

Kajian Sistem Pendinginan Udara Masuk Turbin Gas Untuk Menaikan Daya Keluaran Turbin Gas PLTG Gilimanuk Yang Beroperasi Pada Waktu Beban Puncak

Muhammad Hizbullah, Agung Subagio, Budihardjo

*Program Studi Teknik Mesin, Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik,
Universitas Indonesia*

Abstrak

Indonesia merupakan negara tropis yang memiliki temperatur udara rata-rata sebesar 27-33 °C dan kelembaban udara yang cukup tinggi yang dapat mencapai 90%. Temperatur dan kelembaban udara yang tinggi ini berpengaruh kepada kinerja turbin gas PLTG yang ada di Indonesia, salah satunya adalah di PLTG yang terletak di daerah Gilimanuk, Bali. Standar temperatur udara masuk kompresor yang ditetapkan oleh pabrik pembuat turbin adalah 15 °C dengan kelembaban udara 60% (kondisi ISO). Semakin tinggi temperatur udara yang masuk ke kompresor maka berpengaruh kepada semakin menurunnya daya output yang dihasilkan. Oleh karena itu diperlukan suatu sistem pendingin udara masuk kompresor agar penurunan daya tersebut dapat diminimalkan. Jurnal ini merupakan ringkasan dari tugas akhir yang membahas mengenai sistem pendinginan udara masuk turbin gas untuk menaikkan daya output PLTG Gilimanuk yang beroperasi pada waktu beban puncak pada pukul 18.00-22.00 WITA. Data yang diolah merupakan data cuaca dan data karakteristik dari turbin gas yang digunakan di PLTG Gilimanuk. Hasil pengolahan data dijadikan bahan pertimbangan dalam memilih sistem pendingin. Data pengolahan lain berupa *cooling load* selanjutnya digunakan untuk merancang komponen-komponen dari sistem pendingin yang akan diterapkan.

Kata kunci: PLTG, temperatur udara masuk kompresor, daya output turbin, sistem pendingin.

Pendahuluan

Saat ini Bali memiliki daya listrik sebesar 820 MegaWatt yang terdiri dari pasokan sistem interkoneksi jaringan Jawa-Bali 200 MegaWatt, PLTD dan PLTG Sanggaran 280 MegaWatt, PLTG Pemaron 210 MegaWatt dan PLTG Gilimanuk 130 MegaWatt. Seiring bertumbuhnya perekonomian di Bali, maka kebutuhan listrik pun selalu meningkat dari tahun ke tahun, Kementerian ESDM memperkirakan dari tahun 2013 hingga tahun 2022 pertumbuhan kebutuhan energi listrik sistem Jawa-Bali sebesar 7,6% per tahun. Untuk memenuhi kebutuhan listrik yang terus meningkat ini kementerian ESDM berencana melakukan pembangunan pembangkit-pembangkit listrik baru di area Bali dan mengoptimalkan kapasitas pembangkit listrik yang telah ada. PLTG Gilimanuk merupakan salah satu pembangkit yang akan dioptimalkan kapasitas dayanya.

PLTG Gilimanuk beroperasi pada rata-rata temperatur harian yang tinggi yaitu 33°C, hal ini jauh lebih tinggi dari temperatur yang biasa diterapkan ISO yaitu 15°C. Temperatur lingkungan yang lebih tinggi ini merupakan salah satu hal yang menyebabkan penurunan kapasitas keluaran yang cukup besar dari turbin gas, kapasitas keluaran turbin saat ini berkisar 88 MW, daya tersebut jauh lebih kecil dari daya optimum pabrikan yang bernilai 133,8MW.

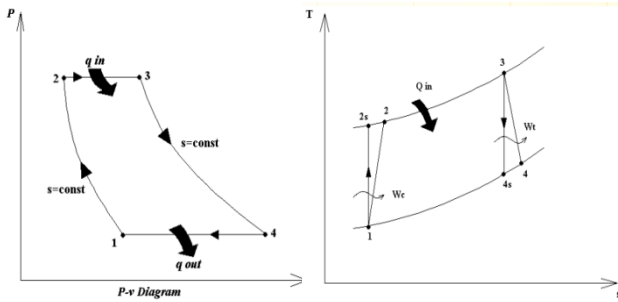
Oleh karena itu perlu diupayakan cara untuk mengatasi penurunan kapasitas tersebut, yaitu dengan menurunkan temperatur udara yang akan masuk kompresor turbin gas dengan suatu sistem pendingin.

Aspek yang akan dibahas pada tulisan ini yaitu mengenai kondisi cuaca di Gilimanuk, pengaruh temperatur udara masuk kompresor terhadap kerja output turbin, pemilihan sistem pendingin serta desain dari komponen-komponen utama sistem pendinginan tersebut.

Pembangkit Listrik Tenaga Gas

Pembangkit listrik tenaga gas (PLTG) merupakan sebuah pembangkit energi listrik yang menggunakan peralatan/mesin turbin gas sebagai penggerak generatornya. Turbin gas dirancang dan dibuat dengan prinsip kerja dimana energi panas yang dihasilkan dari proses pembakaran bahan bakar diubah menjadi energi mekanis dan selanjutnya diubah menjadi energi listrik. Turbin gas ini bekerja atas dasar siklus Brayton.

Siklus brayton ideal terdiri dari 4 proses reversibel yang bisa dilihat pada gambar 1.



Gambar 1. Diagram p-V dan T-s untuk Siklus Brayton

Berikut merupakan penjelasan dari diagram p-v dan T-s pada gambar 1 diatas:

- 1-2 Kompresi isentropik (terjadi di kompresor).
- 2-3 Penambahan panas pada tekanan konstan (terjadi di ruang bakar)
- 3-4 Ekspansi isentropik (terjadi di turbin).
- 4-1 Pembuangan panas pada tekanan konstan (terjadi di heat exchanger tambahan)

Pengaruh Temperatur Udara Terhadap Daya Output Turbin Gas

Dalam melakukan pengujian alat, pabrikan melakukannya dalam kondisi ISO, yaitu kondisi pada temperatur dry bulb 15°C, temperatur wet bulb 7,2 °C, relative humidity 60% dan pada tekanan 1 bar. Hasil pengujian pada kondisi ini kemudian dijadikan acuan pada kondisi-kondisi yang lain.

Indonesia memiliki temperatur dan RH rata-rata harian yang lebih tinggi dari standard ISO, dengan temperatur sekitar 27-33 °C dan RH 80%. Temperatur yang lebih tinggi tersebut menjadikan daya output turbin menjadi lebih kecil jika dibandingkan dengan kondisi ISO.

Perhitungan daya output turbin gas merupakan perkalian antara aliran massa udara masuk dengan beda enthalpi gas yang masuk dan keluar turbin gas. Aliran massa udara bergantung pada nilai temperatur lingkungan, udara dengan temperatur yang lebih rendah memiliki massa jenis udara yang lebih besar dibandingkan dengan udara yang memiliki temperatur yang lebih tinggi. Hal ini sesuai dengan rumus persamaan gas ideal sebagaimana berikut:

$$pv/T = \text{constant}$$

dimana :

- p = tekanan
- v = volume spesifik
= 1/ρ ; ρ = density
- T = Temperatur

Apabila gas/udara mempunyai p: konstant, maka persamaan diatas menjadi :

$$1/\rho_1 T_1 = 1/\rho_2 T_2$$

atau

$$\rho_1 / \rho_2 = T_2 / T_1$$

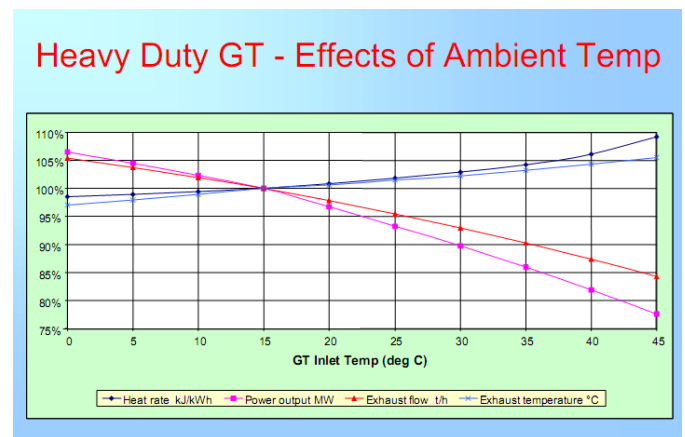
atau

$$\rho_2 = T_1 / T_2 \rho_1$$

Sehingga terlihat bahwa hubungan dari temperatur dan massa jenis adalah berbanding terbalik. Apabila $T_2 < T_1$, maka $\rho_2 > \rho_1$

Sedangkan beda enthalpi gas masuk/keluar turbin gas, merupakan nilai yang sudah definitif sesuai temperatur dan tekanan udara.

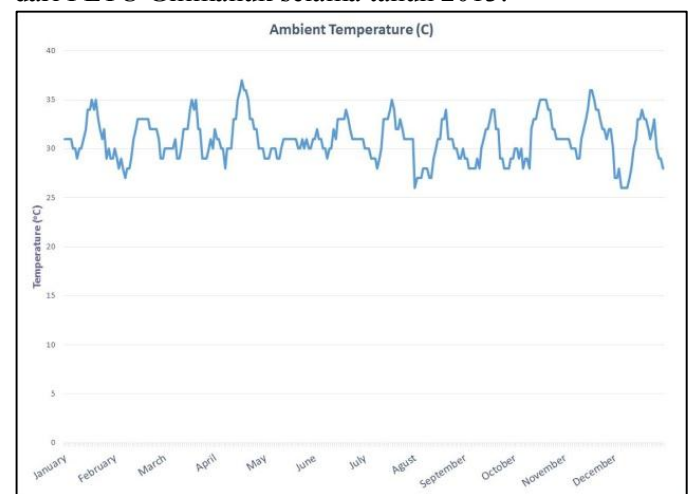
Berikut merupakan karakteristik dari variabel-variabel lain yang nilainya akan terpengaruh dengan adanya perubahan temperatur udara yang masuk kompresor.



Gambar 2. Pengaruh temperatur udara masuk kompresor

Cuaca Tahunan di Gilimanuk

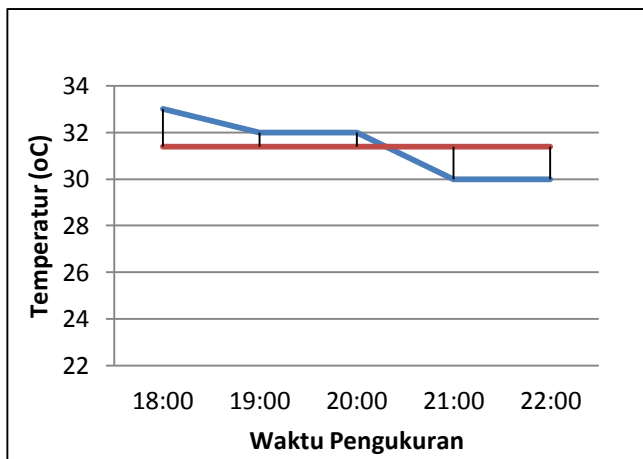
Berikut ini merupakan grafik temperatur udara harian yang mewakili 1 bulan yang diambil dari PLTU Gilimanuk selama tahun 2013:



Gambar 3. Grafik temperatur udara ambient tahun 2013 di Gilimanuk

Pada grafik tersebut terlihat bahwa bulan april memiliki temperatur udara *ambient* tertinggi dari bulan-bulan yang lainnya. Hal ini menyebabkan nilai cooling load pada bulan April akan memiliki nilai yang paling tinggi. Sehingga sistem pendingin yang akan mengatasi cooling load pada bulan April akan mampu pula mengatasi cooling load pada bulan-bulan yang lain. Sehingga kami mengambil data pada bulan April ini pada perhitungan data selanjutnya,

PLTG Gilimanuk bekerja saat waktu beban puncak pemakaian listrik yaitu mulai pukul 18.00 hingga 22.00 WITA. Sehingga *cooling load*-nya hanya bergantung pada nilai temperatur pada rentang waktu tersebut (jika diasumsikan nilai massa alir dan nilai kalor spesifik udara bernilai tetap). Sehingga grafik dari temperatur selama 4 jam tersebut dapat menggambarkan pula tentang besar *cooling load*-nya.



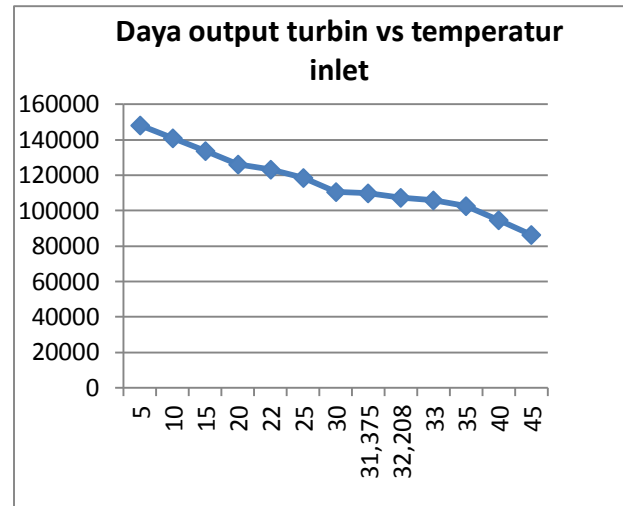
Gambar 4. Grafik temperatur udara pada waktu beban puncak pemakaian listrik

Temperatur rata-rata udara di PLTG Gilimanuk berdasarkan dari perhitungan dan grafik di atas yaitu sebesar 31,375 °C.

Berdasarkan data yang diperoleh, nilai *relatif humidity* di Gilimanuk berkisar 74-87%. Nilai RH tersebut relatif sama seperti di wilayah Indonesia yang lain, yang mana memiliki nilai yang relatif tinggi.

Pengaruh Temperatur Udara Lingkungan Terhadap Daya Output Turbin Gas PLTG Gilimanuk.

Berikut merupakan grafik dari hasil perhitungan yang menunjukkan pengaruh temperatur udara masuk kompresor terhadap daya output turbin PLTG Gilimanuk:



Gambar 5. Pengaruh temperatur udara masuk kompresor terhadap daya output turbin PLTG Gilimanuk

Sesuai dengan teori yang dibahas sebelumnya, pada grafik tersebut menunjukkan bahwa semakin tinggi temperatur udara masuk ke kompresor maka berpengaruh pada semakin kecil daya output yang dibangkitkan oleh turbin PLTG Gilimanuk.

Pada saat turbin beroperasi pada waktu beban puncak (temperatur udara 31,375°C), didapatkan daya output yang dihasilkan besarnya 109,95MW atau mengalami penurunan daya dibanding kondisi ISO sebesar 23,85MW.

Penurunan daya tersebut cukup besar, yaitu 17,86% dari kapasitas maksimal pada kondisi ISO. Untuk mengatasi penurunan daya output tersebut maka dibutuhkan sistem pendingin udara masuk agar dapat menurunkan temperatur udara masuk ke kompresor.

Jika diinginkan temperatur yang masuk kompresor sebesar 22°C, maka turbin akan menghasilkan daya output sebesar 123,13MW atau mengalami kenaikan daya output sebesar 13,18 MW dibandingkan sebelum menggunakan sistem pendingin.

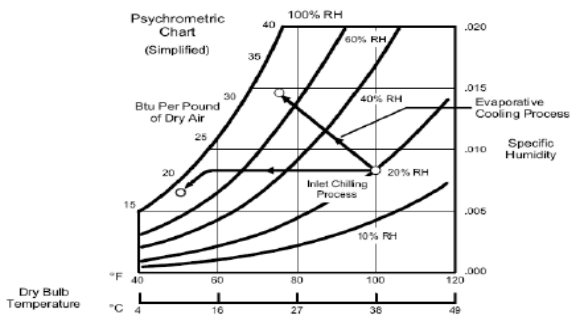
Pemilihan Sistem Pendingin Udara Masuk Turbin Gas

Berikut merupakan jenis-jenis sistem pendingin yang dapat diterapkan untuk menurunkan temperatur udara lingkungan:

1. *Evaporative Air Cooling System*
2. *Fog Inlet Air Cooling System*
3. *Mechanical Refrigeration – Direct system*
4. *Mechanical Refrigeration – Indirect system*
5. *Mechanical Refrigeration - Ice storage*
6. *Mechanical refrigeration – Chilled Water Storage*
7. *Absorption chiller inlet air cooling system*

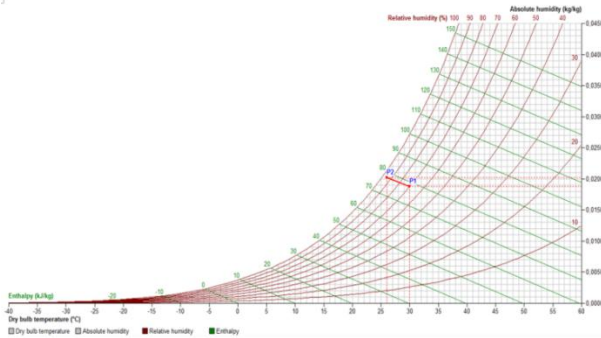
Proses pendinginan udara dari jenis-jenis sistem pendingin diatas terlihat dalam diagram *Psychrometric* pada gambar 6.

Pada diagram *Psychrometric* tersebut terdapat 2 proses pendinginan udara yaitu menggunakan *Evaporative Cooling Process* dan *Inlet Chilling Process*. Jenis sistem pendingin nomor 1 dan 2 diatas menggunakan *Evaporative Cooling Process*, sedangkan nomor 3 sampai 7 menggunakan prinsip *Inlet Chilling Process*.



Gambar 6. Proses *evaporative cooling* dan *chilling system*

Karenadi daerah Gilimanuk memiliki kondisi udara dengan RH tinggi atau temperatur tabung basah yang tinggi, maka proses pendinginannya terbatas sampai temperatur tabung basahnya mencapai *dew point* atau sampai RH-nya 100%, sehingga penurunan temperatur tabung kering tidak besarsehinngga jika diterapkan pada PLTG, kenaikan daya *output*nya kurang berarti. Hal ini dijelaskan sebagaimana gambar berikut:



Gambar 7. Proses *evaporating cooling* dengan RH udara yang tinggi

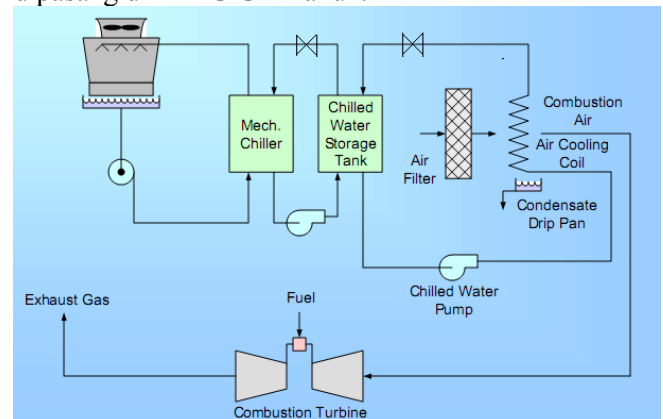
Karena alasan tersebut, maka sistem pendingin dengan proses *evaporating* tidak dipilih untuk mendinginkan temperatur udara masuk turbin gas PLTG Gilimanuk.

Pada akhirnya penulis memilih *Mechanical refrigeration – Chilled water storage* sebagai sistem pendingin yang akan di terapkan di PLTG Gilimanuk. Hal ini dikarenakan *Mechanical refrigeration sytem* dapat menurunkan temperatur udara yang lebih, sehingga akan berdampak pada kenaikan daya output yang signifikan. *Chilled Water Storage* diperlukan karena PLTG

Gilimanuk tidak bekerja sepanjang hari, waktu turbin tidak beroperasi yaitu 20 jam per hari sehingga tidak terdapatnya beban kalor selama 20 jam tersebut, hal tersebut dapat menjadi potensi untuk menyimpan air dingin di dalam *chilled water storage*. Sehingga kapasitas *chiller* yang akan dipakai akan lebih kecil dibanding *chiller* yang mengatasi beban secara langsung pada waktu beban puncak. Pembebanan yang stabil pada *chiller* menjadi alasan lain dalam memilih menggunakan *Chilled Water Storage* ini.

Skema Mechanical Refrigeration–Chilled Water Storage yang Akan Dipasang di PLTG Gilimanuk.

Berikut merupakan skema *mechanical refrigeration-chilled water storage tank* akan dipasang di PLTG Gilimanuk.



Gambar 8. Skema sistem pendingin *mechanical chiller – CWST*

Penjelasan mengenai skema tersebut dapat dibagi 2 keadaan, yaitu sebagai berikut:

a. Saat turbin PLTG beroperasi

Saat turbin PLTG beroperasi maka dibutuhkan udara dari lingkungan ke dalam ruang bakar untuk terjadinya proses pembakaran, yang mana pada akhirnya hasil dari pembakaran ini akan dikonversikan menjadi energi listrik.

Sebelum masuk ke ruang bakar, udara dari lingkungan mengalami beberapa proses terlebih dahulu. Seperti proses pembersihan dari partikel-partikel pada filter, menurunkan temperatur pada cooling coil dan menaikkan tekanan pada kompresor.

Pada pembahasan ini kita memusatkan pada proses pendinginan udara, seperti terlihat pada Gambar 8. *Cooling coil* berfungsi sebagai alat pertukaran kalor yang menjadikan udara yang melewatinya memiliki temperatur yang lebih rendah. Di dalam *cooling coil* terdapat cairan *refrigerant* yang mana berperanan penting dalam mengambil kalor dari udara. Pada kasus kali ini *refrigerant* di dalam *cooling coil* yang dipakai adalah air.

Selama turbin beroperasi dalam waktu 4 jam, air dingin diambil dari bagian bawah *chilled water storage tank* dengan bantuan pompa untuk mengalirkannya. Air dingin tadi kemudian mengalir ke *cooling coil* dan setelah mengambil kalor dari udara, air yang keluar dari *cooling coil* akan memiliki temperatur yang lebih tinggi dibanding sebelum masuk *cooling coil*. Setelah keluar dari *cooling coil*, air tersebut kemudian masuk kembali ke dalam *CWST* dibagian atas.

b. Saat turbin PLTG tidak beroperasi

Saat turbin tidak beroperasi, *chiller* mengambil air yang ada di bagian atas *CWST* dengan bantuan pompa, air yang ada dibagian atas ini memiliki temperatur yang lebih tinggi dari temperatur yang ada di bawah tank. Setelah air melewati *chiller* temperatur air menjadi lebih rendah dibanding saat sebelum masuk *chiller*. Air yang telah dingin kemudian dimasukkan ke dalam bagian bawah tank. Begitu seterusnya selama 20 jam *chiller* terus-menerus bekerja untuk mendinginkan air yang ada di dalam *CWST*.

Perhitungan Cooling Load pada Sistem Pendingin

Setelah mengetahui nilai temperatur rata-rata udara *ambient*, kita dapat memperoleh nilai beban pendinginan *sensibeludara* yang masuk ke kompresor dengan rumus:

$$\dot{Q}_s \text{ udara} = \dot{m} \text{ udara} \times C_p \text{ udara} \times \Delta T$$

Dimana :

$\dot{m} \text{ udara}$ = massa alir udara (kg/s)

$C_p \text{ udara}$ = heat coefficient udara (kJ/kg.K)

ΔT = perbedaan temperatur (°C atau

K)

Dari data Turbin Gas merk Alstom 13 E 2 yang digunakan oleh PLTG Gilimanuk, diketahui aliran masa udara sebesar (\dot{m}) 385 kg/detik. Nilai C_p udara adalah sebesar 1,0071 kJ/kg.K. Sehingga untuk nilai $\dot{Q}_s \text{ udara}$ -nya adalah:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_s \text{ udara} &= 385 \times 1,0071 \times (31,375 - 22) \\ &= 3635,001 \text{ kW} \end{aligned}$$

Sensible cooling load, *latent cooling load* dan *total cooling load* dapat dihubungkan dengan rumus:

$$\text{Total cooling load} = \text{Sensible cooling load} + \text{latent cooling load}$$

$$\dot{Q}_{\text{totaludara}} = \dot{Q}_s \text{ udara} + \dot{Q}_{\text{Ludara}}$$

Karena massa alir udara telah diketahui, maka *total cooling load* dapat ditentukan nilainya jika telah didapat nilai *enthalpy* udara saat sebelum dan setelah melewati *cooling coil*. Nilai *enthalpy* dapat diketahui nilainya dari diagram

psycrometric jika 2 parameter lain diketahui nilainya. Namun untuk mendapatkan nilai yang lebih tepat maka pada saat ini penulis mendapat nilai *enthalpy* dengan menggunakan *software CPM 2000*.

Kondisi 1 yaitu kondisi saat udara sebelum masuk *cooling coil*, penulis memasukkan nilai temperatur sebesar 31,375°C dan RH sebesar 76%, nilai *enthalpy* yang didapat nilainya 86,698 kJ/kg. Kondisi 2 yaitu kondisi saat udara telah keluar *cooling coil*, penulis memasukkan nilai temperatur sebesar 22°C dan mengasumsikan nilai RH yang keluar nilai *cooling coil* sebesar 95%, nilai *enthalpy* yang didapat nilainya sebesar 62,231 kJ/kg.

Setelah *enthalpy* diketahui, nilai *total cooling load* udara dapat dikehui dengan rumus:

$$\dot{Q}_{\text{totaludara}} = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

maka,

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{totaludara}} &= 385 (86,688 - 62,231) \\ &= 9415,945 \text{ kW} \end{aligned}$$

Setelah nilai *total cooling load* dan *sensible cooling load* untuk udara diketahui, maka nilai *latent cooling load* dapat ditentukan dengan rumus:

$$\text{Latent cooling load} = \text{Total cooling load} - \text{Sensible cooling load}$$

maka,

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{Ludara}} &= 9415,945 - 3635,001 \\ &= 5780,944 \text{ kW} \end{aligned}$$

Beban pendinginan yang harus diatasi oleh mesin pendingin tidak hanya beban pendinginan yang berasal dari udara yang masuk kompresor saja, *Heat losses* pada perpipaan, TES dan pompa perlu diperhatikan sebagai beban tambahan pada *chiller*.

Pada penulisan tugas akhir ini, penulis mengasumsikan bahwa heat loss dari komponen-komponen sistem pendingin tadi besarnya 5% (safety margin) dari *total cooling load* udara masuk ke kompresor. Sehingga *total cooling load system*:

$$\begin{aligned} \text{Total cooling load}_{\text{system}} &= 9415,945 + (5\% \times 9415,945) \\ &= 9886,742 \text{ kW} \end{aligned}$$

Total cooling load dari sistem ini kemudian akan diolah untuk merancang komponen-komponen sistem pendingin yang akan dibuat di PLTG Gilimanuk

Desain Chiller

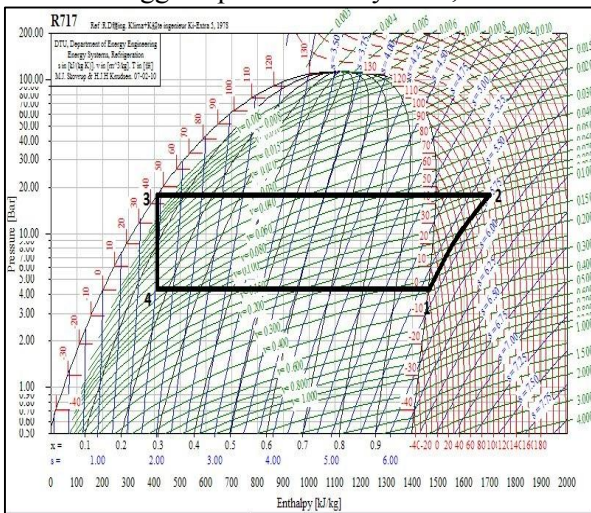
Telah diketahui pada bahwa nilai *total cooling load* pada PLTG Gilimanuk sebesar 9886,472 kW. PLTG Gilimanuk ini bekerja selama 4 jam yaitu pukul 18.00 hingga 20.00 WITA, sehingga *total cooling load* selama 4 jam adalah:

$$\begin{aligned} \text{Cooling Load (4 jam)} &= 9886,742 \text{ kW} \times 4 \text{ jam} \\ &= 39546,968 \text{ kWh} \end{aligned}$$

Dengan dipasangnya *thermal energy storage*, *chiller* akan bekerja selama 20 jam (diluar waktu beban puncak). Sehingga total *cooling load* diatas akan dibagi selama 20 jam tersebut, nilai yang akan didapat merupakan kapasitas *chiller*.

$$\begin{aligned} \text{Kapasitas chiller} &= 39546,968 \text{ kWh} : 20 \text{ jam} \\ &= 1977,35 \text{ kW} \\ &= 562,27 \text{ TR} \end{aligned}$$

Setelah mendapatkan nilai dari kapasitas *chiller* tersebut, penulis kemudian mencari *chiller* lewat katalog produk melalui internet. Setelah menyesuaikan dengan beban pendingin maka dipilihlah *chiller* produk *Flamingo Buffalo* tipe DWOCR-5-HB dengan kapasitas pendinginan 317,06 TR. *Chiller* yang dibutuhkan berjumlah 2 buah. Sehingga kapasitas totalnya 634,12TR.



Gambar 9. Proses refrigerasi pada chiller

Gambar diatas merupakan proses refrigerasi dari chiller yang akan digunakan. Terdapat 4 proses pada gambar diatas yaitu:

a. Garis 3-4

Pada garis ini berlangsung proses ekspansi refrigerant dengan entalphy tetap. Pada titik 3, refrigerant berfase berfase cair jenuh dengan temperatur kondensasi yang diinginkan 46°C dan tekanan 1831 kPa. Entalphi dan entropi dapat diketahui berdasarkan 2 parameter tersebut dengan melihat pada tabel saturasi amonia, sehingga didapatkan entalphi sebesar 536,63 kJ/kg dan entropi sebesar 2,209 kJ/kg K.

Pada akhir proses ini refrigerant akan berfase campuran (titik 4), temperatur pada titik ini dapat diatur dengan menggunakan katup ekspansi, jika disetting pada titik ini

temperaturnya 0oC, maka besaran lain seperti tekanan saturasi dan entropi dapat diketahui yaitu tekanannya sebesar 429 kPa dan entropinya sebesar 2,1799 kJ/kg K.

b. Garis 4-1

Pada garis ini berlangsung proses evaporasi dengan tekanan tetap, kalor pendinginan diserap dari air yang akan didinginkan, sehingga akan merubah fase campuran menjadi uap jenuh (posisi 1) tetapi dengan temperatur dan tekanan yang sama pada titik sebelumnya. Dengan melihat tabel saturasi amonia maka didapatkan paramer entalphy dan entropi saat berfase uap jenuh masing-masing bernilai 1605,4 kJ/kg dan 6,0926 kJ/kg K.

Beban pendinginan untuk satu chiller yang telah dihitung sebelumnya, yaitu bernilai 998,675 kW. Maka massa alir dari amonia dapat dihitung sebaagai berikut :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{evap}} &= \dot{m}(h_1 - h_4) \\ 988,675 &= \dot{m}(1605,4 - 563,63) \\ \dot{m} &= 0,95 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

c. Garis 1-2

Pada proses ini berlangsung proses kompresi dengan entropi tetap, refrigerant di kompresi agar siklus dapat mengalir, akibat kompresi ini temperatur dan tekanan refrigerant akan menjadi lebih besar, dan refrigeran akan berfase superheated. Nilai tekanan pada titik 2 nilainya sama dengan tekanan pada titik 3 yaitu sebesar 1831 kPa, sedangkan entalphinya sama seperti entalphi pada titik 1 yaitu sebesar 1817,9 kJ/kg. Dengan diketahuinya 2 parameter tersebut nilai dari temperatur dan entalphi dapat diketahui dengan melihat tabel superheated amonia. Dan didapatkan nilai temperaturnya sebesar 107oC dan entalphi sebesar 1817,9 kJ/kg.

Dengan diketahui parameter pada titik 1 dan 2 maka kerja kompressor dapat diketahui dengan perhitungan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} W &= \dot{m}(h_2 - h_1) \\ W &= 0,95(1817,9 - 1605,4) \\ W &= 201,875 \text{ kW} \end{aligned}$$

Dengan diketahuinya kerja kompressor maka COP chiller dapat ditentukan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} COP &= \frac{\text{Kalor evaporasi}}{\text{Kerja Kompresor}} \\ COP &= \frac{988,675}{201,875} \\ COP &= 4,897 \end{aligned}$$

d. Garis 2-3

Pada garis ini berlangsung proses kondensasi dengan tekanan tetap, kalor dari refrigerant akan dibuang ke lingkungan dengan menggunakan cooling tower. Karena

parameter-parameter pada titik 2 dan 3 telah diketahui, maka kalor kondensasi dapat diketahui dengan perhitungan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{kond}} &= \dot{m} (h_2 - h_3) \\ \dot{Q} &= 0,95 (1817,9 - 563,63) \\ \dot{Q} &= 1191,56 \text{ kW}\end{aligned}$$

Desain Chilled Water Storage Tank

Berdasarkan skema sebelumnya, terlihat bahwa air yang keluar dari *chilled water storage tank* atau disebut juga *thermal energi storage* akan menerima kalor disepanjang perjalanannya, kalor yang diterima berasal dari perbedaan temperatur yang terjadi antara di dalam dan di luar pipa, kalor dari pompa dan kalor dari udara yang melewati *cooling coil*. Selain itu pada *thermal energy storage* pun akan terjadi pertukaran kalor dari lingkungan, hal ini disebabkan oleh isolasi yang tidak sempurna. Beban-beban kalor tersebut menyebabkan temperatur air yang masuk ke *thermal energy storage* (setelah proses mendinginkan udara) akan memiliki temperatur yang lebih tinggi dibanding temperatur air saat keluar dari *thermal energy storage*. Berdasarkan hukum *rule of thumb* yang biasa terjadi selama ini, perbedaan temperatur air antara yang masuk dan keluar *thermal energy storage* sebesar 5°C.

Berdasarkan pernyataan di atas persamaan energinya adalah :

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{air}} \times C_{p\text{air}} \times \Delta T_{\text{air}} &= \text{Total cooling load} \\ \dot{m}_{\text{air}} &= \frac{\text{Total cooling load}}{C_p \times \Delta T} \\ \dot{m}_{\text{air}} &= \frac{9886742}{4180 \times 5} \\ \dot{m}_{\text{air}} &= 473 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Jika dianggap massa jenis air adalah 1000 kg/m³, maka volume *thermal energy storage* yang dibutuhkan untuk menampung air selama PLTG beroperasi saat waktu beban puncak (4 jam) adalah :

$$\begin{aligned}V_{\text{TES}} &= \frac{473}{1000} \times (4 \times 3600 \text{ detik}) \\ V_{\text{TES}} &= 6811,2 \text{ m}^3\end{aligned}$$

Untuk menjaga ketersediaan air yang mungkin akan berkurang, maka perlu ditambahkan *volume margin* sebesar 5%, sehingga volume *thermal energy storage* menjadi 7151,8 m³.

Berikut merupakan spesifikasi tentang *thermal energy storage* yang akan dibuat:

- *Total water volume* : 7151,8 m³
- *Required tank radius* : 10 m
- *Required tank diamete* : 20 m
- *Total usable height* : 22,78 m
- *Thermocline* : 0,6 m
- *Dead space margin* : 2 × 0,25 m (diffuser) +

0,2 m free board

- *Tank total height* : 24,08 m

Desain Pompa

Sebelum kita memilih pompa yang diperlukan, kita terlebih dahulu harus menghitung mengenai debit dan tekanan yang dibutuhkan. Setelah kedua variabel tersebut diketahui hasilnya, maka kita tinggal mencari jenis pompa yang sesuai dengan melihat katalog-katalog produk yang ada di pasaran.

Terdapat 2 jenis pompa yang dibutuhkan pada sistem kali ini, yaitu pompa yang digunakan untuk mendinginkan air menuju ke *chiller*, dan pompa yang digunakan untuk mengalirkan air ke *cooling coil* agar dapat mendinginkan udara yang masuk ke kompresor.

Debit pompa yang dibutuhkan dapat diketahui dengan menggunakan nilai volume air yang dibutuhkan yaitu sesuai dengan ukuran *thermal energy storage* sebesar 7151,8 m³. Untuk pompa yang akan digunakan untuk mengalirkan air ke *chiller*, pompa ini bekerja selama 20 jam. Maka total debit pompa yang dibutuhkan:

$$\begin{aligned}\text{Debit} &= 7151,8 : 20 \\ &= 357,59 \text{ m}^3/\text{jam} \\ &= 1573,4 \text{ GPM}\end{aligned}$$

Sedangkan debit pompa untuk mengalirkan air ke *cooling coil* yang bekerja selama 4 jam dibutuhkan total debit:

$$\begin{aligned}\text{Debit} &= 7151,8 : 4 \\ &= 1787,95 \text{ m}^3/\text{jam} \\ &= 7867 \text{ GPM}\end{aligned}$$

Setelah mendapatkan nilai total debit dari pompa, langkah selanjutnya adalah mencari pompa yang sesuai dengan melihat katalog produk.

Untuk pompa yang akan digunakan untuk mengalirkan air ke *chiller* penulis menemukan pompa dengan merk *Goulds Pump* dengan Model *ICM ISO Metallic Magnetic Drive Process* dengan debit 1760 GPM.

Sedangkan untuk pompa untuk mengalirkan air ke *cooling coil* penulis menemukan pompa dengan merk *Goulds Pump* dengan Model *IC ISO Process* dengan kapasitas 1980 GPM, membutuhkan sebanyak 4 buah sehingga debit totalnya 7920 GPM.

Desain Cooling Coil

Untuk menghitung ukuran *cooling coil* yang sesuai, langkah yang kami lakukan adalah dengan menggunakan bantuan *software cooler* yang didapat dari www.zcs.ch. Dengan memasukkan data yang sesuai dengan kondisi lapangan, yaitu sebagai berikut:

- *Height (altitude)* : 20 m

- *Temperature air inlet* :31,375 °C
- *Temperature air outlet* : 22 °C
- *Volume flow air humid* : 1155000 m³/h
- *Temperature water inlet* : 7 °C
- *Temperature water outlet* : 12 °C
- *Frame height* :4000 mm
- *Frame width* :5500 mm

Setelah data diolah, maka didapatkan parameter-parameter fin, frame dan tube pada cooling coil sebagai berikut:

- Tubes total* : 520
- Tubes blanc* : 12
- Tube rows on the depth* : 8
- Tube rows on the height* : 65
- Number of circuit* : 254
- Frame height* : 4000 mm
- Frame width* : 5500 mm
- Frame depth* : 720 mm
- Finned height* : 3900 mm
- Finned width* : 4961 mm
- Finned depth* : 415 mm
- Fin spacing* : 2 mm
- Fin thickness* : 0,5 mm
- Tube diameter* : 22,4 mm
- Tube thickness* : 0,4 mm
- Tube interval height* : 60 mm
- Tube interval depth* : 51,962 mm

Kesimpulan

- Berdasarkan kondisi cuaca dan kebutuhan, maka sistem pendingin yang sesuai untuk diterapkan pada PLTG Gilimanuk yang beroperasi pada waktu beban puncak adalah sistem mechanical refrigeration – chilled water storage.
- Dengan diterapkannya sistem pendingin udara masuk kompressor pada turbin gas, diharapkan akan menaikkan daya output turbin gas PLTG Gilimanuk yang sebesar 13,18 MW.
- Cooling load dari udara yang didinginkan besarnya yaitu 3635,001 kW untuk sensible cooling load dan 5780,944 kW untuk latent cooling load. sehingga total dari cooling loadnya sebesar 9415,945 kW.
- Kapasitas chiller yang dibutuhkan nilainya sebesar 1977,35 kW atau 562,27 TR. Untuk memenuhi kapasitas tersebut penulis menentukan untuk menggunakan chiller dari produk *Flamingo Buffalo* tipe DW0CR-5-HB dengan kapasitas pendinginan 317,06 TR sebanyak 2 buah.

- Sebagai media penyimpanan air dingin, besarnya volume *chilled water storage tank*(CWST) adalah 7151,8 m³.
- Total debit pompa untuk mengalirkan air dari CWST menuju chiller besarnya 357,59 m³/jam sedangkan total debit pompa untuk mengalirkan air dari CWST menuju cooling coil besarnya 1787,95 m³/jam.
- Pompa yang digunakan untuk mengalirkan air dari CWST menuju chiller yaitu pompa dengan merk *Goulds Pump* dengan Model *ICM ISO Metallic Magnetic Drive Process* dengan debit 1760 GPM sebanyak 1 buah.
- Pompa yang digunakan untuk mengalirkan air dari CWST menuju cooling coil yaitu pompa dengan merk *Goulds Pump* dengan Model *IC ISO Process* dengan kapasitas 1980 GPM, membutuhkan sebanyak 4 buah sehingga debit totalnya 7920 GPM.
- Hasil perhitungan mengenai cooling coil diolah dengan menggunakan software cooler untuk parameter fin, frame dan tube.

Daftar Pustaka

- Badan Perencanaan Pembangunan Daerah dan Penanaman Modal. 2013. Profil Kabupaten Jembrana Tahun 2013. Negara : Pemerintah Kabupaten Jembrana
- Brown, DR. Katipamula, S & Koynenbelt, J.H. 1996. A Comparative Assesment of Alternative Combustion Turbine Cooling System. US : Pacific Northwest National Laboratory.
- Kavanaugh, Stephen P. 2006. HVAC Simplified. Atlanta : American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc.
- Mansour , M Khamis. Hassab, M. 2012. Thermal Design of Cooling Coil and Dehumidifying Coils.
- Marzouk, Ali & Hanafi, Abdalla. Thermo-Economic Analysis of Inlet Air Cooling In Gas Turbine Plants. Giza : Mechanical Power Department Cairo University
- Moran, Michael J & Shapiro, Howard N. Termodinamika Teknik. Jakarta : Erlangga
- Musser, Amy. Thermal Performance of a Full-Scale Stratified Chilled-Water Thermal Storage Tank. ASHRAE
- Santos, Ana Paula & Andrade, Claudia R. 2012. Analysis of Gas Turbine Performance with Inlet Air Cooling Techniques Applied to Brazilian Sites. Brazil