

ANALISA PRESTASI KERJA TURBIN UAP PADA BEBAN YANG BERVARIASI

Soelaiman, Sofyan, Novy Priyanto

Jurusan Mesin, Universitas Muhammadiyah Jakarta

Abstrak. *Kebutuhan konsumen akan daya listrik bervariasi dari waktu ke waktu yang menyebabkan beban mekanis yang dipikul oleh poros Turbin turut bervariasi pula. Perubahan pada beban mekanis ini menyebabkan perubahan langsung pada kerja yang dilakukan oleh poros Turbin.*

Pengurangan atau penambahan beban dari beban rancangan akan menurunkan unjuk kerja suatu Turbin yang dalam hal ini dilihat dari nilai konsumsi kalor per daya yang dihasilkan terminal generatornya atau Heat Rate Turbin pada variasi titik pembebanan tertentu.

Dengan mengetahui prestasi kerja Turbin pada beban yang bervariasi maka kita dapat mengetahui batas-batas (range) beban yang masih dapat dipikul oleh suatu Turbin uap dengan Heat Rate Turbin yang cukup rendah.

Pada kondisi normal Turbin unit 1 - 4 UBP Suralaya memiliki unjuk kerja yang baik pada beban operasi puncak 400 MW atau lebih, dimana pada beban tersebut konsumsi kalor turbin atau Heat Rate Turbin cukup rendah berkisar antara 1833,278 – 1871,901 Kcal/kWh. Heat Rate tertinggi terjadi bila turbin dioperasikan pada beban rendah 260 MW dengan nilai Heat Rate mencapai 1958,554 Kcal/kWh.

Kata kunci: turbin uap

PENDAHULUAN

Latar Belakang

Turbin uap adalah suatu penggerak mula yang mengubah energi potensial uap menjadi energi mekanis dalam bentuk putaran poros turbin. Poros turbin dihubungkan baik secara langsung atau dengan bantuan roda gigi reduksi dengan mekanisme yang digerakkan. Tergantung pada mekanisme yang digerakkan, turbin uap dapat digunakan pada berbagai bidang industri, untuk pembangkit listrik, dan untuk transportasi.

Pada pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) kerja mekanis yang dilakukan oleh turbin dikonversikan menjadi energi listrik pada generator. Dari generator inilah daya listrik disuplai kepada konsumen. Kebutuhan konsumen akan daya listrik ini bervariasi dari waktu ke waktu yang menyebabkan beban mekanis yang dipikul oleh poros turbin turut bervariasi pula. Perubahan pada beban mekanis ini menyebabkan perubahan langsung pada kerja yang dilakukan oleh poros turbin.

Turbin dituntut harus mempunyai kemampuan untuk beroperasi dengan kestabilan yang cukup dalam jangka waktu yang luas dari keadaan tanpa beban hingga ke beban penuh. Karena adanya hubungan langsung antara daya yang dihasilkan turbin dengan aliran massa uap melalui turbin tersebut, maka setiap variasi beban pada terminal generator akan langsung mempengaruhi laju aliran uap, bertambah atau berkurang tergantung pada apakah beban tersebut bertambah besar atau mengecil.

Pada kondisi beban yang konstan ada hubungan yang tetap antara momen putar yang dibangkitkan oleh sudu-sudu gerak dengan jumlah uap yang mengalir melalui turbin. Jika beban berubah hubungan ini tidak dapat lagi dipenuhi karena momen putar yang dibangkitkan tidak lagi sesuai dengan beban yang dipikul, sehingga akan terjadi kenaikan atau penurunan putaran poros turbin yang sebenarnya tidak dikehendaki.

Dengan menggunakan suatu alat kontrol suplai uap, kecepatan putar poros turbin dapat dijaga tetap konstan pada nilai tertentu tanpa dipengaruhi oleh bervariasinya beban. Jumlah uap yang mengalir akan selalu sesuai dengan beban yang dipikul oleh poros turbin. Semakin besar beban yang dipikul maka aliran uap bertambah besar dan begitu pun sebaliknya. Jadi dapat dikatakan turbin akan mengkonsumsi uap sesuai dengan beban yang dipikul.

LANDASAN TEORI

Salah satu unsur terpenting dari sistem pembangkit tenaga uap adalah bagian penggeraknya yaitu Turbin. Bagian inilah yang akan mengubah energi potensial uap menjadi energi mekanis dalam bentuk putaran poros. Poros turbin baik secara langsung atau dengan perantara gigi-gigi reduksi dihubungkan dengan mekanisme yang digerakan. Tergantung dari jenis mekanisme yang digerakkan maka turbin uap dapat dipakai pada berbagai bidang industri, pembangkit listrik dan transportasi.

Turbin uap dapat diklasifikasikan dalam beberapa kategori yang berbeda antara lain menurut jumlah tingkat tekan, arah aliran uap, posisi silinder, metode pengaturan prinsip aksi uap, proses penurunan kalor, tekanan uap sisi masuk, dan pemakaiannya dibidang industri sebagai berikut :

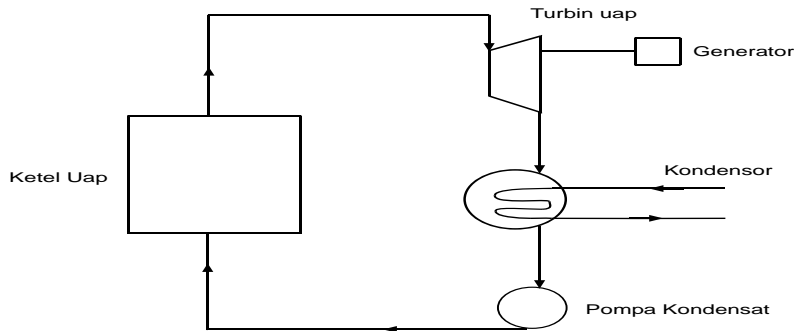
1. Menurut Jumlah Tingkat Tekanan
 - a. Turbin satu tingkat dengan satu atau lebih tingkat kecepatan yang biasanya berkapasitas kecil. Turbin jenis ini biasanya digunakan untuk menggerakkan kompresor dan mesin-mesin lain yang serupa.
 - b. Turbin impuls dan reaksi bertingkat; turbin ini dibuat dalam jangka kapasitas yang luas mulai dari yang kecil hingga yang besar.
2. Menurut Arah Aliran Uap
 - a. Turbin Aksial
uap mengalir dalam arah sejajar terhadap sumbu turbin.
 - b. Turbin Radial
uap mengalir dalam arah yang tegak lurus terhadap sumbu turbin.
3. Menurut Posisi Silinder
 - a. Single Cylinder, yaitu turbin dengan satu silinder
 - b. Tandem silinder
 - c. Cross Cylinder
4. Menurut Metode Pengaturan
 - a. Turbin dengan Pengaturan pencekikan (Throttling)
uap segar masuk melalui satu atau lebih katup pencekik yang dioperasikan serempak
 - b. Turbin dengan pengaturan nosel
uap segar masuk melalui dua atau lebih pengatur pembuka yang berurutan.
 - c. Turbin dengan pengaturan pelangkauan
5. Menurut Prinsip Aksi Uap
 - a. Turbin Impuls
energi potensial uap diubah menjadi energi kinetik didalam nosel atau laluan yang dibentuk oleh sudu-sudu diam yang berdekatan kemudian di dalam sudu-sudu gerak energi kinetik uap diubah menjadi energi mekanis.
 - b. Turbin Reaksi Aksial
Ekspansi uap terjadi diantara laluan sudu baik sudu pengarah maupun sudu gerak.
6. Menurut Proses Penurunan Kalor
 - a. Turbin Kondensasi (Condensing Turbine)
Adalah turbin yang uap bekasnya didinginkan kembali dikondenser. Selanjutnya air yang keluar dari kondenser dipakai kembali untuk air pengisi ketel.
 - b. Turbin Tekanan Lawan (Back Pressure Turbine)
Adalah turbin yang uap bekasnya tidak didinginkan di kondenser tetapi dipakai untuk keperluan industri dan pemanasan.
 - c. Turbin Tumpang
Adalah jenis turbin tekanan lawan yang uap buangnya dipakai untuk turbin kondensasi tekanan menengah dan rendah
7. Menurut Kondisi Uap Masuk Turbin
 - a. Turbin tekanan rendah yang memakai uap dengan tekanan 1,2 sampai 2 atm.
 - b. Turbin tekanan menengah yang memakai uap sampai tekanan 40 atm.
 - c. Turbin tekanan tinggi yang memakai uap pada tekanan di atas 40 atm.
 - d. Turbin tekanan sangat tinggi, yang memakai uap pada tekanan 170 atm atau lebih dan temperatur diatas 550° C.
 - e. Turbin tekanan super kritis yang memakai uap dengan tekanan 225 atm atau lebih.
8. Menurut Pemakaiannya di Bidang Industri

- Turbin stasioner yaitu Turbin yang tidak dapat dipindah tempat biasanya digunakan sebagai penggerak alternator pada pembangkit listrik.
- Turbin yang tidak stasioner yaitu turbin dengan kecepatan yang bervariasi biasanya digunakan pada kapal-kapal uap, lokomotif dan lain-lain.

Siklus yang mendasari siklus kerja suatu sistem pembangkit daya uap adalah siklus Rankine. Siklus ini diterima sebagai siklus standar untuk pembangkitan daya uap. Siklus Rankine dapat kita bedakan menjadi 2 macam :

Siklus Rankine Sederhana

Diagram dari sistem pembangkit daya uap dengan siklus Rankine sederhana dapat dilihat. pada gambar

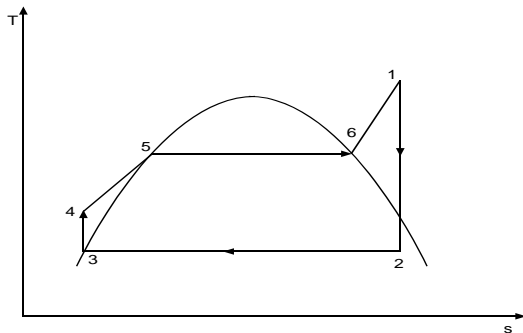


Gambar Pembangkit daya uap dengan siklus Rankine sederhana

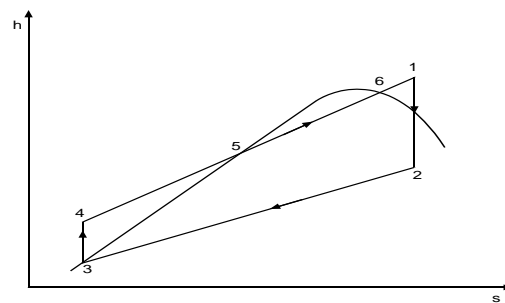
Konstruksi meliputi ketel uap, turbin uap, kondensor dan pompa sirkulasi (feed water pump).

Uap dihasilkan oleh bagian ketel pada suhu dan tekanan yang tinggi. Uap ini kemudian dipanaskan kembali di pemanas lanjut sehingga temperatur uap naik sampai melebihi temperatur jenuhnya (saturasi). Uap yang super panas ini memasuki turbin dan kemudian diekspansikan dari tekanan yang tinggi ke tekanan yang lebih rendah dan kemudian dialirkan ke kondenser.

Selama ekspansi uap di dalam turbin, Energi kinetik uap menghasilkan kerja mekanis yang akan menggerakkan generator listrik (alternator). Kondensasi uap terjadi pada tekanan yang tetap di kondensor. Air kondensat kemudian dipompakan ke ketel oleh feed water pump. Diagram T-s dan h-s dapat dilihat pada gambar a dan b.



Gambar a. Diagram T-s untuk siklus Rankine sederhana



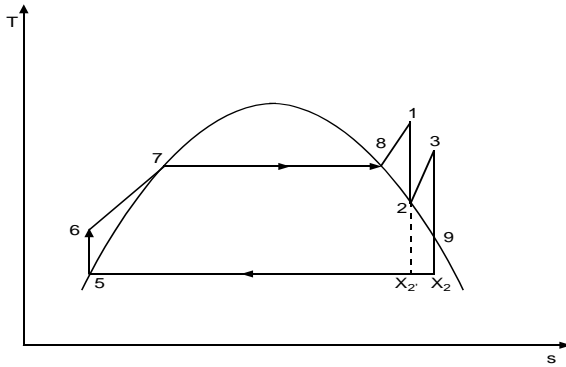
Gambar b. Diagram h-s untuk siklus Rankine sederhana

Keterangan :

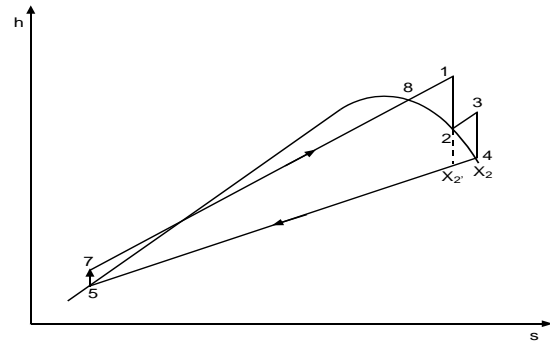
- Proses 1 – 2 adalah proses ekspansi uap dari turbin
- Proses 2 – 3 adalah kondensasi uap di kondensor.
- Proses 3 – 4 adalah sirkulasi air oleh feed water pump.
- Proses 4 – 5 – 6 – 1 adalah pemanasan air di ketel.

Siklus Rankine Dengan Pemanas Ulang

Efisiensi dari siklus Rankine dapat diperbesar dengan menaikkan tekanan uap masuk turbin. Tetapi kenaikan tekanan ini juga akan menaikkan kondensasi uap pada bagian tingkat akhir turbin. Salah satu cara menghindarinya adalah dengan memanaskan ulang uap yang hampir mencapai titik kondensasinya. Dengan cara ini kita dapat memberikan tekanan yang lebih tinggi pada turbin dan mencegah kondensasi yang berlebihan pada tingkat terakhir turbin yang tidak diharapkan karena dapat merusak sudu-sudu turbin. Diagram t-s dan h-s dapat dilihat pada gambar a dan b.



Gambar a. Diagram T-s untuk siklus Rankine dengan pemanas ulang



Gambar b. Diagram h-s untuk siklus Rankine dengan pemanas ulang

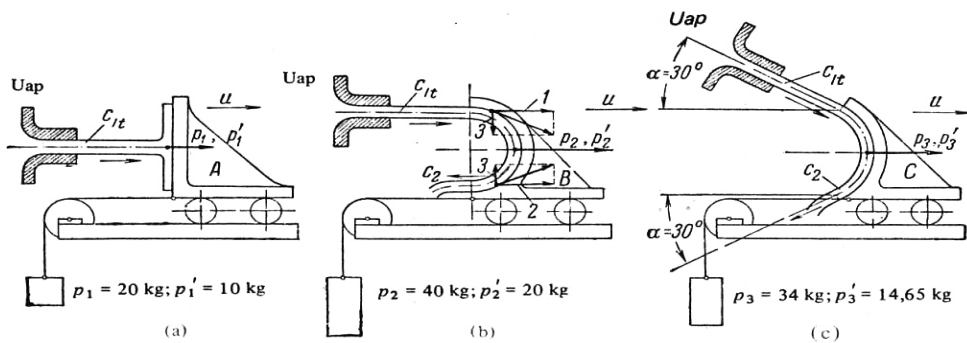
Keterangan :

- 1-2 adalah proses ekspansi adiabatik pada HP turbin
- 2-3 adalah proses pemanas ulang oleh reheater
- 3-4 adalah proses ekspansi adiabatik pada LP turbin
- 4-5 adalah proses kondensasi di kondensor

Uap dengan tekanan P_1 dan temperatur T_1 diekspansikan ke tekanan optimum P_2 pada turbin tekanan tinggi (high pressure turbine) kemudian uap tersebut dipanaskan kembali pada pemanas ulang pada tekanan yang tetap kemudian diekspansikan kembali pada turbin tekanan yang lebih rendah (low pressure turbine) sampai tekanan kondenser P_4 .

Dari t-s diagram dapat dilihat bahwa fraksi kekeringan naik pada pemanas ulang. Fraksi kekeringan bertambah dari nilai x_2' ke x_2 .

Prinsip Aksi Turbin Uap



Gambar Aksi uap terhadap tiga macam benda

Semburan uap yang keluar dari nosel yang diam akan memberikan gaya pada sudu turbin sebesar Pu (kg) dalam arah putarannya. Gaya Pu yang dihasilkan oleh uap tersebut akan dikonversikan menjadi energi mekanis pada pinggir sudu Kerja yang dilakukan oleh 1 kg uap pada sudu per detik :

$$W = Pu \cdot u$$

dimana u adalah kecepatan keliling sudu (m/det)

Gaya yang diberikan oleh uap ke sudu-sudu turbin dari mekanika kita ketahui bahwa; Perubahan momentum selama periode tertentu adalah sama dengan gaya yang diberikan :

$$P_u \tau = \frac{G}{g} (c_{1t} - c_2)$$

dengan :

- τ = Periode gaya yang bekerja pada sudu (per detik)
- G = Jumlah masa uap yang mengalir dari nosel (kg/det)
- g = Percepatan gravitasi (m/det²)
- c1 = Kecepatan teoritis uap pada sisi keluar nosel (m/det)
- c2 = Kecepatan uap meninggalkan sudu turbin (m/det)

Dengan memasukkan nilai $\tau = 1$ dan $G = 1$, maka :

$$P_u \cdot \tau = \frac{1}{g} (c_{1t} - c_2)$$

Untuk ketiga kasus pada gambar diatas supaya kita mudah dalam mengevaluasi besar gaya yang bekerja pada masing-masing jenis sudu, dimisalkan $c_{1t} = 196,2$ m/det, kecepatan uap keluar nosel adalah sama untuk ketiga kasus diatas dan kita menganggap ketiga benda A, B dan C adalah diam.

- Kasus A
Kecepatan uap c_{1t} menubruk benda A dalam arah tegak lurus terhadap permukaan benda A sehingga uap mengalami perubahan arah sebesar 90°. Proyeksi kecepatan c_2 terhadap arah gaya $P_1 = 0$ besarnya gaya P_1 yang bekerja pada sudu :

$$P_1 = \frac{1}{9.81} (196,2 - 0) = 20 \text{ kg}$$

- Kasus B
Dengan mengabaikan kerugian akibat gesekan pada permukaan yang melengkung akan diperoleh $c_2 = -c_{1t}$. Maka besar gaya P_2 yang bekerja pada sudu adalah :

$$P_2 = \frac{1}{9.81} (196,2 + 196,2) = 40 \text{ kg}$$

- Kasus C
Dengan mengabaikan kerugian-kerugian pada permukaan sudu seperti pada kasus B maka diperoleh $c_2 = -c_{1t}$. Tetapi semburan uap pada sisi masuk atau sisi keluar sudu tidak lagi sejajar dengan arah gaya P_3 . Oleh sebab itu harus dihitung proyeksi c_{1t} dan c_2 terhadap arah aksi gaya P_3 . Kecepatan proyeksi dihitung sebagai berikut :

$$c_{1t} = c_{1t} \cos 30^\circ = 192,6 \times 0,866 = 170 \text{ m/det}$$

$$c_2 = c_2 \cos 30^\circ = 192,6 \times 0,866 = -170 \text{ m/det}$$

Besar gaya yang bekerja pada sudu :

$$P_3 = \frac{1}{9.81} (170 + 170) = 34,7 \text{ kg}$$

Dari ilustrasi yang diberikan diatas ternyata gaya maksimum diperoleh pada kasus B dimana semburan uap yang mengalir sepanjang permukaan sudu mengalami pembalikan arah sebesar 180°. Akan tetapi dalam pembuatan turbin uap aliran yang demikian itu tidak mungkin didapat oleh karena itu dalam praktek seperti yang ditunjukkan oleh kasus C, semburan uap diarahkan dengan sudut tertentu sisi masuk atau sisi keluar sudu-sudu geraknya. Sudut ini dibuat sekecil mungkin biasanya berkisar antara 110 – 160°.

Heat Rate Turbin

Heat rate turbin didefinisikan sebagai perbandingan antara kalor yang diberikan pada siklus turbin dengan daya listrik yang dihasilkan pada terminal generator. Heat rate turbin menunjukkan secara langsung seberapa efisien suatu siklus uap dapat mengkonversikan energi panas menjadi energi listrik. Heat rate tidak menunjukkan seberapa efisien ketel dalam mengkonversikan energi kimia bahan bakar menjadi energi kalor. Perhitungan Heat Rate Turbin didasarkan pada rumus sebagai berikut :

$$\text{Heat Rate} = \frac{Q_{uap} - Q_{air}}{P_{generator}} = \frac{(h_{uap} \cdot M_{uap}) - (h_{air} \cdot M_{air})}{P_{generator}}$$

dimana : Q_{uap} = energi panas uap dari boiler yang masuk ke turbin (Kcal/jam).

Qair = energi panas air yang masuk ke boiler yaitu pada heater terakhir, uap keluaran high pressure turbin dan pada superheater dan reheater spray (Kcal/jam).

Pgen = Daya keluaran generator pada titik pembebanan yang dipilih (kW).

Quap dan Qair dihitung berdasarkan rumus :

$$Q_{uap} = Q_{ms} + Q_{rs} + Q_{aux}$$

$$Q_{air} = Q_{fwh} + Q_{crh} + Q_{SHs\text{pray}} + Q_{RHs\text{pray}}$$

dimana : Qms = energi panas uap utama (Kcal/jam)

Qrs = energi panas uap pemanasan (Kcal/jam)

Qrs = energi panas uap pemanasan (Kcal/jam)

Qrs = energi panas uap pemanasan (Kcal/jam)

Qcrh = energi panas uap Cold reheat steam (Kcal/jam)

QSHs\text{pray} = energi panas uap Superheater spray water heater (Kcal/jam)

QRHs\text{pray} = energi panas uap Reheater spray water heater (Kcal/jam)

$$\text{maka Heat Rate} = \frac{Q_{uap} - Q_{air}}{P_{generator}} = \frac{(Q_{ms} + Q_{rs} + Q_{aux}) - (Q_{fwh} + Q_{crh} + Q_{shs\text{pray}} + Q_{rhs\text{pray}})}{P_{Generator}}$$

maka efisiensi turbin dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\eta = \frac{W_{poros}}{W_i} \quad \eta = \frac{M(h_1 - h_2)}{M(h_1 - h_2')} \quad \eta = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2'}$$

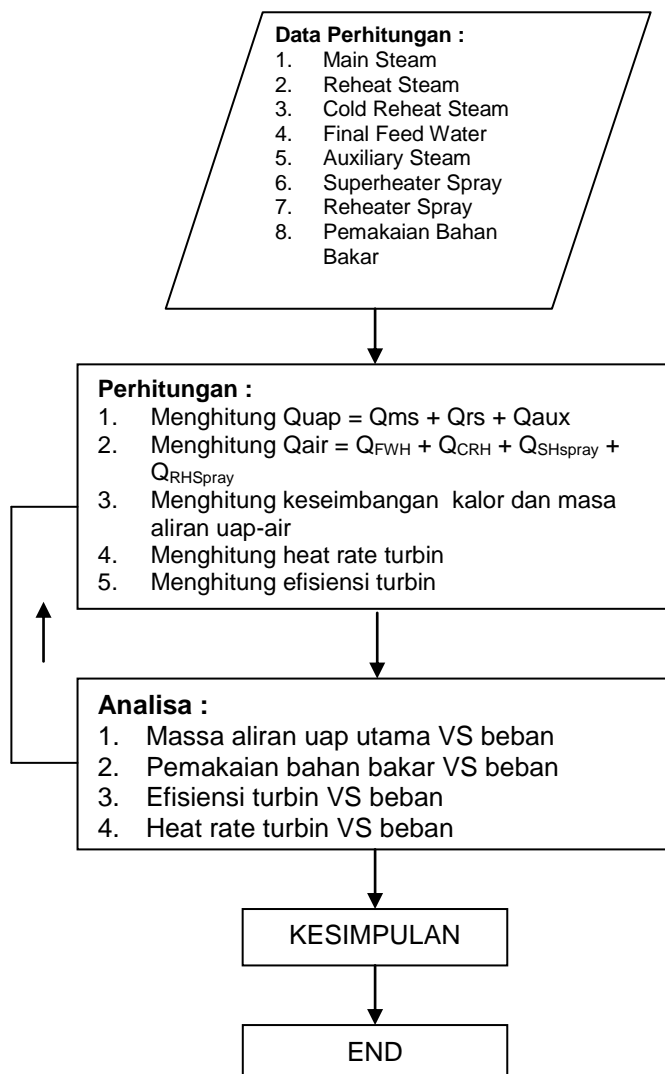
dimana : η = efisiensi turbin

h1 = entalpi uap masuk turbin (Kcal/kg)

h2 = entalpi uap keluar turbin teoritis (Kcal/kg)

h2' = entalpi uap keluar turbin aktual (Kcal/Kg)

METODOLOGI PENELITIAN



ANALISA DAN PEMBAHASAN

Perhitungan Energi Panas Uap

Perhitungan energi panas uap pada uap utama (main steam), uap pemanasan kembali (reheat steam) dan uap tambahan (auxiliary steam) dilakukan dengan cara mengalikan massa aliran uap (M) dengan entalpi (h) yang didapat dari Diagram Mollier. Keseimbangan kalor dan massa aliran uap ini dapat dilihat pada Diagram alir uap-air (heat balance) pada gambar.

Menentukan Energi Panas Uap Utama

Semua data diambil untuk perhitungan beban 100 % pada kapasitas 400 MW.

Dari data didapat : tekanan (P) = 168 Kg/cm²

temperatur (T) = 538,21 °C

laju aliran (M) = 1194,670 Ton/jam = 1194670 Kg/jam

maka h dicari dari Diagram Mollier, didapat h = 811,68 Kcal/kg

menghitung energi panas uap utama, Qms

$$Q_{ms} = h_{ms} \cdot M_{ms}$$

dimana : Qms = energi panas uap utama ke HP Turbin (Kcal/jam)

hms = entalpi uap utama (Kcal/kg)

Mms = massa aliran uap utama (Kg/jam)

maka Qms = hms . Mms

$$= 811,68 \text{ Kcal/kg} \cdot 1194670 \text{ Kg/jam}$$

$$= 969689745,6 \text{ Kcal/jam}$$

Menentukan Energi Panas Uap Pemanasan Kembali

Dari data didapat : P = 38,70 Kg/cm²

T = 538,25 °C

M = 1039,243 Ton/jam = 1039243 Kg/jam

dari Diagram Mollier didapat h = 844,66 Kcal/kg

menghitung energi panas uap pemanasan kembali, Qrs

$$Q_{rs} = h_{rs} \cdot M_{rs}$$

dimana : Qrs = energi panas uap pemanasan ke IP Turbin (Kcal/jam)

hrs = entalpi uap pemanasan (Kcal/kg)

Mrs = massa aliran uap pemanasan (Kg/jam)

maka Qrs = hrs . Mrs

$$= 844,66 \text{ Kcal/kg} \cdot 1039243 \text{ Kg/jam}$$

$$= 877806992,4 \text{ Kcal/jam}$$

Menentukan Energi Uap Tambahan

Dari data didapat : P = 21,00 Kg/cm²

T = 200 °C

M = 0,870 Ton/jam = 870 Kg/jam

dari Diagram Mollier didapat h = 667,93 Kcal/kg

menghitung energi uap tambahan, Qaux

$$Q_{aux} = h_{aux} \cdot M_{aux}$$

dimana : Qaux = energi panas uap tambahan ke LP Turbin (Kcal/jam)

haux = entalpi uap tambahan (Kcal/kg)

Maux = massa aliran uap tambahan (Kg/jam)

maka Qaux = haux . Maux

$$= 667,93 \text{ Kcal/jam} \cdot 870 \text{ Kg/jam}$$

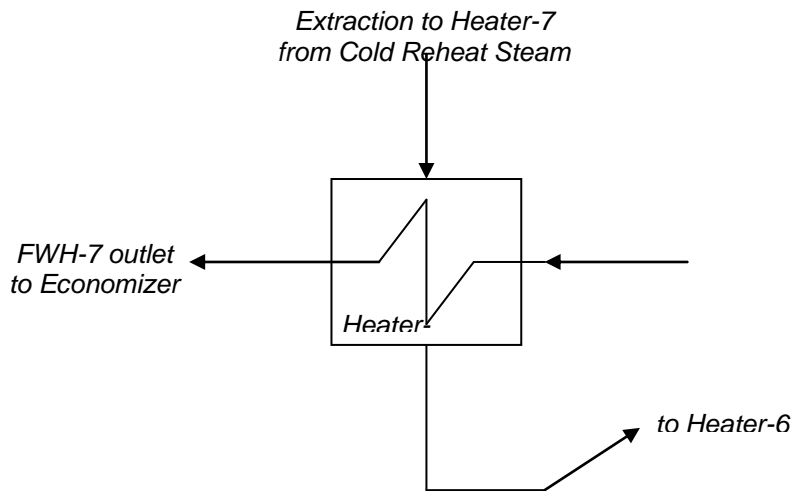
$$= 581099,1 \text{ Kcal/jam}$$

Perhitungan Energi Panas Air

Pada perhitungan energi panas air pada Cold reheat steam, Superheater spray water heater dan Reheater spray water heater adalah sama dengan perhitungan energi panas uap sedangkan perhitungan pada Final feed water dicari melalui keseimbangan kalor dan massa aliran uap-air pada Heater no.7 (Heater terakhir). Keseimbangan kalor dan massa aliran uap-air ini dapat dilihat pada diagram alir uap-air (heat balance) pada gambar.

Keseimbangan Kalor Dan Massa Aliran Uap Air

Keseimbangan pada Feed water heater



Gambar Keseimbangan kalor dan massa aliran uap air.

Titik 7 : Feed water heater (FWH)-7 outlet

$$P = 180,51 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 245,55 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$M = 1212,520 \text{ Ton/jam} = 1212520 \text{ Kg/jam}$$

dari Diagram Mollier didapat $h_7 = 254,36 \text{ Kcal/kg}$

Titik ex7 : Extraction steam dari Cold reheat steam (CRH)

$$P = 40,45 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 328,49 \text{ }^\circ\text{C}$$

dari Diagram Mollier didapat $h_{ex7} = 726,27 \text{ Kcal/kg}$

Titik 6 : Feed water heater-6 outlet

$$T = 193,96 \text{ }^\circ\text{C}$$

dari tabel uap didapat $h_6 = 197,23 \text{ Kcal/kg}$

Titik d7 : Heater-7 drain

$$T = 201,29 \text{ }^\circ\text{C}$$

dari tabel uap didapat $h_{d7} = 205,12 \text{ Kcal/kg}$

maka keseimbangan kalor dan massa aliran uap air adalah sebagai berikut :

$$Q_{in} = Q_{out}$$

Ekstraksi ke Heater-7 + FWH-6 = FWH-7 + Heater-7 Drain

$$M_{ex7} \cdot h_{ex7} + M \cdot h_6 = M \cdot h_7 + h_{d7}$$

$$M_{ex7} \cdot h_{ex7} - h_{d7} = M \cdot h_7 - M \cdot h_6$$

$$M_{ex7} (h_{ex7} - h_{d7}) = M (h_7 - h_6)$$

$$M_{ex7} = \frac{h_7 - h_6}{h_{ex7} - h_{d7}} \cdot M = \frac{(254,36 - 197,23) \text{ Kcal/kg}}{(726,27 - 205,12) \text{ Kcal/kg}} \cdot 1212520 \text{ Kg/jam}$$

$$= \frac{49,14 \text{ Kcal/kg}}{521,15 \text{ Kcal/kg}} \cdot 1212520 \text{ Kg/jam} = 0,0944833 \text{ Kcal/kg} \cdot 1212520 \text{ Kg/jam}$$

$$M_{ex7} = 114562,956 \text{ Kg/jam}$$

untuk mendapatkan M_{crh} maka digunakan rumus :

$$M_{crh} = M_{ms} - M_{ex7}$$

dimana : M_{crh} = massa aliran uap cold reheat steam dari High Pressure Turbin (Kg/jam)

M_{ms} = massa aliran uap utama (Kg/jam)

M_{ex7} = massa aliran uap dari High Pressure Turbin ke Heater-7 (Kg/jam)

maka $M_{crh} = M_{ms} - M_{ex7}$

$$= 1194670 \text{ Kg/jam} - 114562,956 \text{ Kg/jam}$$

$$= 1080107,044 \text{ Kg/jam}$$

Menghitung energi panas Cold reheat, Q_{crh}

$$Q_{crh} = h_{crh} \cdot M_{crh}$$

dimana : Q_{crh} = energi panas uap Cold reheat steam (Kcal/jam)

hcrh = entalpi uap Cold reheat steam (Kcal/kg)
Mcrh = massa aliran uap Cold reheat steam (Kg/jam)

dari data Cold reheat steam didapat : P = 40,45
T = 328,49 °C

dari Diagram Mollier didapat hcrh = 726,27 Kcal/kg
maka Qcrh = hcrh . Mcrh

$$= 726,27 \text{ Kcal/kg} \cdot 1080107,044 \text{ Kg/jam}$$

$$= 784449342,8 \text{ Kcal/jam}$$

Menentukan energi panas pada Feed water heater-7, Qfwh

$$Q_{fwh} = h_7 \cdot M_7$$

dimana : Qfwh = energi panas uap Heater-7 outlet (Kcal/jam)

h7 = entalpi uap Heater-7 (Kcal/kg)

M7 = massa aliran uap Heater-7 (Kg/jam)

dari data didapat : P = 180,51 Kg/cm

T = 245,55 °C

M = 1212,520 Ton/jam = 1212520 Kg/jam

dari Diagram Mollier didapat h7 = 254,36 Kcal/kg

maka Qfwh = h7 . M7

$$= 254,36 \text{ Kcal/kg} \cdot 1212520 \text{ Kg/jam}$$

$$= 308416587,2 \text{ Kcal/jam}$$

Menentukan Energi Panas Pada Superheater Dan Reheater

Menghitung energi panas pada Superheater spray water heater, QSHspray

$$Q_{SHspray} = h \cdot M$$

dimana : QSHspray = energi panas uap Superheater spray water heater (Kcal/jam)

h = entalpi uap Superheater spray water heater (Kcal/kg)

M = massa aliran uap Superheater spray water heater (Kg/jam)

dari data didapat : T = 142,13 °C

M = 32 Ton/jam = 32000 Kg/jam

h = 142,98 Kcal/kg

maka QSHspray = h . M

$$= 142,98 \text{ Kcal/kg} \cdot 32000 \text{ Kg/jam}$$

$$= 4575360 \text{ Kcal/jam}$$

Menghitung energi panas pada Reheater spray water heater, QRHspray

$$Q_{RHspray} = h \cdot M$$

dimana : QRHspray = energi panas uap Reheater spray water heater (Kcal/jam)

h = entalpi uap Reheater spray water heater (Kcal/kg)

M = massa aliran uap Reheater spray water heater (Kg/jam)

dari data didapat : T = 142,13 °C

M = 13,120 Ton/jam = 13120 Kg/jam

h = 142,98 Kcal/kg

maka QRHspray = h . M

$$= 142,98 \text{ Kcal/kg} \cdot 13120 \text{ Kg/jam}$$

$$= 1875897,6 \text{ Kcal/jam}$$

Sedangkan daya generator dalam perhitungan ini adalah pada titik pembebanan 100 %, yaitu

: Pgen = 400 MW = 400000 kW

$$\text{Heat Rate} = \frac{Q_{uap} - Q_{air}}{P_{generator}}$$

$$= \frac{(Q_{ms} + Q_{rs} + Q_{aux}) - (Q_{fwh7} + Q_{crh} + Q_{shspray} + Q_{rhspray})}{P_{Generator}}$$

$$= \frac{(969689745,6 + 877806992,4 + 581099,1) - (308416587,2 + 784449342,8 + 4575360 + 1875897,6) \text{ Kcal / jam}}{400.000 \text{ kW}}$$

$$= \frac{1848077837 - 1099317188) \text{ kcal / jam}}{400.000 \text{ kW}} = \frac{748760649 \text{ kcal / jam}}{400.000 \text{ kW}}$$

$$= 1871,901 \text{ kCal/kWH}$$

Untuk mendapatkan entalpi pada perhitungan efisiensi turbin, nilai h diambil dari uap yang masuk dan keluar pada High Pressure Turbin. Dari data didapat nilai h untuk beban 400 MW adalah sebagai berikut :

$h_1 = 811,68 \text{ Kcal/kg}$

h_2 didapat dari Diagram Mollier dengan memasukkan nilai tekanan dan temperatur dari uap keluaran High Pressure Turbin atau Cold Reheat steam sebagai berikut :

Data : $P = 40,45 \text{ Kg/cm}^2 = 0,4045 \text{ bar}$

$T = 358,49 \text{ }^\circ\text{C}$

dari Diagram Mollier didapat $h_2 = 3130 \text{ KJ/kg} = 747,757 \text{ Kcal/kg}$

sedangkan nilai h_2' adalah nilai yang didapat dari data aktual dari hasil pengamatan yaitu $h_2' = 726,27 \text{ Kcal/kg}$

maka dapat dicari efisiensi turbin sebagai berikut :

$$\eta = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2'} \quad \eta = \frac{(811,68 - 747,757) \text{ Kcal / kg}}{(811,68 - 726,27) \text{ Kcal / kg}} \quad \eta = \frac{63,923 \text{ Kcal / kg}}{85,41 \text{ Kcal / kg}}$$

$$\eta = 0,7484$$

$$\eta = 0,7484 \bullet 100\%$$

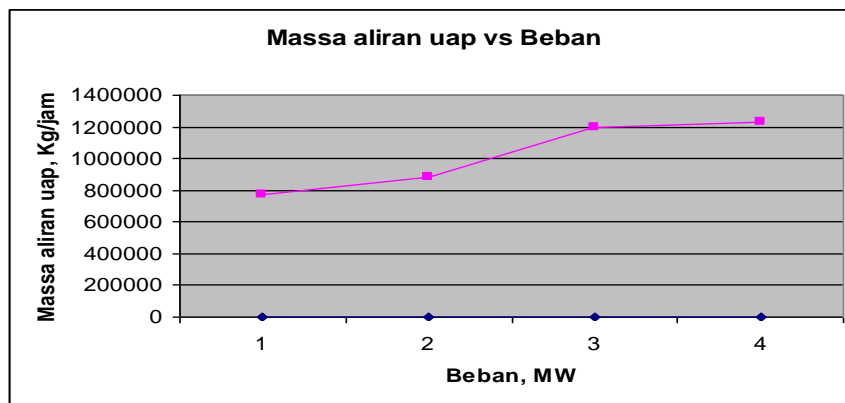
$$\eta = 74,84 \%$$

Massa Aliran Uap Utama

Dari hasil perhitungan diatas kita dapat menggambarkan hubungan antara massa aliran uap utama dengan perubahan beban sebagai berikut :

Tabel Massa aliran uap utama vs Beban.

Beban, MW	260	300	400	420
Massa aliran uap utama, Kg/jam	774.080	884.027	1.194.670	1.233.717



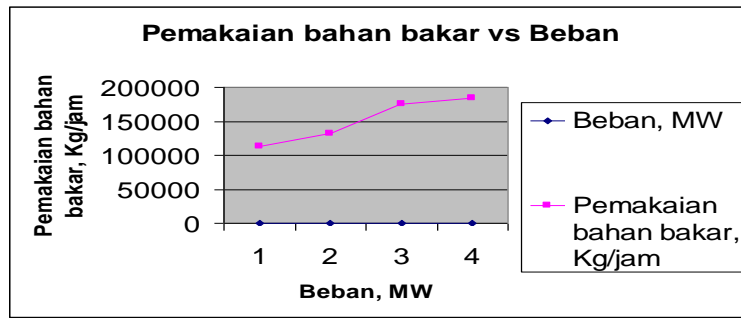
Gambar Grafik Massa aliran uap vs Beban

Pemakaian Bahan Bakar

Dari hasil pengamatan di lapangan didapat data mengenai pemakaian bahan bakar batu bara dengan kenaikan beban dan kita dapat menggambarkan hubungan antara pemakaian bahan bakar dengan perubahan beban sebagai berikut :

Tabel Beban vs Pemakaian bahan bakar.

Beban, MW	260	300	400	420
Pemakaian bahan bakar, Kg/jam	113.750	131.250	175.000	183.750



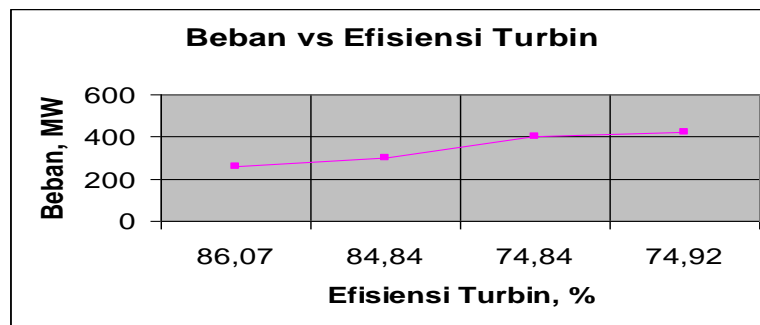
Gambar Grafik Pemakaian bahan bakar vs Beban.

Efisiensi Turbin

Dari hasil perhitungan diatas kita dapat menggambarkan hubungan antara efisiensi turbin dengan perubahan beban sebagai berikut :

Tabel Efisiensi turbin vs Beban.

Beban, MW	260	300	400	420
Massa aliran uap utama, Kg/jam	86,07	84,84	74,84	74,92



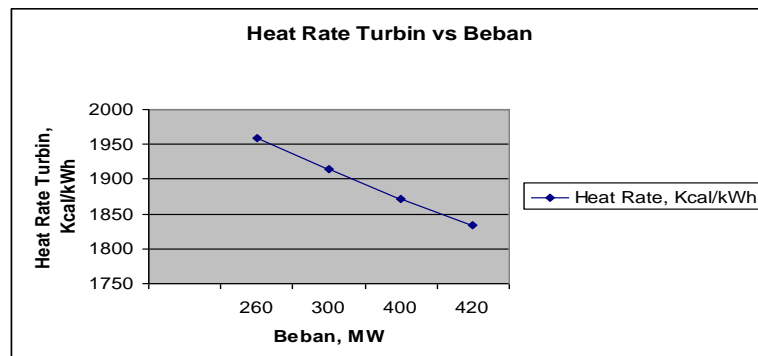
Gambar Grafik Beban vs Efisiensi Turbin

Heat Rate Turbin

Dari hasil perhitungan diatas kita dapat menggambarkan hubungan antara konsumsi kalor turbin (Heat Rate) dengan perubahan beban sebagai berikut :

Tabel Heat Rate vs Beban.

Beban, MW	260	300	400	420
Massa aliran uap utama, Kg/jam	1.958,554	1.914,649	1.871,901	1.833,278



Gambar Grafik Heat Rate Turbin vs Beban

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan dan analisa yang telah dibuat maka dapat disimpulkan hal-hal sebagai berikut :

1. Heat Rate Turbin unit 1 - 4 UBP Suralaya mencapai 1958,554 Kcal/kWh pada beban 260 MW dan pada beban 300 MW mencapai 1914,649 Kcal/kWh kemudian terus merendah pada beban 400 MW mencapai 1871,901 Kcal/kWh dan terakhir pada beban 420 MW mencapai 1833,278 Kcal/kWh.
2. Pada kondisi normal Turbin unit 1 – 4 UBP Suralaya memiliki unjuk kerja yang baik pada beban operasi puncak 400 MW atau lebih, dimana pada beban tersebut konsumsi kalor turbin atau Heat Rate Turbin cukup rendah berkisar antara 1833,278 – 1871,901 Kcal/kWh.
3. Pada beban-beban dibawah 400 MW konsumsi kalornya menjadi sangat tinggi, Heat Rate tertinggi terjadi bila turbin dioperasikan pada beban rendah 260 MW dengan nilai Heat Rate mencapai 1958,554 Kcal/kWh.
4. Turbin unit 1 – 4 ini kurang baik untuk bekerja pada beban yang berfluktuasi bila dilihat dari kurva Heat Rate vs Beban. Sangat baik bila digunakan sebagai pemikul beban puncak dengan beban tetap.
5. Efisiensi turbin unit 1 – 4 UBP Suralaya mencapai 74,92 %, pada beban 420 MW, pada beban 400 MW mencapai 74,84% kemudian pada beban 300 MW mencapai 84,84% dan terakhir pada beban 260 MW mencapai 86,07%.

SARAN

1. Turbin unit 1 – 4 UBP Suralaya sebaiknya dioperasikan untuk memikul beban puncak pada beban 400 MW agar biaya operasionalnya menjadi rendah dan berdampak ekonomis yang menguntungkan.
2. Agar diusahakan sistem pemantauan Heat Rate Turbin secara periodik dengan waktu yang singkat dan dengan bantuan perangkat komputer. Dengan cara ini kita akan dapat memantau nilai Heat Rate Turbin setiap saat sehingga kita akan dapat memantau unjuk kerja turbin untuk suatu periode tertentu dengan lebih baik.

DAFTAR PUSTAKA

1. Dietzel, Fritz, Prof. Dipl. Ing, *Turbin Pompa dan Kompresor*, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1980.
2. Husein, Zueb, *Steam Turbin Theory and Design*, Tata Mc Graw Hill Publishing Co. Ltd. New Delhi, 1984.
3. Mitsubishi Heavy Industries, *Turbin Design Vol 1*, Instruction Book
4. Mitsubishi Heavy Industries, *Steam Turbine Maintenance and Operation*, Instruction Book.
5. P. Shlyakhin, *Steam Turbines Theory and Design*, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1999.
6. Reynolds William C, Perkins Henry C, *Termodinamika Teknik*, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1996.
7. Suwanto, J.H. BSc, *Turbin PLTU*, Kursus Operasi dan Pemeliharaan Termal Angkatan IV, Jakarta, 1986.
8. SC. Stultz and JB. Kitto, *Steam/It's Generation & Use*, 40th Edition, New York.