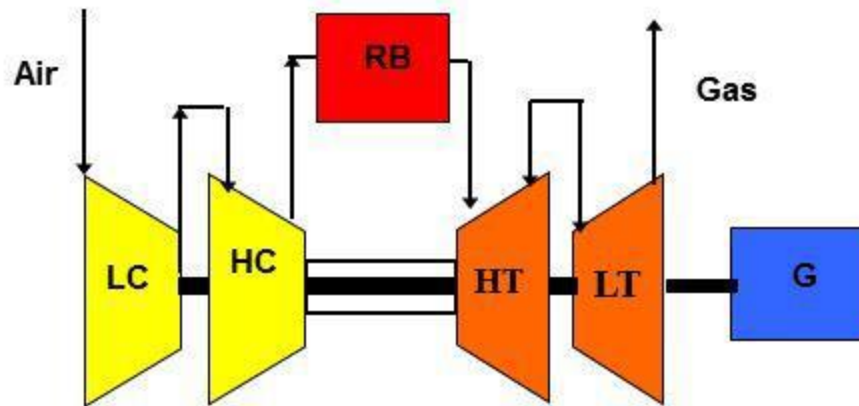
Gambar 2.10 Turbin Gas Berporos *split*

Sumber : Diana (2015)

### 4. Turbin gas berporos *twin spool*

konstruksi Turbin gas ini memiliki dua kompresor (*high pressure* dan *low pressure*) dan dua turbin (*high pressure* dan *low pressure*) yang dihubungkan dengan satu poros namun, di dalam poros tersebut masih ada poros yang berbeda diameternya. Poros berdiameter kecil diselubungi oleh poros berdiameter lebih besar. Konstruksi ini memungkinkan semua komponen dapat sejajar. Diagram gambar turbin gas gas berporos *twin spool* dapat dilihat pada gambar 2.11 dibawah ini.



Gambar 2.11 Turbin Gas Berporos *twin spool*

Sumber : Diana (2015)

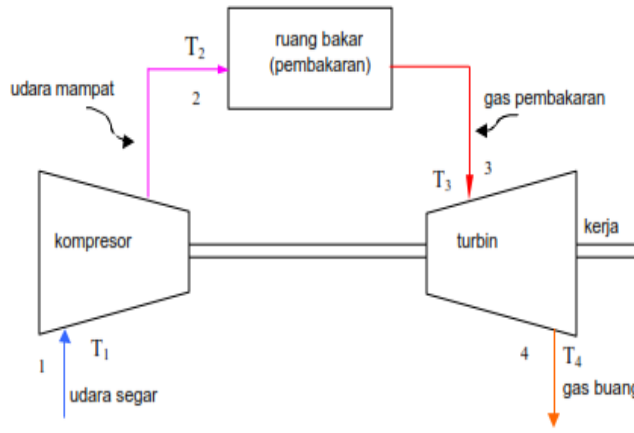
### 2.2.6 Siklus Brayton

Turbin gas secara termodinamika bekerja dengan siklus Brayton (*Brayton cycle*). Siklus udara *standart Brayton* ditemukan oleh George Brayton pada tahun 1870. Siklus ini merupakan siklus ideal untuk sistem turbin gas sederhana dengan siklus terbuka. Siklus ini terdiri dari dua proses isobar (tekanan tetap) dan dua proses adiabatik mampu balik (*isentropic*). Siklus ideal adalah siklus dengan asumsi :

1. Proses kompresi dan ekspansi terjadi secara isentropik
2. Perubahan energi kinetik dari fluida kerja antara sisi masuk dan sisi keluar kompresor diabaikan
3. Tidak ada kerugian tekanan pada sisi masuk dan sisi keluar ruang bakar
4. Laju aliran massa gas dianggap konstan.

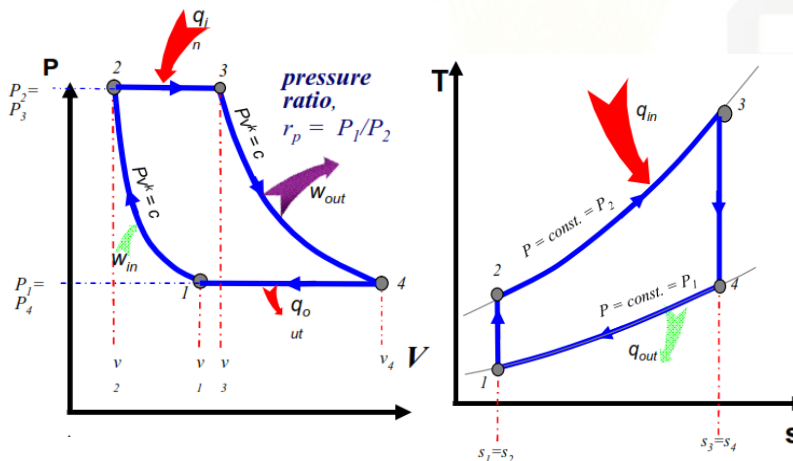
Turbin gas bekerja berdasarkan siklus bryton dimana terdapat hubungan antara P-V dan T-S skema instasi dan turbin gas tersebut dapat dilukiskan dengan siklus bryton ideal. Udara luar di hisap oleh kompresor dan dimanfaatkan hingga tekanan dan temperaturnya naik. Gas hasil pembakaran dieks Udara yang masuk ke dalam kompresor di mana yang berfungsi menghisap dan menarik tekanan udara. Sehingga temperaturnya akan naik. Kemudian udara yang bertekanan dan bertemperatur tinggi

itu masuk ke dalam ruang bakar disemprotkan bahan bakar ke dalam arus udara tersebut, sehingga terjadi proses pembakaran. porsen untuk memutar turbin kemudian dikeluarkan ke udara atau dimanfaatkan kembali untuk memanaskan ketel pada siklus kombinasi (Habibah, dkk 2006).



Gambar 2.11 Gambar siklus turbin gas

Sumber : Boby (2010)



Gambar 2.12 p-v dan T-s diagram Siklus Brayton ideal

Sumber : Moran & Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamic 5th*

Keterangan :

1. Proses 1 ke 2 (kompresi *isentropik*).

Proses kompresi adiabatik udara pada kompresor, tekanan udara naik

Kerja yang dibutuhkan oleh kompresor:

$$W_c = m_{udara} (h_2 - h_1) \dots\dots\dots 2.2$$



Hak Cipta Dilindungi Undang-Undang

1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber:
  - a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.
  - b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau.
2. Dilarang mengummumkan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin UIN Suska Riau.

2. Proses 2 ke 3,

Proses pembakaran campuran udara dan bahan-bakar pada tekanan konstan, dihasilkan panas pada ruang bakar. Pemasukan bahan bakar pada tekanan konstan. Jumlah kalor yang dihasilkan:

$$Q_{in} = (m_{udara} + m_{bb}) (h_3 - h_2) \dots \dots \dots 2.3$$

3. Proses 3 ke 4, (ekspansi isentropik didalam turbin).

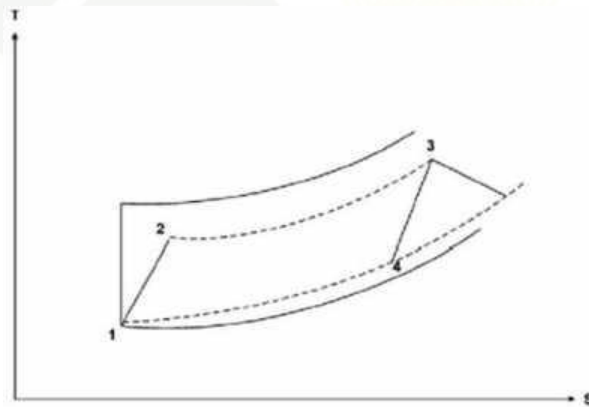
Proses ekspansi adiabatik gas pembakaran pada turbin dihasilkan kerja turbin berupa putaran poros dan gaya dorong, tekanan turun.

Daya yang dibutuhkan turbin:

$$W_T = (m_{udara} + m_{bb}) (h_3 - h_4) \dots \dots \dots 2.4$$

**Siklus Bryton Aktual**

Seperti kita ketahui bahwa siklus dari turbin gas sebenarnya menyimpang dari siklus ideal. Hal ini disebabkan karena adanya kerugian pada komponen kompresor dari turbin sehingga proses kompresi dan ekspansi tidak terjadi secara *isentropic*.



Gambar 2.13 Diagram T-S untuk siklus sederhana

Sumber : Habibah (2006)





## 2.3 Komponen Utama Turbin Gas

### 2.3.1 Kompresor Utama

Kompresor utama adalah kompresor aksial yang berguna untuk memasok udara bertekanan ke dalam ruang bakar yang sesuai dengan kebutuhan. Kapasitas kompresor harus cukup besar karena pasokan udara lebih (*excess air*) untuk turbin gas dapat mencapai 350 %. Disamping untuk mendapatkan pembakaran yang sempurna, udara lebih ini digunakan untuk pendinginan dan menurunkan suhu gas hasil pembakaran.

Sistem kerja kompresor aksial (*axial flow compressor*) yaitu putaran dari rotor blade terhadap stator blade menimbulkan energi kinetik yang menarik udara dari luar masuk kedalam kompresor. Udara dari luar yang masuk ke kompresor disaring oleh inlet filter untuk menyaring kotoran berupa debu dari udara lingkungan, kemudian udara diarahkan oleh *variable inlet guide vane* ke *stator blade* dan *rotor blade* untuk dikompresi agar tekanan dan temperatur udara naik (Pudjanarsa dkk , 2008).

Untuk menjaga tekanan dan kecepatan udara pada kompresor tidak berubah, maka diameter rumah kompresor (*casing*) didesain semakin menyempit pada bagian keluarannya agar tekanan udara tetap padat. Hal ini hanya bisa mengurangi kehilangan tekanan dalam kompresor. Kehilangan tekanan di dalam kompresor akan tetap terjadi akibat dari gesekan antara udara dengan permukaan sudu turbin yang tidak licin karena korosi, sehingga menimbulkan kehilangan tekanan selama proses kompresi (Habiba, dkk, 2006).

Tabel 2.1. Data teknis kompresor PLTG PT. Riau Power Pekanbaru

Spesifikasi	Keterangan
Type	<i>Axial Type</i>
Jumlah Tingkat	17 tingkat
Rpm maksimal	5100 rpm
Air in temperature	99 °F
Air in Press	14.57 PSIA

Sumber : PT. Riau Power Pekanbaru (2016)

#### Hak Cipta Dilindungi Undang-Undang

1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber:

- a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.
- b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau.

2. Dilarang mengumumkan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin UIN Suska Riau.



Gambar 2.14 Kompresor pada PLTG PT. Riau Power Pekanbaru

Sumber : PT. Riau Power Pekanbaru (2016)

### 2.3.2 Inlet Guide Vanes (IGV)

Pada kompresor berkapasitas besar, diisi udara masuk kompresor, yaitu pada inlet guide vanes dipasang variabel IGV, sedangkan pada kompresor berukuran kecil umumnya dipasang Fixed Guide Vanes. Variabel IGV berfungsi untuk mengatur volume udara yang dikompresikan sesuai dengan kebutuhan atau beban turbin. Pada saat Start Up, IGV juga berfungsi untuk mengurangi surge. Pada saat stop dan selama start up, IGV tertutup ( pada unit tertentu, posisi IGV 34-48% ), kemudian secara bertahap membuka seiring dengan meningkatnya beban turbin. Pada beban turbin tertentu, IGV terbuka penuh (83-92%). Selama stop normal IGV perlahan-lahan ditutup bersamaan dengan turunnya beban, sedangkan pada stop emergency, IGV tertutup bersamaan dengan tertutupnya katup bahan bakar.

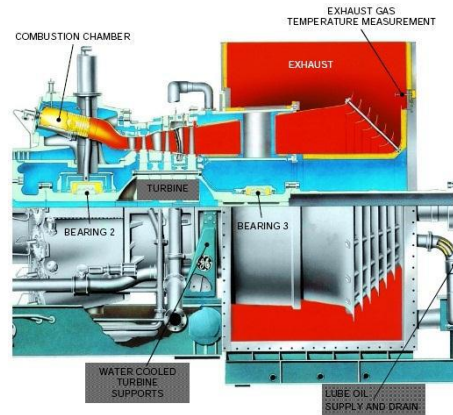
### 2.3.3 Combustion Chamber

*Combustion Chamber* adalah ruangan tempat proses terjadinya pembakaran. Ada turbin gas yang mempunyai satu atau dua *Combustion Chamber* yang letaknya terpisah dari casing turbin, akan tetapi yang lebih banyak dijumpai adalah memiliki *Combustion Chamber* dengan beberapa buah *Combustion basket*, mengelilingi sisi masuk (*inlet*) turbin. Di dalam *Combustion Chamber* dipasang komponen-komponen untuk proses pembakaran beserta sarana penunjangnya seperti dibawah ini.



Hak Cipta Dilindungi Undang-Undang

1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber:
  - a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.
  - b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau.
2. Dilarang mengumumkan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin UIN Suska Riau.



Gambar 2.15 Ruang Bakar (*Combustion Chamber*) Turbin Gas.

Sumber: Rakhman (2016).

1. *Combustion Chamber*, berfungsi sebagai tempat terjadinya pencampuran antara udara yang telah dikompresi dengan bahan bakar yang masuk.
2. *Combustion Liners*, terdapat di dalam combustion chamber yang berfungsi sebagai tempat berlangsungnya pembakaran.
3. *Fuel Nozzle*, berfungsi sebagai tempat masuknya bahan bakar ke dalam combustion liner.
4. *Ignitors (Spark Plug)*, berfungsi untuk memercikkan bunga api ke dalam *combustion chamber* sehingga campuran bahan bakar dan udara dapat terbakar.
5. *Transition pieces*, berfungsi untuk mengarahkan dan membentuk aliran gas panas agar sesuai dengan ukuran nozzle dan sudu - sudu turbin gas.
6. *Cross Fire Tubes*, berfungsi untuk meratakan nyala api pada semua combustion chamber.
7. *Flame Detector*, merupakan alat yang dipasang untuk mendeteksi proses pembakaran terjadi.

Adapun spesifikasi teknis ruang bakar yang digunakan pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) PT. Riau Power adalah sebagai berikut :

Tabel 2.2 Data teknis ruang bakar PLTG PT. Riau Power Pekanbaru

Spesifikasi	Keterangan
Type	<i>Combustion Linear</i>
Jumlah tingkat	10 tingkat ruang bakar
Temperatur	520 °C
Jumlah <i>Nozzle</i>	10 buah
Jumlah <i>Spark Plug</i>	2 buah

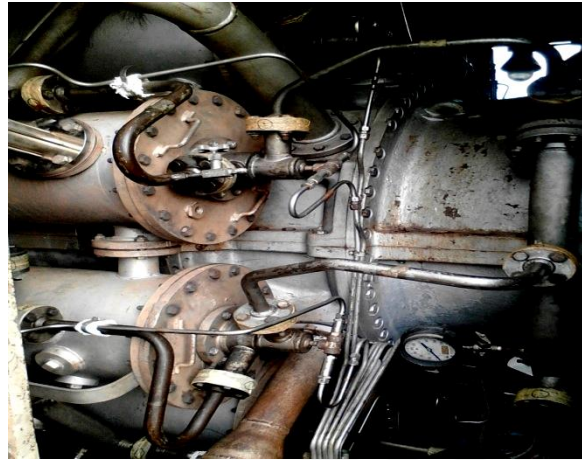
Sumber : PT. Riau Power Pekanbaru (2016)





Hak Cipta Dilindungi Undang-Undang

1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber:
  - a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.
  - b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau.
2. Dilarang mengumumkan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin UIN Suska Riau.

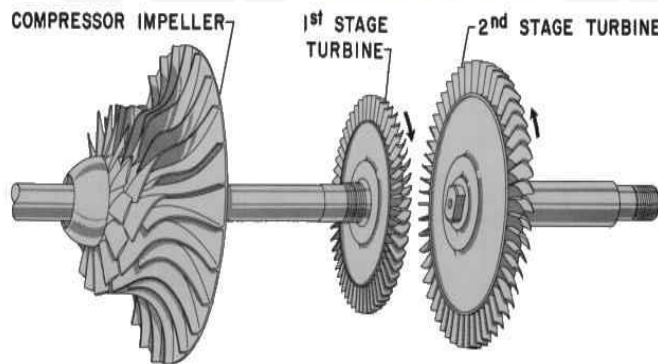


Gambar 2.16 Ruang Bakar pada Turbin Gas MS5001

Sumber : PT. Riau Power Pekanbaru (2016)

**2.3.4 Turbin Gas**

Turbin Gas berfungsi untuk mengubah energi termal, potensial dan kinetik fluida kerja (gas) menjadi energi mekanik. Selanjutnya energi mekanis ini akan digunakan untuk memutar generator listrik baik melalui perantaraan *Load Gear* atau tidak, sehingga diperoleh energi listrik.



GAS GENERATOR ROTOR AND POWER TURBINE

Gambar 2.17 gambar Stage Turbin gas

Sumber : [www.turbinecar.com](http://www.turbinecar.com) (2016)

Komponen – komponen pada turbin section adalah sebagai berikut :

1. *Turbin Rotor Case*



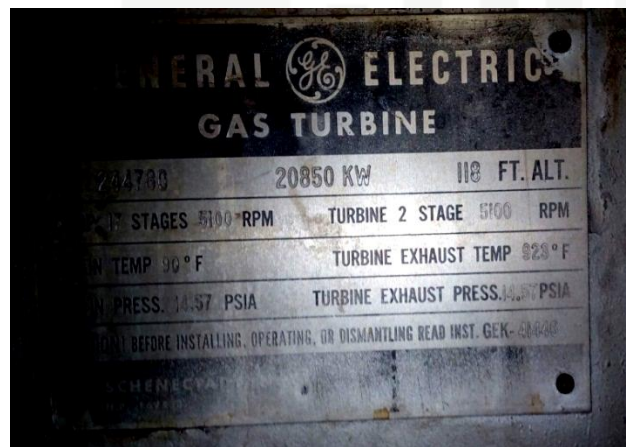
2. *First Stage Nozzle*, yang berfungsi untuk mengarahkan gas panas ke first stage turbine wheel.
3. *First Stage Turbine Wheel*, berfungsi untuk mengkonversikan energi kinetik dari aliran udara yang berkecepatan tinggi menjadi energi mekanik berupa putaran rotor.
4. *Second Stage Nozzle* dan *Diafragma*, berfungsi untuk mengatur aliran gas panas ke *second stage turbine wheel*, sedangkan diafragma berfungsi untuk memisahkan kedua turbin wheel.
5. *Second Stage Turbine*, berfungsi untuk memanfaatkan energi kinetik yang masih cukup besar dari *first stage turbine* untuk menghasilkan kecepatan putar rotor yang lebih besar.

Adapun spesifikasi teknis turbin gas yang digunakan pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) PT. Riau Power adalah sebagai berikut :

Tabel 2.3 *Name Plate Turbine* Gas PLTG PT. Riau Power Pekanbaru

Spesifikasi	Keterangan
Pabrikan	<i>General Electric</i>
Tipe	FT. ALT
Nomor Seri	244780
Putaran Rpm	5100 rpm
Temperature Udara	90 °C
Tekanan Udara	14.57 Psi
Turbin Exhaust Press	14.57 Psi
Temperature Exhaust	923 °F

Sumber : PT. Riau Power Pekanbaru (2016)



Gambar 2.18 *General Electric Gas Turbine MS5001*

Sumber : PT. Riau Power Pekanbaru (2016)

### 2.3.5 Load Gear

*Load Gear* atau *main Gear* adalah roda gigi penurun kecepatan putaran yang dipasang diantara poros Turbin *Compressor* dengan poros Generator. Jaringan listrik di Indonesia memiliki frekwensi 50 Hz, sehingga putaran tertinggi generator adalah 3000 RPM, sedangkan putaran turbin ada yang 5122 RPM atau lebih. Sehingga kecepatan putaran turbin gas dari 5100 RPM harus diturunkan ke 3000 RPM untuk menghasilkan listrik keluaran 50 Hz. Maka dari itu PLTG PT. Riau Power menggunakan *load gear* dengan *rated speed input/output* 5122/3000 RPM agar frekuensi menjadi 50 Hz.

Adapun spesifikasi teknis *load gear* pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) PT. Riau Power adalah sebagai berikut :

Tabel 2.4 *Name Plate Load Gear* PLTG PT. Riau Power Pekanbaru

Spesifikasi	Keterangan
Merk	<i>Flender Graffenstaden</i>
Tipe	<i>VF56R</i>
<i>Rated Speed</i>	<i>Input : 5122 rpm, Output : 3000 rpm</i>

Sumber : PT. Riau Power Pekanbaru (2016)



Gambar 2.19 *Load Gear* PLTG PT. Riau Power

Sumber : PT. Riau Power Pekanbaru (2016)



### 2.3.6 Generator

Generator merupakan sebuah alat yang mampu menghasilkan arus listrik. salah satu jenis generator adalah generator arus bolak balik yang akan dibahas saat ini. Generator arus bolak-balik berfungsi mengubah tenaga mekanis menjadi tenaga listrik arus bolak-balik. sering disebut juga sebagai alternator atau generator AC (alternating current) atau juga generator sinkron. Generator arus bolak balik terdiri atas dua jenis yaitu generator arus 1 phasa dan generator arus 3 phasa, untuk generator arus 3 phasa digunakan oleh pemembangkit tenaga listrik.

Prinsip dasar generator arus bolak-balik menggunakan hukum Faraday yang menyatakan jika sebatang penghantar berada pada medan magnet yang berubah-ubah, maka pada penghantar tersebut akan terbentuk gaya gerak listrik. Besar tegangan generator bergantung pada :

1. Kecepatan putaran (N)
2. Jumlah kawat pada kumparan yang memotong fluk (Z)
3. Banyaknya fluk magnet yang dibangkitkan oleh medan magnet (f)
4. Konstruksi Generator

Generator arus bolak-balik atau generator *Alternating Current* (AC) ini terdiri dari dua bagian komponen utama utama, yaitu Stator dan Rotor. Stator merupakan bagian diam dari generator yang mengeluarkan tegangan bolak balik sedangkan Rotor, merupakan bagian bergerak yang menghasilkan medan magnet yang menginduksikan ke stator. Stator terdiri dari badan generator yang terbuat dari baja yang berfungsi melindungi bagian dalam generator, kotak terminal dan name plate pada generator. Inti Stator yang terbuat dari bahan ferromagnetik yang berlapis-lapis dan terdapat alur-alur tempat meletakkan lilitan stator. Lilitan stator yang merupakan tempat untuk menghasilkan tegangan. Sedangkan, rotor berbentuk kutub sepatu (*salient*) atau kutub dengan celah udara sama rata (*rotor silinder*).

Adapun spesifikasi teknis generator pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) PT. Riau Power dapat dilihat pada tabel dibawah ini sebagai berikut:

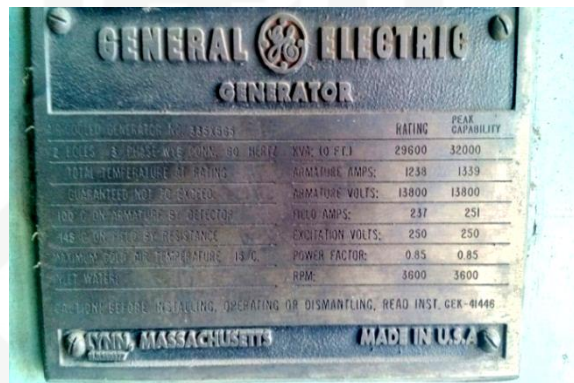


1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber:
  - a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.
  - b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau.
2. Dilarang mengumumkan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin UIN Suska Riau.

Tabel 2.5 Name Plate Generator PLTG PT. Riau Power Pekanbaru

Spesifikasi	Keterangan
Pabrikasi	<i>General Electric</i>
Tipe	<i>For Air 44</i>
Nomor Seri	101655 Ti
Rating Daya	29800 KVA
Putaran Rpm	3600 Rpm (60 Hz). 3000 Rpm (50 Hz)
Faktor Daya	0.85
Tegangan Eksitasi	250 Volt
Arus Eksitasi	237 Ampere
Tegangan	13.800 V (3600 Rpm), 11.000 V (3000 Rpm)

Sumber : PT. Riau Power Pekanbaru (2016)



Gambar 2.20 Name Plate Generator PLTG PT. Riau Power

Sumber : PT. Riau Power Pekanbaru (2016)

### 2.3.7 Exhaust Section

Exhaust section adalah bagian akhir turbin gas yang berfungsi sebagai saluran pembuangan gas panas sisa yang keluar dari turbin gas. Exhaust section terdiri dari beberapa bagian yaitu : (1) *Exhaust Frame Assembly*, dan (2) *Exhaust* gas keluar dari turbin gas melalui *exhaust diffuser* pada *exhaust frame assembly*, lalu mengalir ke *exhaust plenum* dan kemudian didifusikan dan dibuang ke atmosfer melalui exhaust stack, sebelum dibuang ke atmosfer gas panas sisa tersebut diukur dengan exhaust thermocouple dimana hasil pengukuran ini digunakan juga untuk data pengontrolan temperatur dan proteksi temperatur trip.

Pada exhaust area terdapat 18 buah termokopel yaitu, 12 buah untuk temperatur kontrol dan 6 buah untuk temperatur trip.





## 2.4 Komponen Penunjang

Adapun beberapa komponen penunjang Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) pada sistem turbin gas adalah sebagai berikut:

### 2.4.1 Starting Equipment

Berfungsi untuk melakukan *start up* sebelum turbin bekerja. Jenis - jenis *starting equipment* yang digunakan di unit - unit turbin gas pada umumnya adalah :

1. *Diesel Engine*, (PG -9001A/B)
2. *Induction Motor*, (PG - 9001C/H dan KGT 4X01, 4X02 dan 4X03)
3. *Gas Expansion Turbine (Starting Turbine)*

*Starting Equipment* yang digunakan oleh PLTG PT. Riau Power adalah motor listrik AC 3 phase dengan Sistem Power yaitu mengonversi energi listrik AC 3 phase dengan tegangan 380 Volt menjadi energi mekanik untuk menggerakkan turbin gas dan kompresor. Setelah turbin gas berputar pada kecepatan 1200 RPM maka bahan bakar gas dimasukkan, dan setelah kecepatan turbin gas mencapai 2200 RPM maka motor tidak lagi bekerja (*motor off*) dan turbin berputar sendiri dari proses ekspansi dari ruang bakar.



Gambar 2.21 *Motor Starting* PLTG PT. Riau Power  
Sumber : PT. Riau Power Pekanbaru (2016)



### 2.4.2 Coupling dan Accessory Gear

Berfungsi untuk memindahkan daya dan putaran dari poros yang bergerak ke poros yang akan digerakkan. Ada tiga jenis coupling yang digunakan, yaitu :

1. Jaw Cluth, menghubungkan *starting turbine* dengan *accessory gear* dan HP turbin rotor.
2. *Accessory Gear Coupling*, menghubungkan *accessory gear* dengan HP turbin rotor.
3. *Load Coupling*, menghubungkan LP turbin rotor dengan kompressor beban.

### 2.4.3 Fuel System

Bahan bakar yang digunakan berasal dari *fuel gas system* dengan tekanan sekitar 15 kg/cm<sup>2</sup>. *Fuel gas* yang digunakan sebagai bahan bakar harus bebas dari cairan kondensat dan partikel - partikel padat. Untuk mendapatkan kondisi tersebut diatas maka sistem ini dilengkapi dengan *knock out drum* yang berfungsi untuk memisahkan cairan - cairan yang masih terdapat pada fuel gas.

### 2.4.4 Lube Oil System

*Lube oil system* berfungsi untuk melakukan pelumasan secara kontinu pada setiap komponen sistem turbin gas. *Lube oil* disirkulasikan pada bagian - bagian utama turbin gas dan trush bearing juga untuk *accessory gear* dan yang lainnya. Lube oil system terdiri dari:

1. *Oil Tank (Lube Oil Reservoir)*
2. *Oil Quantity*
3. Pompa
4. *Filter System*
5. *Valving System*
6. *Piping System*
7. Instrumen untuk oil

Pada turbin gas terdapat tiga buah pompa yang digunakan untuk mensuplai *lube oil* guna keperluan lubrikasi, yaitu :

1. *Main Lube Oil Pump*, merupakan pompa utama yang digerakkan oleh HP *shaft* pada *gear box* yang mengatur tekanan *discharge lube oil*.



2. *Auxiliary Lube Oil Pump*, merupakan *pompa lube oil* yang digerakkan oleh tenaga listrik, beroperasi apabila tekanan dari *main pump* turun.
3. *Emergency Lube Oil Pump*, merupakan pompa yang beroperasi jika kedua pompa diatas tidak mampu menyediakan *lube oil*.

#### 2.4.5 Cooling System

Sistem pendingin yang digunakan pada turbin gas adalah air dan udara. Udara dipakai untuk mendinginkan berbagai komponen pada *section* dan *bearing*. Komponen- komponen utama dari *cooling system* adalah:

1. *Off base Water Cooling Unit*
2. *Lube Oil Cooler*
3. *Main Cooling Water Pump*
4. *Temperatur Regulation Valve*
5. *Auxiliary Water Pump*
6. *Low Cooling Water Pressure Swich*

#### 2.5 Konservasi Energi

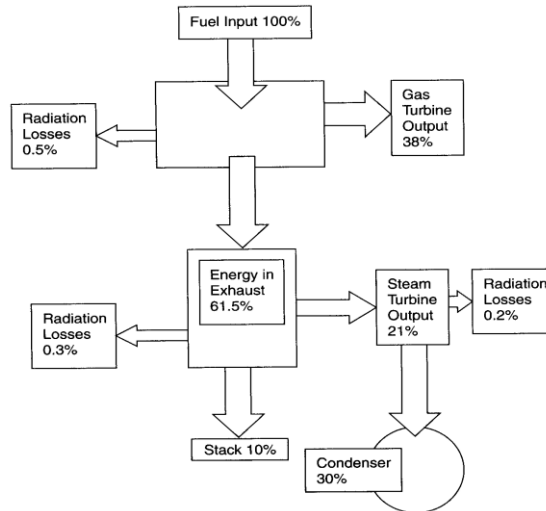
Konservasi energi adalah penggunaan energi dengan efisien dan rasional tanpa mengurangi penggunaan energi yang diperlukan. Prinsip dasar konservasi energi konversi daya adalah.

1. Menghilangkan buangan energi (pencegahan).
2. Mengurangi rugi-rugi energi (*recovery*)
3. Meningkatkan efisiensi pemanfaatan energi (inovasi efisiensi)

##### 2.5.1 Coogeneration

Kogenerasi adalah nama baru untuk teknologi yang sudah dimanfaatkan sejak tahun 1800-an. Dalam pengertian yang lebih luas, kogenerasi adalah produksi bersamaan dari uap (fluida panas lainnya) dan listrik dengan satu peralatan konversi energi (BPPT, 2012). Perbedaan fundamental antara alat konversi energi konvensional dengan kogenerasi adalah bahwa pada sistem konvensional hasil yang diproduksi hanya listrik atau uap saja, sedangkan pada sistem kogenerasi keduanya diproduksi sekaligus secara bersamaan dengan penghematan energi. Kogenerasi adalah sumber alternatif energi yang dapat bertahan terus karena potensi

penghematan energi yang dihasilkan. Konsep ini membutuhkan pengaturan kerja teknis, ekonomis, dan kelembagaan antara industri serta penyedia utilitas.



Gambar 2.22 Gambar Alur *Cooperation*

Sumber : Boyce (2001)

Pada Sistem turbin gas *cooperation* bisa diterapkan dengan memanfaatkan energi panas buang yang masih tinggi untuk memanaskan kembali air dengan menggunakan *Heat Recovery Steam Generator* (HSRG) yang mana HSRG ini prinsip kerjanya hampir sama dengan boiler namun pada HSRG tanpa melakukan pembakaran hanya memanfaatkan panas buang dari turbin gas untuk memanaskan air untuk dirubah menjadi uap. Pada gambar diatas dapat dilihat bahwa dari 100 % energi input yang mampu dikonversi oleh turbin gas hanya 38% selebihnya terbuang pada gas buang yaitu sebesar 61% dimana panas yang terbuang ini bisa dimanfaatkan kembali untuk memanaskan air pada *Heat Recovery Steam Generator* untuk menggerakkan turbin uap dengan itu rugi-rugi pada turbin gas dapat dikurangi dengan pemanfaatan gas buang ini. Dengan menerapkan sistem ini efisiensi dari pembangkit akan meningkat mencapai 60% (Boyce, 2001).

Pada sistem ini suhu *exhaust* buangan dari PLTG dialirkan menuju *Heat Recovery Steam Generator* (HSRG) dimana pada komponen hsrng terdapat pipa besi yang dialiri oleh air, aliran air pada pipa besi tersebut dilewati oleh gas buang turbin yang tinggi yang kemudian akan meningkatkan suhu air didalam pipa sampai menguap dimana uap hasil pemanasan ini digunakan untuk memutar turbin uap yang nantinya mengkopel generator.

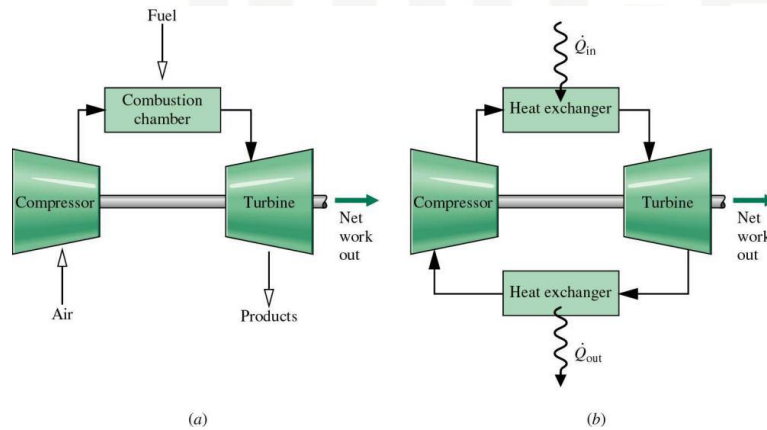




## 2.6 Termodinamika Turbin Gas

Dalam termodinamika, efisiensi termal atau siklus adalah ukuran dari kinerja suatu mesin panas (*heat engine*) dalam mengonversi input energi panas menjadi output kerja netto. Input yang diperlukan yaitu panas dari energi kalor yang didapatkan dari sumber energi yang kemudian disuplai ke fluida kerja. Output yang diinginkan berupa kerja netto (Cengel dkk, 2005).

Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) dapat dioperasikan baik dengan sistem terbuka maupun dengan sistem tertutup tergantung kebutuhan seperti yang diperlihatkan pada Gambar 2.14. Lebih umum turbin gas banyak digunakan dengan sistem terbuka (Moran dkk, 2003). Pada penelitian ini turbin gas yang dianalisis menggunakan sistem terbuka.



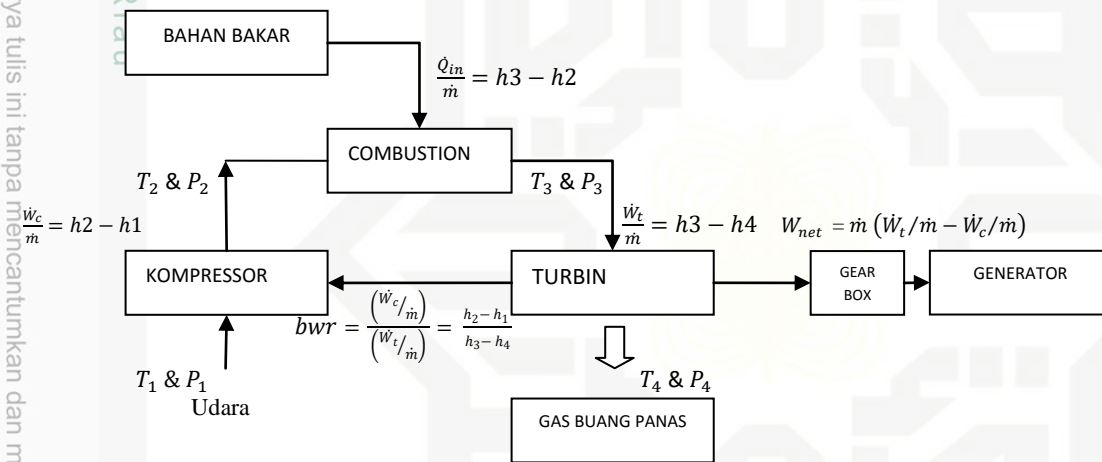
2.22 Turbin gas sederhana. (a) sistem terbuka. (b) sistem tertutup.

Sumber: <http://www.mae.wvu.edu> (2016).

Bentuk sederhana yang dapat digunakan dalam studi mengenai turbin gas adalah analisis standar-udara pada siklus terbuka. Di dalam analisis standar-udara ada dua asumsi yang selalu digunakan: pertama fluida kerja yang digunakan adalah udara yang berlaku sebagai gas ideal, dan yang kedua kenaikan temperatur yang disebabkan oleh proses pembakaran dicapai melalui perpindahan kalor yang berasal dari sumber eksternal. Menggunakan analisis standar-udara menyederhanakan studi mengenai sistem pembangkit tenaga gas, dengan analisis standar-udara ini dapat menghindari kerumitan yang berhubungan dengan proses pembakaran dan perubahan komposisi yang terjadi selama proses pembakaran (Moran dkk, 2003).



Pada siklus turbin gas standar-udara, sesuai dengan asumsi-asumsi di dalam analisis standar-udara, naiknya nilai temperatur yang dihasilkan oleh proses pembakaran diperoleh melalui perpindahan kalor menuju fluida kerja dari sumber eksternal dan fluida kerja dianggap adalah udara yang memiliki sifat gas ideal. Dengan menggunakan idealisasi satandar-udara, udara akan dihisap dari lingkungan sekitar ke dalam kompresor akan dikembalikan lagi ke lingkungan tetapi dengan temperatur yang lebih tinggi dari suhu lingkungan. Setiap berinteraksi dengan lingkungan, setiap unit massa udara yang dilepaskan akan kembali ke kondisi yang sama seperti saat memasuki kompresor. Dengan demikian dapat dikatakan bahwa udara yang melewati turbin gas sedang menjalani sebuah siklus termodinamika (Moran dkk, 2003).



Gambar 2.23 Diagram termodinamika turbin gas

Untuk mengevaluasi kerja dan perpindahan kalor utama pada turbin gas dapat ditentukan dengan persamaan berikut, dimana persamaan berikut berlaku pada kondisi tunak (*steady state*) (Moran dkk 2003). Jika diasumsikan bahwa turbin dioperasikan secara adiabatik dan dengan efek-efek energi kinetik dan potensial yang dapat diabaikan, kerja per unit massa adalah:

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_3 - h_4 \dots\dots\dots 2.5$$

Dimana :

$h_3$  = entalpi gas pada saat masuk turbin ( $kJ/kg$ )

1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber.  
 2. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin UIN Suska Riau.  
 a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.  
 b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau.



$h_4$  = entalpi gas pada saat keluar turbin ( $kJ/kg$ )

Dengan asumsi yang sama, kerja dari kompresor per satuan masa adalah:

$$\frac{W_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \dots\dots\dots 2.6$$

Dimana :

$h_2$  = entalpi udara pada saat keluar kompresor ( $kJ/kg$ )

$h_1$  = entalpi udara pada saat masuk kompresor ( $kJ/kg$ )

Simbol  $W_c$  menandakan kerja *input* dan memiliki nilai positif.

Penambahan kalor kedalam siklus per satuan massa adalah:

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_3 - h_2 \dots\dots\dots 2.7$$

Dimana :

$h_3$  = entalpi gas pada saat masuk turbin ( $kJ/kg$ )

$h_2$  = entalpi udara pada saat keluar kompresor ( $kJ/kg$ )

Kalor yang dikeluarkan persatuan massa adalah:

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_4 - h_1 \dots\dots\dots 2.8$$

Dimana:

$h_4$  = entalpi gas pada saat keluar turbin ( $kJ/kg$ )

$h_1$  = entalpi udara pada saat masuk kompresor ( $kJ/kg$ )

Jika siklus Brayton ideal dianalisis dengan menggunakan basis standar-udara, kalor spesifik dianggap memiliki nilai konstan, sehingga berlaku persamaan berikut untuk menentukan temperatur ideal (*isentropic*) pada udara tekan dan gas buang (Moran dkk, 2003).

Hak Cipta Dilindungi Undang-Undang:  
 1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber:  
 a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.  
 b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau.  
 2. Dilarang mengumumkan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin UIN Suska Riau.



Untuk menentukan temperatur ideal (*isentropic*) pada udara tekan.

$$T_{2s} = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \dots\dots\dots 2.9$$

Dimana:

$T_{2s}$  = Temperatur ideal (*isentropic*) pada udara tekan (  $K$  )

$P_1$  = Tekanan udara masuk kompresor ( $kPa$ )

$P_2$  = Tekanan udara keluar kompresor ( $kPa$  )

$K$  = Konstanta dengan nilai 1,4 ( Moran, dkk 2003)

Untuk menentukan temperatur ideal (*isentropic*) pada gas buang.

$$T_{4s} = T_3 \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{(k-1)/k} = T_3 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \dots\dots\dots 2.10$$

Dimana:

$T_{4s}$  = Temperatur ideal (*isentropic*) pada saat gas buang (  $K$  )

$P_1$  = Tekanan udara masuk kompresor ( $kPa$ )

$P_2$  = Tekanan udara keluar kompresor ( $kPa$  )

Biasanya di beberapa pembangkit terdapat beberapa temperatur yang tidak diketahui, Jika ada nilai temperatur tidak diketahui maka dapat digunakan persamaan berikut untuk menyelesaikan masalah tersebut.

Untuk menghitung temperatur gas masuk turbin

$$T_3 = T_2 + \frac{(\dot{m} \times LHV)_{fuel}}{(\dot{m} \times C_p air)} \dots\dots\dots 2.11$$

Dimana  $\dot{m}$  merupakan laju aliran massa. yang mana pada turbin gas terdapat aliran massa bahan bakar ( $\dot{m}_f$ ) dan laju aliran massa turbin ( $\dot{m}$ ).

a. Laju aliran massa bahan bakar ( $\dot{m}_f$ )

$$\dot{m}_f = \dot{V}_{Fuel} \times \rho_{fuel} \dots\dots\dots 2.12$$

1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber:  
 a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.  
 b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau.  
 2. Dilarang mengemukakan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin UIN Suska Riau.

© Hak cipta milik UIN Suska Riau  
 Steelslamic University of Sultan Syarif Kasim Riau





Hak Cipta Dilindungi Undang-Undang

1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber.

a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.

b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau.

2. Dilarang mengumumkan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin UIN Suska Riau.

Dimana nilai massa jenis bahan bakar natural gas ( $\rho_{fuel}$ )

$$\rho_{fuel} = SG_{natural\ gas} \times \rho_{udara} \dots\dots\dots 2.13$$

Dimana:

$V_{fuel}$  = Volume flow rate bahan bakar ( $f^3/h$ )

$\rho_{fuel}$  = massa jenis bahan bakar ( $kg/m^3$ )

$\rho_{udara} = 1,2 \frac{Kg}{M^3}$  ( Sumber : *thermodynamics approach 5th*, 2005)

b. Laju aliran massa turbin ( $\dot{m}$ )

Laju aliran massa udara turbin gas diperoleh dari perbandingan performance data gas turbine MS-5001 General Electric (USA) pada kerja maksimum.

Jika temperatur pada tiap kondisi dalam siklus diketahui, entalpi spesifik ( $h$ ) yang dibutuhkan di dalam persamaan-persamaan di atas dapat diperoleh dari tabel gas ideal untuk udara. Perubahan kalor spesifik dapat diabaikan dan kalor spesifik dianggap memiliki nilai konstan. Analisis standar-udara ini disebut analisis standar udara dingin (Moran dkk, 2003). Entalpi merupakan istilah dalam termodinamika yang menyatakan jumlah energi dari suatu sistem termodinamika, dimana entalpi terdiri dari energi dalam sistem. Entalpi merupakan lima dari potensial termodinamika serta fungsi keadaan, volume dan tekanan (Cengel dkk, 2005).

Perhitungan entalpi ( $h$ ) di tiap temperatur berdasarkan tabel gas ideal. Dimana untuk menentukan entalpi dicari dengan sistem interpolasi pada tabel gas ideal. Dalam perhitungan temperatur yang didapatkan berada diantara temperatur yang ada di dalam tabel gas ideal. Untuk menentukan entalpi yang lebih akurat dapat digunakan rumus berikut (Naryono dkk, 2013).

a. Untuk Eltalpi  $h_1$

$$h_1 = \left\{ \left( \frac{h_{atas} - h_{bawah}}{T_{atas} - T_{bawah}} \right) \times (T_1 - T_{bawah}) \right\} + h_{bawah} \dots\dots\dots 2.14$$

b. Untuk Eltalpi  $h_2$

$$h_2 = \left\{ \left( \frac{h_{atas} - h_{bawah}}{T_{atas} - T_{bawah}} \right) \times (T_2 - T_{bawah}) \right\} + h_{bawah} \dots\dots\dots 2.15$$



c. Untuk Eltalpi  $h_{2s}$

$$h_{2s} = \left\{ \left( \frac{h_{atas} - h_{bawah}}{T_{atas} - T_{bawah}} \right) \times (T_{2s} - T_{bawah}) \right\} + h_{bawah} \dots\dots\dots 2.16$$

d. Untuk Eltalpi  $h_3$

$$h_3 = \left\{ \left( \frac{h_{atas} - h_{bawah}}{T_{atas} - T_{bawah}} \right) \times (T_3 - T_{bawah}) \right\} + h_{bawah} \dots\dots\dots 2.17$$

e. Untuk Eltalpi  $h_4$

$$h_4 = \left\{ \left( \frac{h_{atas} - h_{bawah}}{T_{atas} - T_{bawah}} \right) \times (T_4 - T_{bawah}) \right\} + h_{bawah} \dots\dots\dots 2.18$$

f. Untuk Eltalpi  $h_{4s}$

$$h_{4s} = \left\{ \left( \frac{h_{atas} - h_{bawah}}{T_{atas} - T_{bawah}} \right) \times (T_{4s} - T_{bawah}) \right\} + h_{bawah} \dots\dots\dots 2.19$$

Dimana:

$h_{atas}$  = Entalpi udara batas atas (kj/kg)

$h_{bawah}$  = Entalpi udara batas bawah (kj/kg)

$T_{atas}$  = Temperatur batas atas (K)

$T_{bawah}$  = Temperatur bawah (K)

Dalam menganalisis efisiensi termal atau siklus turbin gas, efisiensi kompresor dan efisiensi turbin perlu dihitung. Hal ini dilakukan karena siklus yang terjadi pada kenyataannya tidaklah selalu ideal (isentropic), Fluida kerja akan lebih mengalami kenaikan entropi spesifik ketika melewati komponen seperti kompresor dan turbin, serta terjadinya penurunan tekanan akibat gesekan tersebut dan ini merupakan sumber ireversibilitas. Ketika efek ireversibilitas di dalam kompresor dan turbin menjadi semakin besar, maka kerja yang dihasilkan menurun dan kerja yang dibutuhkan kompresor menjadi semakin besar sehingga daya kerja netto pembangkit menurun. Semakin besar efisiensi kompresor dan turbin maka semakin besar daya netto yang dihasilkan. Menghitung efisiensi kompresor dan efisiensi turbin dapat menggunakan persamaan berikut (Cengel dkk, 2005).

Untuk efisiensi kompresor

$$\eta_c = \frac{\left( \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} \right)_s}{\left( \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} \right)_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \dots\dots\dots 2.20$$

Hak Cipta Dilindungi Undang-Undang  
 1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber:  
 a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.  
 b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau.  
 2. Dilarang mengumumkan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin UIN Suska Riau.



Dimana:

$h_{2s}$  = Entalpi udara ideal (*isentropic*) pada udara tekan (*kJ/kg*)

$$\eta_t = \frac{\left(\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}}\right)_s}{\left(\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}}\right)_a} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \dots\dots\dots 2.21$$

Dimana:

$h_{4s}$  = Entalpi gas ideal (*isentropic*) pada gas buang (*kJ/kg*)

Setelah mendapatkan efisiensi turbin dan kompresor kemudian. Untuk menentukan kalor imputan yang terjadi pada pembakaran sebagai parameter input untuk menentukan efisiensi dari siklus turbin gas dapat menggunakan persamaan dibawah ini.

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_3 - h_2 \dots\dots\dots 2.22$$

Dimana :

$h_3$  = entalpi gas pada saat masuk turbin (*kJ/kg*)

$h_2$  = entalpi udara pada saat keluar kompresor (*kJ/kg*)

Menghitung kerja kompresor per satuan massa dengan menggunakan persamaan dibawah ini (Saputro, 2014).

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = \frac{\left(\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}}\right)_a}{\eta_c} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_c} \dots\dots\dots 2.23$$

Dimana :

$h_1$  = entalpi pada saat masuk kompresor (*kJ/kg*)

$h_2$  = entalpi pada saat keluar kompresor (*kJ/kg*)

$\eta_c$  = efisiensi kompresor

Untuk menghitung kerja dari turbin per satuan massa dapat menggunakan persamaan berikut.

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = \left(\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}}\right)_a \times \eta_t = h_3 - h_4 \times \eta_t \dots\dots\dots 2.24$$

Dimana :

$h_3$  = entalpi gas pada saat masuk turbin (*kJ/kg*)

1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber:  
 a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.  
 b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau.  
 2. Dilarang mengemukakan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin UIN Suska Riau.

© Hak cipta milik UIN Suska Riau  
 State Islamic University of Sultan Syarif Kasim Riau







mekanik pada *shaft* yang digunakan untuk memutar *load gear* dan generator. Umumnya daya netto turbin gas dalam satuan kilo Watt (kW). Sehingga daya netto turbin gas dapat di hitung dengan Persamaan berikut (Moran dkk, 2003).

$$W_{net} = \dot{m} (\dot{W}_t/\dot{m} - \dot{W}_c/\dot{m}) \dots\dots\dots 2.26$$

Dimana :

$(\dot{W}_c/\dot{m})$  = kerja kompresor persatuan massa (*kJ/kg*)

$(\dot{W}_t/\dot{m})$  = kerja turbin persatuan massa (*kJ/kg*)

$\dot{m}$  = laju aliran massa turbin (*kJ/kg*)

kemudian dihitung efisiensi termal atau efesiensi siklus dari turbin gas dapat ditentukan dengan persamaan berikut (Cengel , 2005).

$$\eta_{th} = \frac{(\dot{W}_t/\dot{m}) - (\dot{W}_c/\dot{m})}{(\dot{Q}_{in}/\dot{m})} \dots\dots\dots 2.27$$

Dimana :

$(\dot{Q}_{in}/\dot{m})$  = kalor imputan persatuan massa (*kJ/kg*)

Untuk menghitung rasio tekanan kompresor dalam analisis bisa digunakan persamaan berikut (Moran dkk , 2003).

$$\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{T_3}{T_1} \right)^{k/[2(k-1)]} \dots\dots\dots 2.28$$

Dimana:

$T_3$  = Temperatur gas masuk turbin (*K*)

$T_1$  = Temperatur gas keluar turbin (*K*)

$K$  = Konstanta dengan nilai 1,4 ( Moran, dkk 2003)

2. Dilarang mengemukakan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin UIN Suska Riau.  
 1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber.  
 a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.  
 b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau.  
 1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber.  
 a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.  
 b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau.



Generator losses Berdasarkan standar ASME PTC-22, kerugian gas turbin akibat generator ini maksimal adalah 2% Pada perhitungan berikut, dimana menghitung kerugian turbin gas sebagai berikut (Fitria, 2013).

$$\text{Generator}_{\text{output}} = \text{Generator}_{\text{Voltage}} \times \text{Generator}_{\text{ampere}} \dots\dots\dots 2.29$$

$$\text{Generator}_{\text{losses}} = \text{Generator}_{\text{output}} \times 2\% \dots\dots\dots 2.30$$

Gearbox losses Pada standar ASME, kerugian akibat gear box bervariasi dimulai antara 1% - 2%. Selanjutnya berikut perhitungan kerugian gas turbin akibat gear box (Fitria, 2013)

$$\text{Gearbox}_{\text{losses}} = W_{\text{net}} \times 2\% \dots\dots\dots 2.31$$

Untuk menentukan total keseluruhan kerja yang sebenarnya dihasilkan oleh siklus pembangkit pada saat pembangkitan dapat ditentukan dengan perbandingan berikut, kerja yang sebenarnya terjadi di asumsikan sebagai daya netto siklus pada efisiensi thermal 100% sehingga perbandingannya adalah ( Moran dkk, 2003)

$$\frac{\text{Efisiensi thermal pencarian}}{\text{efisiensi termal } 100 \%} = \frac{\text{Daya netto siklus hasil pencarian}}{\text{daya netto siklus } 100 \%} \dots\dots\dots 2.32$$

Dari persamaan diatas maka dapat di tentukan

$$\text{daya netto siklus } 100 \% = \frac{\text{efisiensi termal } 100 \% \times \text{Daya netto siklus hasil pencarian}}{\text{Efisiensi thermal pencarian}} \dots\dots\dots 2.33$$

Dan untuk menentukan jumlah energi yang terbuang saat pembangkitan listrik ketika pembebanan dapat di cari dengan persamaan berikut ini.

$$\text{Daya yang terbuang} = W_{\text{nett } 100\%} - W_{\text{nett siklus aktual}} \dots\dots\dots 2.34$$

Besarnya kerugian pembangkit saat membangkitkan energi listrik pada saat pembebanan dapat ditentukan dengan perbandingan daya netto siklus turbin gas pada saat aktual dan pada saat daya netto siklus dengan efisiensi 100%. ( Moran dkk, 2003)

$$\frac{W_{\text{nett siklus aktual}}}{W_{\text{nett } 100\%}} = \frac{W_{\text{gen aktual}}}{W_{\text{gen efisiensi } 100 \%}} \dots\dots\dots 2.35$$

Hal-hal yang Diindungi Undang-Undang: 1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber: a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah. b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau. 2. Dilarang mengumumkan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin UIN Suska Riau.



Dengan menurunkan rumus diatas maka daya generator efisiensi 100% adalah

$$W_{gen\ efisiensi\ turbin\ 100\ \%} = \frac{W_{nett\ 100\ \%} \times W_{gen\ aktual}}{W_{nett\ siktus\ aktual}} \dots\dots\dots 2.36$$

Dan dari persamaan diatas dapat dicari berapa potensi energi listrik yang terbuang.

$$Listrik\ Terbuang = W_{gen\ efisiensi\ turbin\ 100\ \%} - W_{gen\ aktual} \dots\dots\dots 2.37$$

Dimana daya pada generator adalah daya yang keluar pada generator sebenarnya.

Dan untuk menghitung kerugian setiap 1 kWh energi listrik yang dibangkitkan maka dapat di analisis dengan perbandingan yang sama, dimana energi yang terbuang setiap pembangkitan 1 kWh diasumsikan sebagai terbuang per kWh. ( Moran dkk, 2003)

$$\frac{W_{gen\ aktual}}{pembangkitan\ 1\ kwh} = \frac{listrik\ yg\ terbuang}{Terbuang\ per\ kWh} \dots\dots\dots 2.38$$

Dengan menurunkan persamaan diatas maka

$$Terbuang\ per\ kWh = \frac{1\ kwh \times listrik\ yg\ terbuang}{W_{gen\ aktual}} \dots\dots\dots 2.39$$

Untuk menentukan jumlah gas yang digunakan untuk membangkitkan 1 Kwh energi listrik maka dapat menggunakan persamaan dibawah ini (Saputro, 2006).

$$SFC\ (Spesific\ Fuel\ Consumption) = \frac{Total\ Pemakaian\ Bahan\ Bakar}{Total\ Produksi\ Listrik} \ (MMBTU/KwH) \dots\dots\dots 2.40$$

Dan menentukan total energi panas yang digunakan untuk menghasilkan 1 Kwh maka digunakanlah persamaan dibawah ini (Saputro, 2006).

$$Heat\ Rate = \frac{V\ Heating\ Value}{Kwh} \ (Kj/KwH) \dots\dots\dots 2.41$$

Untuk menentukan biaya pembangkitan listrik per Kwh dengan cara mengalikan hasil pencarian dari *Spesifik Fuel Consumption* dengan harga bahan bakar gas saat ini

$$Biaya\ pembangkitan\ per\ Kwh = SFC\ (Spesific\ Fuel\ Consumption) \times Harga\ Bahan\ Bakar \dots\dots\dots 2.42$$

Hak cipta Dilindungi Undang-Undang  
 1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber:  
 a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.  
 b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau.  
 2. Dilarang mengumumkan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin UIN Suska Riau.

© Hak cipta milik UIN Suska Riau  
 State Islami University of Sultan Syarif Kasim Riau



## 2.6 Rekomendasi Penelitian

Rekomendasi didapatkan setelah diberikan analisis pada hasil penelitian dimana dari hasil penelitian yang telah dilakukan dengan melihat parameter-parameter yang terjadi pada masing masing komponen pada siklus turbin gas yaitu pada kompresor, ruang bakar, serta turbin maka akan diberikan rekomendasi untuk menyelesaikan permasalahan yang ditemukan di masing masing komponen pada siklus turbin gas tersebut, rekomendasi diberikan berdasarkan literatur dari penelitian-penelitian yang telah dilakukan dengan cara melihat karakteristik komponen sama dengan hal yang diteliti peneliti sebelumnya. Berdasarkan hasil penelitian sebelumnya tersebut maka akan dibuat sebuah rekomendasi untuk evaluasi pada sistem turbin gas baik itu perbaikan maupun penambahan komponen baru untuk meningkatkan efesiesi siklus dari turbin gas.

Hak Cipta Dilindungi Undang-Undang  
1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber:

- a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.
  - b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar UIN Suska Riau.
2. Dilarang mengummumkan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin UIN Suska Riau.