

Perancangan Termal *Heat Recovery Steam Generator* Sistem Tekanan Dua Tingkat Dengan Variasi Beban Gas Turbin

Anson Elian dan Bambang Arip Dwiyantoro

Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia

e-mail: bambangads@me.its.ac.id

Abstrak—Seiring dengan meningkatnya perkembangan ekonomi suatu negara, maka akan meningkat juga kebutuhan terhadap energi terkhusus pada energi listrik. Salah satu upaya yang dapat dilakukan guna meningkatkan produksi tenaga listrik dengan penggunaan energi bahan bakar fosil seefisien mungkin adalah menggunakan siklus kombinasi PLTGU (Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap). Pada sistem PLTGU tersebut terdapat komponen *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) yang bekerja dengan cara menggunakan sisa panas dari gas buang (exhaust) gas turbin yang kemudian digunakan untuk memproduksi uap (steam). Studi perancangan termal ini dilakukan dengan menganalisa data input berupa laju alir massa keluaran gas turbin, temperatur keluaran gas turbin, kandungan keluaran gas turbin, temperatur uap keluar HRSG, dan tekanan uap keluar HRSG. Langkah awal adalah menentukan beban kalor pada setiap modul agar dapat menentukan distribusi temperatur pada HRSG. Kemudian masing-masing dari modul HRSG ditentukan luas permukaan perpindahan panas. Lalu, pressure drop dan efisiensi pada sistem HRSG diukur. Terdapat 4 variasi beban turbin gas yaitu saat 100 %, 90%, 80%, dan 70%. Dari variasi tersebut, dapat ditinjau perbedaan laju alir massa uap/air yang dibutuhkan dari masing-masing beban gas turbin. Hasil yang diperoleh dari perancangan ini adalah untuk mengubah air dari 70°C menjadi uap 401°C menggunakan gas buang turbin bertemperatur 437°C, dibutuhkan luas perpindahan panas total sebesar 25.966 m². Dari analisa variasi beban gas turbin, didapat bahwa semakin tinggi beban gas turbin maka akan semakin tinggi laju alir massa air/uap yang dapat dihasilkan, yaitu pada beban gas turbin 70% didapat 15 kg/s, pada beban gas turbin 80% didapat 15,3 kg/s, pada beban gas turbin 90% didapat 17,37 kg/s, dan pada beban gas turbin 100% didapat 18,59 kg/s.

Kata Kunci—Efisiensi, HRSG, Kalor, Koefisien Perpindahan Panas

I. PENDAHULUAN

Seiring dengan meningkatnya perkembangan ekonomi suatu negara, maka akan meningkat juga kebutuhan terhadap energi terkhusus pada energi listrik. Hal ini tidak terkecuali bagi Indonesia yang merupakan negara berkembang dengan tingkat pertumbuhan penduduk yang tinggi. Dengan meninjau hal tersebut, perlu adanya suatu peningkatan dalam hal produksi tenaga listrik dalam negeri.

Akan tetapi, untuk peningkatan sektor industri dan produksi tenaga listrik ini dibutuhkan sumber energi yang dapat mendukung. Salah satu sumber energi ini adalah bahan bakar fosil. Bahan bakar fosil sendiri merupakan jenis energi yang

tidak dapat diperbarui. Dengan kata lain, jenis energi ini ketersediaannya semakin berkurang karena penggunaan terus-menerus seiring dengan berjalannya waktu. Oleh karena itu, pemanfaatan energi ini harus seefisien mungkin agar menghasilkan manfaat ekonomi yang dapat terbaik dan dampak negatif terhadap lingkungan yang minimum.

Salah satu upaya yang dapat dilakukan guna meningkatkan produksi tenaga listrik dengan penggunaan energi bahan bakar fosil seefisien mungkin adalah mendirikan siklus kombinasi PLTGU (Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap). PLTGU merupakan gabungan antara PLTG (Pembangkit Listrik Tenaga Gas) dengan PLTU (Pembangkit Listrik Tenaga Uap). Kedua jenis pembangkit ini digabung dengan menggunakan alat yang disebut HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*). Peran HRSG di sini dapat meningkatkan produksi tenaga listrik dengan penggunaan energi bahan bakar fosil seefisien mungkin dikarenakan HRSG menggantikan peran boiler pada PLTU yang dimana boiler masih menggunakan metode pembakaran sementara HRSG memanfaatkan gas buang pada PLTG.

Penelitian sebelumnya mengenai perancangan HRSG ini telah dilakukan oleh Rahmad Sugiharto (2009) [1]. Beliau melakukan penelitian tentang perancangan HRSG berdasarkan data gas turbin yang beliau dapatkan dari hasil survey yang dilakukan di PT. PLN (persero) unit bisnis pembangkitan dan penyaluran Sumatera Bagian Utara Sektor Balawan. HRSG yang beliau rancang jenis HRSG vertikal dengan 2 tingkat tekanan dilengkapi dengan feed water preheater. Hasil yang didapat dari analisa tersebut adalah kondisi uap yang dihasilkan HRSG, neraca panas yang terjadi pada HRSG dan modul-modulnya, dimensi dari tube pada setiap modul HRSG, serta efisiensi dari HRSG. Penelitian lain yang dapat menjadi acuan adalah *Re-Design Lube Oil Cooler* pada Turbin Gas dengan Analisa Termodinamika dan Perpindahan Panas oleh Siti Duratun Nasiqiati Rosady [2]. Beliau merancang perancangan ulang *lube oil cooler* yang merupakan *heat exchanger crossflow*. Dari hasil perancangan tersebut, beliau menentukan *effectiveness heat exchanger* kemudian melakukan perbandingan antara data aktual dengan hasil analisa *re-design*.

Berdasarkan kondisi tersebut dan penelitian sebelumnya, maka pada penelitian ini akan dilakukan analisa perancangan HRSG berdasarkan standard *cross flow heat exchanger* [3] serta melakukan analisa variasi beban turbin untuk mendapat besar laju alir massa air/uap pada setiap variasi.

II. URAIAN PENELITIAN

Analisa dalam penelitian ini meliputi analisa perancangan HRSG, analisa performa HRSG, dan analisa variasi beban turbin.

A. Analisa perancangan HRSG

Dalam proses perancangan HRSG ini dibutuhkan skema perancangan dan *control volume* dari sistem. Skema perancangan dan *control volume* dari sistem HRSG ditunjukkan pada gambar 1 di bawah

Data desain tersebut dapat dilihat pada Tabel 1 di bawah ini:

Tabel 1.
Data desain PLTGU

Keadaan a (gas masuk HRSG)	Temperatur (°C)	437
	Laju alir massa (ton/h)	607
	Kandungan O ₂ (%)	12,29
	Kandungan N ₂ (%)	69,35
	Kandungan CO ₂ (%)	3,519
	Kandungan H ₂ O (%)	14,01
	Kandungan Ar (%)	0,8333
Keadaan f (exhaust gas HRSG)	Temperatur (°C)	142
	Laju alir massa (ton/h)	607
Keadaan 1 (air masuk LP Economizer)	Temperatur (°C)	70
	Laju alir massa (ton/h)	85,4
Keadaan 2 (air keluar LP Economizer)	Tekanan (bar)	1,2
	Temperatur (°C)	95
Keadaan 3 (air keluar Deaerator)	Temperatur (°C)	102,78
	Temperatur (°C)	104,78
Keadaan 4 (uap masuk Deaerator)	Laju alir massa (ton/h)	1,604
	Temperatur (°C)	
Keadaan 5 (Air masuk LP Evaporator)	Laju alir massa (ton/h)	
	Laju alir massa (ton/h)	1,604
Keadaan 7 (air masuk HP Feed Pump)	Temperatur (°C)	105
	Laju alir massa (ton/h)	85,4
Keadaan 8 (air keluar HP Feed Pump)	Temperatur (°C)	105
	Tekanan (bar)	11,01
Keadaan 11 (air keluar HP Superheater)	Temperatur (°C)	400
	Tekanan (bar)	10
	Laju alir massa (ton/h)	66,92
Generator turbin gas	Daya yang dihasilkan (kW)	62483
Generator turbin uap	Daya yang dihasilkan (kW)	10532

Dalam melakukan perancangan HRSG dibutuhkan persamaan di bawah ini untuk mendapatkan dimensi HRSG yang diinginkan.

• Tinjauan Distribusi Temperatur HRSG

Pada setiap modul HRSG ditinjau dengan persamaan beban kalor antara fluida panas (gas buang turbin) dengan fluida dingin (air/uap). Dari persamaan ini dicari nilai *properties* dari gas buang yang keluar pada setiap modul [4].

$$\dot{m}_g(h_{g\ in} - h_{g\ out}) = \dot{m}_{water/steam}(h_{w/s\ in} - h_{w/s\ out}) \quad (1)$$

dengan:

- \dot{m}_g = Laju alir massa gas buang
- $h_{g\ in}$ = Enthalpi gas saat masuk modul
- $h_{g\ out}$ = Enthalpi gas saat keluar modul
- $\dot{m}_{water/steam}$ = Laju alir massa air atau uap
- $h_{w/s\ in}$ = Enthalpi air atau uap saat masuk modul
- $h_{w/s\ out}$ = Enthalpi air atau uap saat keluar modul

• Tinjauan Perpindahan Panas Sisi *Internal*

Persamaan untuk mencari kecepatan aliran fluida dalam *tube* adalah sebagai berikut:

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho \times A \times n} \quad (2)$$

dengan:

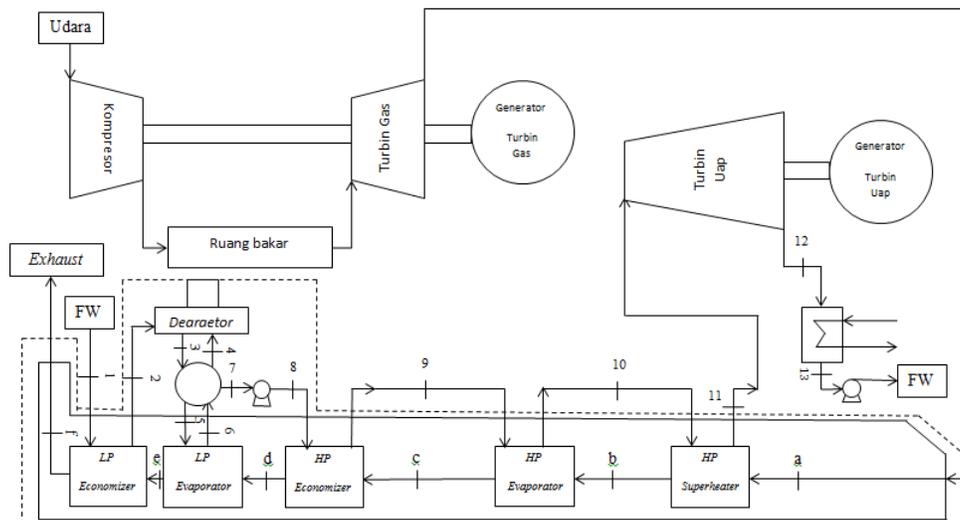
- ρ = Massa jenis fluida
- A = Luas *cross section* yang dialiri fluida
- n = jumlah *tube*

Persamaan untuk menghitung bilangan *Reynolds* adalah sebagai berikut:

$$Re_i = \frac{\rho u_i d_i}{\mu} \quad (3)$$

dengan:

- μ = viskositas dinamis fluida



Keterangan:

FW = Feed Water, LP = Low Pressure, HP = High Pressure

Gambar 1. Skema perancangan dan *control volume* sistem

Persamaan untuk menghitung koefisien gesek untuk aliran turbulen dalam *tube* adalah sebagai berikut:

$$f = (1.58 \ln(Re_b) - 3.28)^{-2} \quad (4)$$

Persamaan untuk menghitung koefisien gesek untuk aliran laminar dalam *tube* adalah sebagai berikut:

$$f = \frac{16}{Re} \quad (5)$$

Persamaan untuk menghitung bilangan *Nusselt* untuk aliran turbulen adalah sebagai berikut:

$$Nu = \frac{(f/2)RePr}{1,07 + 12,7 \left(\frac{f}{2}\right)^{0,5} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (6)$$

dengan:

Pr = Bilangan *Prandtl*

Persamaan untuk menghitung bilangan *Nusselt* untuk aliran laminar adalah sebagai berikut:

$$Nu = 1,953 \left(\frac{Pe_b d}{L}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (6)$$

dengan:

Pe_b = Bilangan *Péclet*

Persamaan koefisien perpindahan panas yang terjadi di dalam *tube* adalah:

$$h_i = \frac{Nuk}{d_i} \quad (7)$$

• Tinjauan Perpindahan Panas Sisi *External*

Untuk mendapatkan kecepatan rata-rata gas, digunakan persamaan:

$$V_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g(S_T nL)} \quad (8)$$

Untuk mendapatkan kecepatan maksimal gas, digunakan persamaan:

$$V_{g \text{ maks}} = \frac{S_T}{(S_T - D_o)} V_g \quad (9)$$

atau

$$V_{g \text{ maks}} = \frac{2 \times S_T}{\left(S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2\right)^{0,5}} V_g \quad (10)$$

Persamaan untuk menghitung bilangan *Reynolds* adalah sebagai berikut:

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{g \text{ maks}} \cdot D_h}{\mu} \quad (11)$$

dengan:

D_h = diameter hidrolis

Persamaan untuk menghitung bilangan *Nusselt* untuk aliran turbulen pada susunan *tube* staggered adalah sebagai berikut:

$$Nu_b = 0,35 Re^{0,6} Pr^{0,36} \left(\frac{S_t}{S_l}\right)^{0,2} \quad (12)$$

Persamaan koefisien perpindahan panas yang terjadi di dalam *tube* adalah:

$$h_o = \frac{Nu_b k}{D_h} \quad (13)$$

• Tinjauan Luas Perpindahan Panas

Persamaan *overall heat transfer coefficient* adalah sebagai berikut:

$$U = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i} + A_o R_w + \frac{1}{\eta_o h_o}} \quad (14)$$

dengan:

A_o = Luas *tube* sisi luar

R_w = Resistansi konduksi

η_o = Efisiensi *fins*

Persamaan ΔT_{LMTD} adalah sebagai berikut:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left[\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right]} \quad (15)$$

Persamaan luas perpindahan panas adalah sebagai berikut:

$$A_{HE} = \frac{Q_{modul}}{U F \Delta T_{LMTDHP_{SH}}} \quad (16)$$

B. Analisa Performa HRSG

Dalam analisa performa dibutuhkan persamaan di bawah ini untuk mendapatkan pressure drop dan efisiensi HRSG.

• Tinjauan Pressure Drop

Pressure drop pada modul HRSG dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\Delta P_t = 4f \frac{L}{d_i} \rho \frac{u_m^2}{2} \quad (17)$$

• Tinjauan Efisiensi

Efisiensi pada modul HRSG dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\eta_{HRSG} = \frac{Q_{use}}{Q_{in}} \times 100\% \quad (18)$$

C. Analisa Variasi Beban Turbin

Data variasi dari beban turbin serta *properties* dari gas exhaust tersebut dapat dilihat pada tabel 2.

Tabel 2.
Variasi beban gas turbin beserta *properties*

	Case I	Case II	Case III	Case IV	
Ambient Temp.	32°C	32°C	32°C	32°C	
Atmospheric Pressure	1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar	
Gas Turbine Load	100 %	90 %	80 %	70 %	
Gas Turbine Exhaust Flow	168.611 kg/s	156.42 kg/s	145.90 kg/s	134.51 kg/s	
Gas Turbine Exhaust Temp.	437°C	447.0°C	441.3°C	445.0°C	
Exhaust gas constituent % by volume	O2	12,29	12,57	12,85	13,10
	N2	69,35	70,02	70,31	70,71
	CO2	3,519	3,46	3,35	3,28
	H2O	14,01	13,11	12,64	12,07

Dimensi baru yang diperoleh dari perancangan termal dianalisa performa menggunakan metode NTU. Analisa meliputi:

- *Heat capacity*

$$C_h = \dot{m}_h C p_h \quad (15)$$

$$C_c = \dot{m}_c C p_c \quad (16)$$

- *Effectiveness*

Untuk mendefinisikan unjuk kerja suatu alat penukar panas maka perlu diketahui laju perpindahan panas maksimum (q_{max}) yang dimiliki oleh alat penukar panas tersebut [4].

$$q_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (17)$$

Effectiveness (ϵ) adalah perbandingan laju perpindahan panas sebenarnya pada *heat exchanger* dengan laju perpindahan panas maksimum pada *heat exchanger* yang dimungkinkan.

$$q_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (17)$$

Effectiveness merupakan bilangan tanpa dimensi yang besarnya kurang dari 1. *Effectiveness* dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\epsilon = f \left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \quad (18)$$

dengan *NTU* (*Number of Transfer Unit*) merupakan bilangan tanpa dimensi yang didefinisikan sebagai berikut:

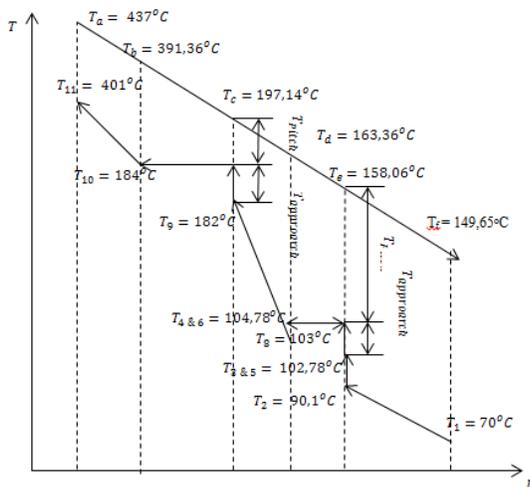
$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (19)$$

III. ANALISA PEMBAHASAN

A. Beban Kalor dan Temperatur

Setelah dilakukan perhitungan *balance energi*, didapat distribusi temperatur pada HRSG seperti pada gambar 2. Panas yang diserap masing-masing modul HRSG adalah:

1. HP Superheater: 9002.37×10^3 W
2. HP Evaporator: 37340.09×10^3 W
3. HP Economizer: 6339.73×10^3 W
4. LP Evaporator: 990.98×10^3 W
- 5 LP Economizer: 1569.79×10^3 W



Gambar 2. Distribusi temperatur pada HRSG

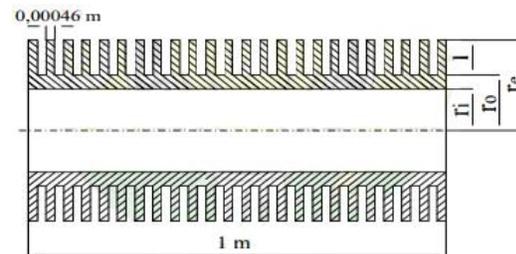
B. Luas Perpindahan Panas dan Jumlah Baris Tube Bundle

Dalam perancangan ini digunakan tube jenis *seamless boiler steel tube* dengan DN 1,5” dan sch 40. Spesifikasi *tube* dan *tube bundle* seperti yang dapat dilihat pada tabel 3 di bawah ini [5]:

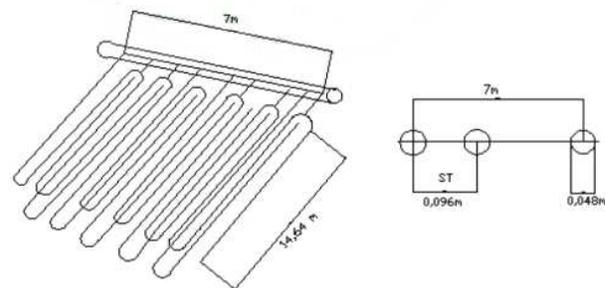
Tabel 3.
Data spesifikasi *tube* dan *tube bundle*

d_o : Diameter luar	1,9 inch (0,048 m)
d_i : Diameter Dalam	1,61 inch (0,04089 m)
t: Tebal tube	0,145 inch (0,003683 m)
k: konduktivitas termal	24,6 W/m ² .°C
l : panjang sirip	0,009 m
re : jari-jari <i>fins</i>	0,033 m
δ : tebal sirip	0,00046 m
nf : jumlah sirip	289 sirip/m
Panjang header	7 m
Jarak antar 2 <i>tube</i> (D_o)	0,048 m
ST: jarak antar titik pusat <i>tube</i>	0,096 m
L: Panjang <i>tube</i>	14,64 m
n: Jumlah <i>tube</i> per baris	74

Untuk skema dari *tube* dan *tube bundle* dapat dilihat pada gambar 3 dan gambar 4:



Gambar 3. Skema dimensi tube



Gambar 4. Skema perancangan tube bundle

Setelah dilakukan perhitungan matematis diperoleh dimensi heat exchanger yang sesuai dengan data desain HRSG, yaitu sebagai berikut:

1. HP Superheater: 4 baris ($4722,37$ m²)
2. HP Evaporator: 11 baris ($12,98 \times 10^3$ m²)
3. HP Economizer: 5 baris ($5902,96$ m²)
4. LP Evaporator: 1 baris ($1180,59$ m²)
- 5 LP Economizer: 1 baris ($1180,59$ m²)

C. Performa Rancangan HRSG

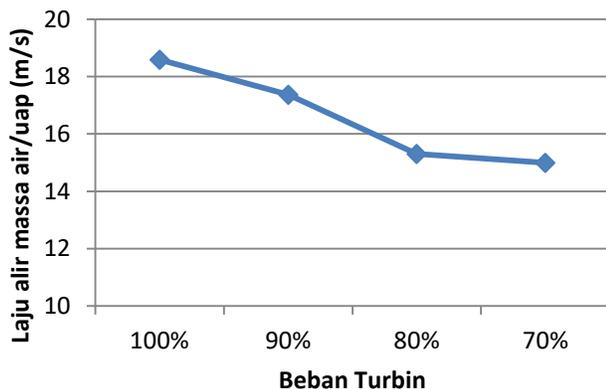
Setelah dilakukan perhitungan pressure drop pada setiap modul rancangan HRSG, didapat nilai tersebut adalah:

1. HP Superheater: 2,07 bar
2. HP Evaporator: 0,153 bar
3. HP Economizer: 0,159 bar
4. LP Evaporator: 0,00142 bar
5. LP Economizer: 0,262 bar

Sementara efisiensi yang dimiliki rancangan HRSG ini adalah sebesar 70,38%

D. Analisa Variasi Beban Turbin

Berdasarkan analisa ini didapat grafik laju alir massa sebagai fungsi beban turbin. Grafik tersebut dapat dilihat pada gambar



Gambar 4. Grafik laju alir massa fungsi beban turbin

Pada gambar di atas, diperoleh grafik memiliki *trend line* yang menurun. Pada beban turbin 100%, untuk dapat menyeimbangkan dengan kalor yang masuk, dibutuhkan laju alir massa air sebesar 18,59 kg/s. Pada beban turbin 90%, untuk dapat menyeimbangkan dengan kalor yang masuk, dibutuhkan laju alir massa air sebesar 17,37 kg/s. Pada beban turbin 80%, untuk dapat menyeimbangkan dengan kalor yang masuk, dibutuhkan laju alir massa air sebesar 15,3 kg/s. Pada beban turbin 70%, untuk dapat menyeimbangkan dengan kalor yang masuk, dibutuhkan laju alir massa air sebesar 15 kg/s.

Pada grafik hasil laju aliran massa air/uap terlihat nilai yang terus mengalami peningkatan seiring meningkatnya beban gas turbin. Hal tersebut terjadi karena dengan meningkatnya beban gas turbin, maka laju alir massa gas juga akan meningkat. Hal ini akan mengakibatkan kalor yang dapat diserap HRSG meningkat sehingga uap yang dapat dihasilkan juga mengikat.

IV. KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan dan analisa perancangan HRSG dan variasi beban, dapat diambil beberapa kesimpulan, yaitu:

- 1) Untuk mengubah air dari 70°C menjadi uap 401°C menggunakan gas buang turbin bertemperatur 437°C, dibutuhkan luas perpindahan panas total sebesar 25.966 m²
- 2) Besar efisiensi rancangan HRSG yang didapat adalah sebesar 70,38%
- 3) Total *tube pressure drop* pada rancangan HRSG adalah

sebesar 2,64542 bar

- 4) Didapat bahwa semakin tinggi beban gas turbin maka akan semakin tinggi laju alir massa air/uap yang dapat dihasilkan, yaitu pada beban gas turbin 70% didapat 15 kg/s, pada beban gas turbin 80% didapat 15,3 kg/s, pada beban gas turbin 90% didapat 17,37 kg/s, dan pada beban gas turbin 100% didapat 18,59 kg/s.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Sugiharto, R. *Perancangan Heat Recovery Steam Generator (HRSG) dengan Sistem Tekanan Uap Dua Tingkat Kapasitas Daya Pembangkitan 77 MW*. Medan: Universitas Sumatera Utara . (2009)
- [2] Rosady, S. D. *Re-Design Lube Oil Cooler pada Turbin Gas*. *Jurnal Teknik Pomits Vol. 3, No. 2*, 164-168. (2014)
- [3] Thulukkanam, K. *Heat Exchanger Design Handbook*. Columbus: CRC Press. (2013)
- [4] Michael J. Moran, H. N. *Termodinamika Teknik*. Jakarta: Penerbit Erlangga. (2004)
- [5] ASME. *2007 ASME Boiler & Pressure Vessel Code*. New York: The American Society of Mechanical Engineers. (2007)