

Analisis Kebocoran Belokan Pipa Evaporator Pada Sebuah *Heat Recovery Steam Generator* Akibat Fleksibilitas Termal

Rosid¹⁾, Aa Santosa¹⁾, Elfan Tirta¹⁾

¹⁾Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Singaperbangsa Karawang

Email : rosid@staff.unsika.ac.id

Abstrak

Kerusakan yang sering terjadi berupa kebocoran pada pipa Heat Recovery Steam Generator (HRSG) di daerah Low Pressure Evaporator. Kerusakan diawali dengan terlihatnya kotoran berupa deposit (Scale) yang menempel pada pipa Heat Recovery Steam Generator (HRSG) di daerah Low Pressure Evaporator, selain kotoran terlihat pada bagian pipa tersebut adanya korosi yang bisa mengakibatkan terhambatnya laju perpindahan panas dari gas buang ke pipa Low Pressure Evaporator sehingga mengakibatkan fleksibilitas termal pada pipa tersebut. Dalam Analisa ini penelitian difokuskan pada daerah Heat Recovery Steam Generator (HRSG) yang mengalami kerusakan yang paling sering terjadi. Berdasarkan informasi yang berhasil dikumpulkan dari Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTGU) yang diamati, kerusakan yang paling sering terjadi adalah kebocoran pada Belokan pipa-pipa Low Pressure Evaporator. Fleksibilitas pipa pada bagian sebelah timur dan barat berbeda. Nilai fleksibilitas pipa sebelah timur lebih besar dari 0,03 yaitu 0,04. Sedangkan pipa sebelah barat nilai fleksibilitasnya mencapai 0,009. Akibat nilai fleksibilitas yang berbeda menyebabkan pipa sering terjadi kebocoran karena nilai fleksibilitasnya lebih besar dari yang ditentukan.

Kata kunci: HRSG, Kebocoran pipa evaporator.

Abstract

The damage that often occurs is in the form of leaks in pipes recovery Heat Steam Generator (HRSG) in the area of Low Pressure Evaporator. The damage begins with the sighting of dirt in the form of deposits (Scale) attached to the pipe Heat recovery Steam Generator (HRSG) in the area of Low Pressure Evaporator, in addition to dirt visible on the pipe prevent corrosion that could result in inhibition of the rate of heat transfer from the exhaust gas to the pipeline Low Pressure evaporator resulting thermal flexibility in the pipe. In this analysis the research is focused on areas recovery Heat Steam Generator (HRSG) that suffered the most damage often occurs. Based on the information that was dikumpulkan of Steam Power (power plant) were observed, the most common damage is a leak in the pipes Junctions Low Pressure Evaporator. Flexibility pipe on the east and west are different. Value versatility east pipeline is greater than 0.03 is 0.04. While the pipeline west value the flexibility reached 0,009. As a result of the flexibility of different values cause the pipe east often leak because of its flexibility is greater than the volue specified.

Keyword: HRSG, Evaporator pipe leakage.

PENDAHULUAN

Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap (PLTGU), merupakan gabungan antara Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) dengan Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU). PLTU beroperasi dengan cara memanfaatkan gas buang dari PLTG bertemperatur 4840C digunakan untuk menghasilkan uap yang kemudian digunakan sebagai fluida kerja untuk memutarakan Turbin. Bagian yang digunakan

untuk menghasilkan uap tersebut adalah *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG). HRSG ini terdiri dari Superhaeater, Evaporator dan Ekonomizer, termasuk dua tingkat Evaporator yaitu Hard Pressure Evaporator dan Low Pressure Evaporator (M. Nuh Sharir Habibah dan Cahyani, 2006).

Instalasi Turbin Gas dengan *Heat Recovery Steam Drum* (HRSG) merupakan kombinasi siklus tenaga gas dengan siklus tenaga uap. Uap yang dihasilkan HRSG dengan

memanfaatkan panas gas asap keluar dari turbin gas penempatan HRSG meningkatkan rendemen (hasil guna) termal secara keseluruhan dari sistem PLTGU (Tekad Sitepu, 2010), PLTGU yang ada di Indonesia ada yang telah beroperasi selama lebih dari 20 tahun. Kerusakan yang terjadi adalah berupa kebocoran pada pipa HRSG di daerah *Low Pressure Evaporator*. Kerusakan ini terjadi pada ke tiga unit HRSG yang serupa. Pipa-pipa Evaporator dihubungkan dengan pipa besar (Header) yang membentang dari barat ke timur sepanjang 12 meter. Kerusakan diawali dengan terlihatnya kotoran berupa scale (deposit) yang menempel pada pipa HRSG di daerah *Low Pressure Evaporator*. Selain kotoran, terlihat pada bagian pipa tersebut adanya korosi yang bisa mengakibatkan terhambatnya laju perpindahan panas dari gas buang ke pipa *Low Pressure Evaporator*.

Dalam kajian ini penelitian difokuskan pada daerah HRSG yang mengalami kerusakan yang paling sering terjadi. Berdasarkan informasi yang berhasil dikumpulkan dari PLTGU yang diamati, kerusakan yang paling sering terjadi adalah kebocoran pada pipa-pipa *Low Pressure Evaporator*. Selama ini penanganan yang dilakukan untuk mengatasi masalah ini adalah dengan memotong bagian yang bocor dan menggantinya dengan pipa baru yang sejenis. Salah satu usaha yang akan ditempuh dalam penelitian ini adalah mencari penyebab dari kerusakan tersebut dan mencari solusinya agar masa operasi HRSG diantara jadwal maintenance menjadi lebih panjang. Dilakukan simulasi dengan menggunakan bantuan komputer untuk tegangan yang terjadi pada belokan pipa *Low Pressure Evaporator* tersebut.

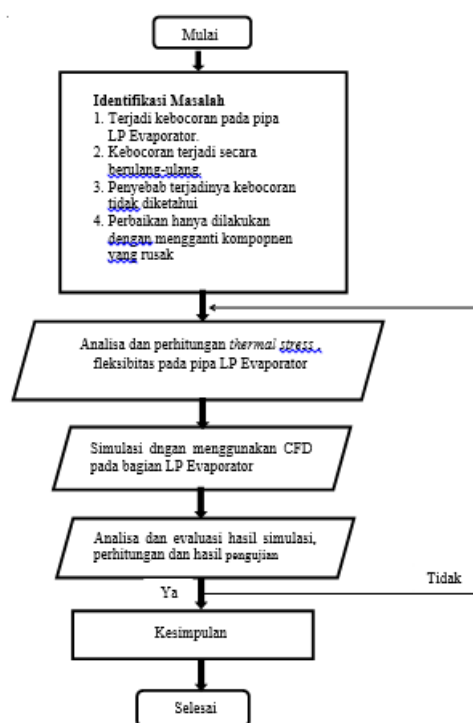
METODE

Pengamatan Visual

Pada Pelaksanaan pemeliharaan besar dilakukan penghentian operasi HRSG. Tutup-tutup HRSG dibuka kemudian dilakukan pengecekan semua komponen-komponen HRSG, *Hydrotest* dilakukan pada pipa-pipa HRSG dan sambungan untuk menentukan lokasi kebocoran. Hasil pengukuran dengan

Thermoelectrict menunjukkan temperatur pipa-pipa sebelah timur lebih tinggi dari sebelah barat, dari kedua hal tersebut dapat disimpulkan bahwa aliran gas asap di dalam HRSG tidak seragam karena endapan debu dari gas asap lebih cepat terjadi apabila kecepatan aliran rendah. Kehadiran endapan debu dipermukaan luar pipa akan mengakibatkan temperatur dinding pipa *Low Pressure Evaporator* tidak seragam, lebih tinggi bagian timur dari pada bagian barat.

Diagram Alir Penelitian



Gambar 1. Digram Alir Penelitian



Gambar 2. Bocor pada sambungan pipa low pressure evaporator



Gambar 3. Bocor pada pipa low pressure evaporator

Inspeksi Visual

Inspeksi Visual dilakukan pada seluruh bagian HRSG secara umum dari pengamatan visual terlihat bahwa endapan-endapan dari debu, minyak dan sebagainya teramati bahwa endapan banyak menumpuk disebelah barat.



a) b)

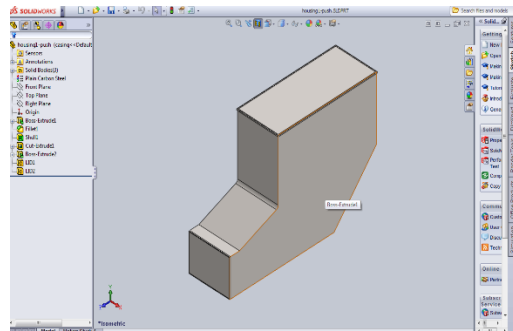
Gambar 4. Kondisi pipa low pressure evaporator pada pelat penggantung (a) sisi timur (b) sisi barat.

Hasil pengukuran dengan Thermoelectric menunjukkan temperatur pipa-pipa sebelah timur lebih tinggi dari sebelah barat, dari kedua hal tersebut dapat disimpulkan bahwa aliran gas asap di dalam HRSG tidak seragam karena endapan debu dari gas asap lebih cepat terjadi apabila kecepatan aliran rendah. Kehadiran endapan debu dipermukaan luar pipa akan mengakibatkan temperatur dinding pipa *Low Pressure Evaporator* tidak seragam, lebih tinggi bagian timur dari pada bagian barat. rendah. Kehadiran endapan debu dipermukaan luar pipa akan mengakibatkan temperatur dinding pipa *Low Pressure Evaporator* tidak seragam, lebih tinggi bagian

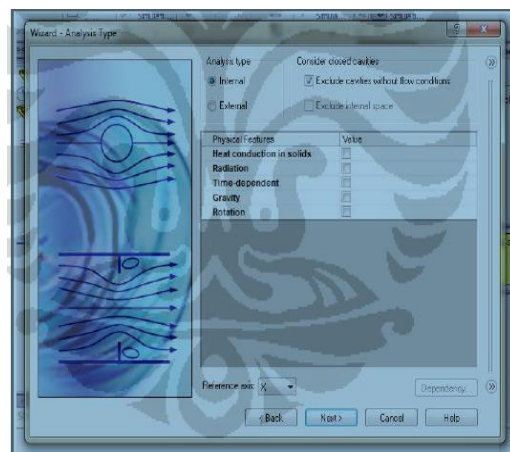
timur dari pada bagian barat.

Skematik Pengujian

Hal yang perlu dilakukan selanjutnya adalah penentuan kondisi fisik dari model yaitu penentuan model penyelesaian, fluida yang digunakan dalam pengujian. Penentuan model penyelesaian dibagi menjadi dua yaitu model penyelesaian analisis tipe *internal flow* dan *External flow* dan dalam hal ini analisis *internal flow* merupakan pilihan yang tepat dalam menganalisa aliran dalam saluran masuk HRSG. Dibawah ini adalah tampilan dialog box untuk memilih jenis analisis untuk menentukan model penyelesaian.



Gambar 5. Model simulasi HRSG

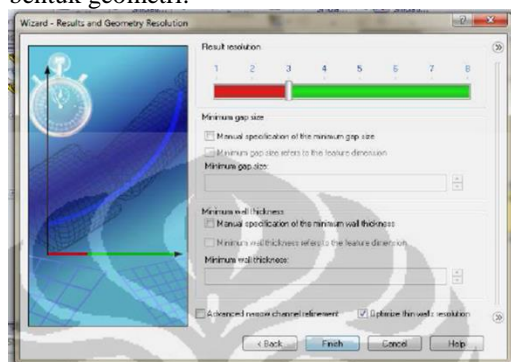


Gambar 6. Dialog Box

Membuat Mesh

Meshing merupakan proses dimana geomtri secara keseluruhan dibagi-bagi dalam elemen-elemen kecil yang nantinya berperan sebagai kontrol *surface* atau volume data perhitungan. Hal ini terjadi berulang-ulang hingga domain terpenuhi. Dalam meshing elemen-elemen yang

akan dipilih disesuaikan dengan kebutuhan dan bentuk geometri.



Gambar 7. Mesh

Menentukan Boundary Condition

Boundary condition merupakan definisi dari zona-zona yang telah terdefinisi sebelumnya pada *Result and Geometry Resolution*. *Boundary Condition* adalah tempat masuk dan keluarnya udara dari sistem HRSG yang terdiri dari *Pressure, mass flow, volume flow dan velocity*.

Pipa Evaporator Pada Heat Recovery Generator System

Pipa-pipa *Low Pressure Evaporator* dalam keadaan bersih dihitung nilai koefisien konveksi rata-ratanya. Geometri *Low Pressure Evaporator* pada keadaan bersih adalah sebagai berikut:

- Diameter pipa 44,5 mm
 - Sirip helisoidal diameter luar 62 mm, ketebalan 1 mm, 200 sirip/meter
 - Total luas perpindahan panas 10.179 m²
 - Area frontal (A_{fr}) = 7,444 m x 14,49 m = 107,86 m²
 - Rasio area aliran bebas per area frontal (σ) 0,482
 - Jarak transversal antar pipa (P_t) 91 mm
 - Jarak longitudinal antar pipa (P_l) 79 mm
- Langkah pertama yang dilakukan adalah dengan menghitung laju massa maksimum. Dengan laju alir massa yang telah diketahui sebesar 87,5 kg/s maka nilai laju maksimum massa didapatkan sebesar 1,683 kg/s.m². Nilai laju alir massa maksimum tersebut kemudian digunakan mencari besar bilangan *Reynolds* sesuai

persamaan 2.1. Dengan nilai diameter luar pipa (d_o) yang diketahui dan μ adalah nilai viskositas gas buang pada temperatur rata-rata gas panas 200,5 0C yaitu sebesar $26,04 \times 10^{-6}$ Ns/m², maka didapatkan nilai bilangan *Reynolds* sebesar 2.876. Bilangan *Reynolds* tersebut kemudian digunakan untuk menghitung bilangan Colburn. Dengan A adalah total permukaan perpindahan panas pipa dan sirip dan A_t adalah permukaan luar pipa tanpa sirip. Dari persamaan tersebut didapatkan nilai bilangan Colburn sebesar 0,0167. Nilai bilangan Colburn tersebut terkait dengan bilangan Stanton. Dengan demikian dapat diketahui besar koefisien konveksi rata-rata dari gas buang dengan mengetahui karakteristik gas buang yang ditinjau pada temperatur rata-rata gas buang 200,5 0C yaitu bilangan Prandtl (Pr) 0,698 dan panas spesifik pada tekanan konstan (C_p) sebesar 1.025,2 J/kg.K. Nilai-nilai karakteristik dan gas buang kemudian dimasukkan dalam persamaan akan menghasilkan nilai koefisien konveksi rata-rata pada sisi luar pipa LP Evaporator sebesar 36,69 W/m².K.

Pemodelan *Low Pressure Evaporator* pada kondisi kotor dilakukan dengan mengasumsikan setengah permukaan pipa-pipa serta sirip-sirip *Low Pressure Evaporator* tertutup oleh deposit. Dengan asumsi tersebut maka diameter pipa seolah-olah menjadi besar karena tertutup oleh deposit tetapi luas permukaan perpindahan panasnya berkurang karena setengah permukaan sirip tertutup oleh deposit. Hal yang perlu diperhatikan pada perhitungan koefisien konveksi rata-rata pipa *Low Pressure Evaporator* yang kotor ini adalah nilai yang akan dihitung adalah besar koefisien konveksi rata-rata pada sisi luar pipa sehingga hambatan termal akibat menempelnya deposit di permukaan pipa dan sirip tidak diperhitungkan. Perhitungan ini hanya memperhitungkan penambahan besar diameter pipa dan pengurangan luas area sirip yang mengakibatkan pengaruh pada nilai koefisien konveksi rata-rata di luar pipa.

Geometri model pipa *Low Pressure Evaporator* pada keadaan kotor adalah sebagai berikut:

- Diameter pipa ditambah tebal deposit 53,5 mm.

- Sirip helisoidal diameter luar 62 mm, ketebalan 1 mm, 200 sirip/meter.
- Luas perpindahan panas awal dikurangi luas permukaan pipa yang tertutup deposit dikurangi setengah luas sirip awal = 4.590 m².
- Area frontal (A_{fr}) = 7,444 m x 14,49 m = 107,86 m².
- Rasio area aliran bebas per area frontal (σ) 0,388.
- Jarak transversal antar pipa (P_t) 91 mm.
- Jarak longitudinal antar pipa (P_l) 79 mm

Perhitungan dilakukan seperti pada perhitungan pipa *Low Pressure Evaporator* dalam keadaan permukaan bersih. Laju alir massa maksimum. Nilai laju alir massa yang telah diketahui sebesar 87,5 kg/s seperti pada perhitungan sebelumnya, namun karena besar rasio area aliran bebas terhadap aliran frontal mengecil karena adanya penambahan diameter akibat menumpuknya deposit maka nilai laju maksimum massa meningkat yaitu sebesar 2,09 kg/s.m² Nilai laju alir massa maksimum tersebut kemudian digunakan mencari besar bilangan *Reynolds* sesuai persamaan 2.1. Dengan nilai diameter luar pipa (d_o) yang membesar karena adanya deposit yang menempel dan nilai viskositas gas panas (μ) pada temperatur rata-rata gas panas 200,5 OC yaitu sebesar $26,04 \times 10^{-6}$ Ns/m², maka didapatkan nilai bilangan *Reynolds* sebesar 4.295. Bilangan *Reynolds* tersebut kemudian digunakan untuk menghitung bilangan Colburn. Dengan A adalah total permukaan perpindahan panas pipa yang besarnya berkurang karena asumsi separuh permukaan perpindahan panas dari pipa dan sirip tertutup oleh deposit dan A_t adalah permukaan luar pipa tanpa sirip yang besarnya meningkat karena adanya penambahan diameter pipa karena deposit didapatkan nilai bilangan Colburn sebesar 0,0126. Nilai bilangan *Colburn* tersebut terkait dengan bilangan *Stanton*. Dengan demikian dapat diketahui besar koefisien konveksi rata-rata dari gas buang dengan mengetahui karakteristik gas buang yang ditinjau pada temperatur rata-rata gas buang 200,5 OC yaitu bilangan Prandtl (Pr) 0,698 dan

panas spesifik pada tekanan konstan (C_p) sebesar 1.025,2 J/kg.K. Nilai-nilai karakteristik dan gas buang kemudian dimasukkan dalam persamaan akan menghasilkan nilai koefisien konveksi rata-rata pada sisi luar pipa *Low Pressure Evaporator* dalam kondisi kotor sebesar 34,52 W/m².K. Rangkuman proses perhitungan koefisien konveksi rata-rata pada pipa-pipa *Low Pressure Evaporator* ditunjukkan oleh.

Tabel 1. Rangkuman proses perhitungan koefisien rata-rata eksternal pipa

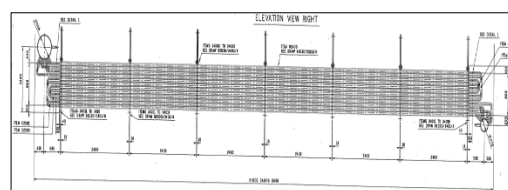
	Kondisi pipa		Satuan
	Bersih	Kotor	
Laju alir massa (\dot{m})	87,5		kg/s
Area perpindahan panas (A)	10.179	4.590	m ²
Frontal area (A_{fr})	107,86		m ²
Diameter luar pipa (d_o)	44,5	53,5	mm
Luas pipa (A_t)	998,5	1.200,5	m ²
Luas sirip	9180,5	3.389,7	m ²
Rasio area aliran bebas/area frontal (σ)	0,482	0,388	-
Laju alir massa maksimum (G)	1,683	2,090	kg/s.m ²
Densitas gas panas (ρ)	0,750		kg/m ³
Koefisien viskositas gas panas (μ)	$26,4 \times 10^{-6}$		Ns/m ²
Bilangan Reynold (Re_p)	2.876	4.295	-
Bilangan Colburn (j)	0,0167	0,0126	-
Panas spesifik pada tekanan konstan (C_p)	1.025,5		J/kg.K
Bilangan Prandtl (Pr)	0,698		-
Koefisien konveksi rata-rata (h_e)	36,69	34,52	W/m ² .K
Massa jenis gas masuk	0,459		m ³
Kecepatan gas masuk	10,26		m/s

Berdasarkan analisis koefisien konveksi rata-rata diluar pipa didapatkan bahwa nilai koefisien konveksi rata-rata gas panas di luar pipa-pipa *Low Pressure Evaporator* adalah

36,69 W/m².K pada kondisi permukaan bersih. Sedangkan pada kondisi yang diasumsikan separuh permukaan pipa dan sirip *Low Pressure Evaporator* tertutup oleh deposit maka nilai koefisien konveksi rata-ratanya di luar pipa berkurang menjadi 34,52 W/m².K. Penurunan tersebut mengakibatkan panas dari gas panas semakin sulit untuk berpindah ke permukaan pipa karena hambatan termal yang berbanding terbalik dengan nilai koefisien konveksi akan semakin besar sehingga panas semakin sulit berpindah. Dengan kata lain pada permukaan pipa yang kotor temperaturnya akan lebih rendah daripada permukaan pipa yang bersih karena pada pipa yang kotor panas sulit berpindah dari gas buang ke permukaan pipa. Selain akibat dari koefisien perpindahan termal, hambatan termal di sisi luar pipa *Low Pressure Evaporator* juga bergantung pada nilai efisiensi dari sirip-sirip pada pipa. Efisiensi sirip didefinisikan sebagai perbandingan antara kalor yang dapat dipindahkan oleh sirip dengan kalor maksimum yang dapat dipindahkan jika sirip dianggap berada pada temperatur yang sama dengan temperatur pipa. Oleh karena adanya hambatan konduksi pada pipa maka pasti terdapat perbedaan temperatur antara pipa dan sirip. Semakin besar nilai efisiensi sirip maka akan semakin baik untuk sarana perpindahan panas karena hambatan termal semakin mengecil. Pada analisis kali ini besar nilai efisiensi sirip tidak ditinjau lebih lanjut namun dapat dipastikan bahwa dengan kehadiran deposit yang menempel pada permukaan pipa maka *gradien* temperatur antara sirip dan pipa akan semakin besar. Hal itu berarti nilai efisiensi sirip akan semakin kecil dan nilai hambatan termal akan semakin membesar. Hal tersebut akan mengakibatkan kalor semakin sulit berpindah dari gas panas ke pipa dan selanjutnya ke air di dalamnya. Sulitnya kalor berpindah dari gas panas ke pipa mengakibatkan temperatur pipa pada permukaan yang tertutup deposit akan rendah dibandingkan dengan permukaan yang tidak tertutup deposit. Pada pipa-pipa *Low Pressure Evaporator* sisi barat yang aliran gas panasnya rendah dan permukaannya lebih kotor dibandingkan sisi timur fenomena yang terjadi adalah seperti yang dijelaskan diatas dimana hambatan termalnya

tinggi karena kehadiran deposit di permukaannya sehingga panas dari gas buang sulit berpindah ke permukaan pipa dan mengakibatkan temperaturnya menjadi rendah. Hal tersebut berkebalikan dengan sisi timur yang laju aliran gas panasnya lebih cepat dan permukaannya lebih bersih maka hambatan termalnya kecil dan panas dapat berpindah dengan mudah ke permukaan pipa sehingga temperatur pipa tersebut menjadi lebih tinggi dibandingkan pipa di sisi barat. Ketidakseragaman temperatur ini mengakibatkan tidak seragamnya ekspansi termal pada pipa-pipa *Low Pressure Evaporator*.

HASIL DAN PEMBAHASAN



Gambar 8. Assembly dan Dimensi LP Evaporator Dalam Arah Memanjang.

Panjang total setiap pipa,

$$L = 46,8 \text{ m} = 14,04 \text{ ft.}$$

Koefisien ekspansi termal,

$$\alpha = (11,56 + 0,0055 \cdot T) \times 10^6 \text{ m/m} \cdot \text{C.}$$

Temperatur maksimum

$$= 280^{\circ}\text{C} \text{ (pipa sebelah timur).}$$

$$= 90^{\circ}\text{C} \text{ (pipa sebelah barat).}$$

$$\text{Temperatur kamar} = 27^{\circ}\text{C.}$$

$$\text{Diameter pipa, } D = 44,5 \text{ mm} = 1,75 \text{ in.}$$

Jarak lurus antar header

$$= U = \sqrt{1,134^2 + 15,6^2} = 15,64 \cdot \text{m} = 4,692 \text{ ft.}$$

Perhitungan Fleksibilitas Pipa Sebelah Timur:

1. Koefisien ekspansi termal pipa pada temperatur 280°C adalah:

$$\alpha = (11,56 + 0,0055 \cdot (280)) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{m}}{\text{m} \cdot \text{C}} = 13,1 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{m}}{\text{m} \cdot \text{C}}$$

2. Koefisien ekspansi termal pipa pada temperatur 27°C adalah:

$$\alpha = (11,56 + 0,0055 \cdot (27)) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{m}}{\text{m} \cdot \text{C}} = 11,7 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{m}}{\text{m} \cdot \text{C}}$$

3. Ekspansi pipa, y_{IR} :

- a. Segmen 1 vertikal sepanjang 0,4 m (output ke steam drum) :

$$y_v = \left(13,1 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m}{m \cdot C} \times 280^{\circ}C \times 0,4m\right) - \left(11,7 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m}{m \cdot C} \times 27^{\circ}C \times 0,4m\right)$$

$$y_v = 1,47 \cdot mm - 0,13 \cdot mm = 1,34 \cdot mm$$

- b. Segmen 2 horisontal sepanjang 15,6 m :

$$y_H = \left(13,1 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m}{m \cdot C} \times 280^{\circ}C \times 15,6m\right) - \left(11,7 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m}{m \cdot C} \times 27^{\circ}C \times 15,6m\right)$$

$$y_H = 57,22 \cdot mm - 4,93 \cdot mm = 52,29 \cdot mm$$

- c. Resultan ekspansi, y_R :

$$y_R = \sqrt{y_v^2 + y_H^2}$$

$$y_R = \sqrt{1,34^2 + 52,29^2}$$

$$y_R = 52,3 \cdot mm = 2,06 \cdot in$$

4. Dengan asumsi setiap pipa mengalami ekspansi yang sama yaitu 52,3 mm, maka kriteria fleksibilitas adalah :

$$\frac{D \cdot y}{(L - U)^2} < 0,03$$

$$\frac{1,75in \cdot (2,06 \cdot in)}{(14,04ft - 4,692ft)^2} = 0,04$$

Karena kriteria itu bernilai lebih besar dari 0,03 maka konstruksi pipa tidak memenuhi kriteria fleksibilitas.

5. Dengan kondisi konstruksi pipa-pipa header yang ada, agar memenuhi kriteria fleksibilitas, maka temperatur gas pipa maksimum yang seharusnya adalah :

$$\frac{D \cdot y}{(L - U)^2} = 0,03$$

$$y = \frac{0,03 \cdot (L - U)^2}{D}$$

$$y = \frac{0,03 \times (14,04ft - 4,692ft)^2}{1,75in} = 1,498 \cdot in$$

Dengan asumsi koefisien ekspansi termal rata-rata sebesar $12,4 \times 10^{-6} m/mC$, maka temperatur pipa maksimum adalah :

$$y = \left(12,4 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m}{m \cdot C} \times (T - 27)^{\circ}C \times 15,6m\right)$$

$$1,498 \times 0,0254 \cdot m = \left(12,4 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m}{m \cdot C} \times (T - 27)^{\circ}C \times 15,6m\right)$$

$$T = 27^{\circ}C + \frac{1,498 \times 0,0254 \cdot m}{12,4 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m}{m \cdot C} \times 15,6 \cdot m}$$

$$T = 223,7^{\circ}C$$

Dari hasil perhitungan, temperatur maksimum pipa yang diijinkan agar memenuhi kriteria fleksibilitas adalah $223,7^{\circ}C$. Dengan temperatur

sebesar itu, ekspansi pipa evaporator tidak akan menimbulkan tegangan yang berlebihan sehingga terhindar dari kerusakan.

Perhitungan Fleksibilitas Pipa Sebelah Barat:

1. Koefisien ekspansi termal pipa pada temperatur $90^{\circ}C$ adalah :

$$\alpha = (11,56 + 0,0055 \cdot (90)) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m}{m \cdot C} = 12,06 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m}{m \cdot C}$$

2. Koefisien ekspansi termal pipa pada temperatur $27^{\circ}C$ adalah :

$$\alpha = (11,56 + 0,0055 \cdot (27)) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m}{m \cdot C} = 11,7 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m}{m \cdot C}$$

3. Ekspansi pipa, y_{BR} :

- a. Segmen 1 vertikal sepanjang 0,4 m (output ke steam drum) :

$$y_v = \left(12,06 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m}{m \cdot C} \times 90^{\circ}C \times 0,4m\right) - \left(11,7 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m}{m \cdot C} \times 27^{\circ}C \times 0,4m\right)$$

$$y_v = 0,43 \cdot mm - 0,12 \cdot mm = 0,31 \cdot mm$$

- b. Segmen 2 horisontal sepanjang 15,6 m :

$$y_H = \left(12,06 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m}{m \cdot C} \times 90^{\circ}C \times 15,6m\right) - \left(11,7 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m}{m \cdot C} \times 27^{\circ}C \times 15,6m\right)$$

$$y_H = 16,93 \cdot mm - 4,93 \cdot mm = 12,0 \cdot mm$$

- c. Resultan ekspansi, y_R :

$$y_R = \sqrt{y_v^2 + y_H^2}$$

$$y_R = \sqrt{0,31^2 + 12,0^2}$$

$$y_R = 12,0 \cdot mm = 0,47 \cdot in$$

1. Dengan asumsi setiap pipa mengalami ekspansi yang sama yaitu 12 mm, maka kriteria fleksibilitas adalah :

$$\frac{D \cdot y}{(L - U)^2} < 0,03$$

$$\frac{1,75in \cdot (0,47in)}{(14,04ft - 4,692ft)^2} = 0,009$$

Karena kriteria itu bernilai lebih kecil dari 0,03 maka konstruksi pipa telah memenuhi kriteria fleksibilitas. Temperatur gas buang sebesar $90^{\circ}C$ tidak menyebabkan ekspansi yang berlebihan pada pipa. Dengan demikian konstruksi pipa di sebelah barat ini masih fleksibel dan pemuainan yang terjadi tidak menimbulkan tegangan yang berlebihan.

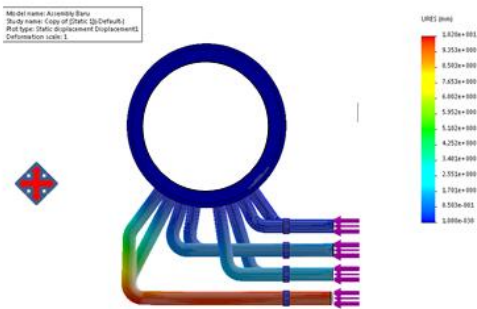


Gambar 9. Gas masuk dan keluar pada pipa low pressure evaporator.

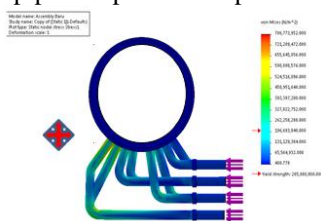
Kondisi batas untuk gas masuk

1. Temperatur masuk 280°C.
2. Massa jenis gas masuk 0,459 m³.
3. Kecepatan gas masuk 10,26 m/s.
4. Jenis aliran turbulen.
5. Viskositas gas panas 26,4x10⁻⁶ Ns/m²

Output dari hasil program CFD Displacement



Gambar 10. Simulasi solidwork displacement pipa low presure evaporator



Gambar 11. Simulasi Solidwork Tegangan Pipa Low Pressure Evaporator

Dilihat dari hasil simulasi pada belokan pipa *Low Pressure Evaporator* dan perubahan warna terang menunjukkan daerah tersebut mengalami perubahan temperatur yang mengakibatkan terjadinya deformasi. Deformasi

yang paling besar terjadi pada bagian belokan pipa *Low Pressure Evaporator*. Besar kecilnya deformasi ditunjukkan oleh perbedaan warna, semakin terang warna pada gambar maka bagian tersebut merupakan bagian yang paling rawan terjadinya kebocoran pada pipa *Low Pressure Evaporator*.

PENUTUP Kesimpulan

Setelah melakukan perhitungan pada pipa bagian barat maupun bagian timur, maka kesimpulan yang bisa dihasilkan adalah sebagai berikut:

1. Analisis besar koefisien konveksi pada sisi pipa-pipa yang permukaannya bersih atau tidak tertutup deposit sebesar 36,69 W/m².K sedangkan pada sisi pipa-pipa yang separuh permukaannya tertutup deposit sebesar 34,52 W/m².K.
2. Dari hasil perhitungan fleksibilitas pipa didapat nilai fleksibilitas pipa sebelah timur lebih besar dari 0,03 yaitu 0,04. Sedangkan pipa sebelah barat nilai fleksibilitasnya mencapai 0,009. Penyebab nilai fleksibilitas yang berbeda karena temperatur pipa di sebelah timur lebih besar dibandingkan dengan pipa sebelah barat. Temperatur pipa sebelah timur mencapai 280°C, sedangkan temperature pipa sebelah barat 90°C.
3. Fleksibilitas pipa antara bagian sebelah timur dan barat tidak sama, bagian sebelah timur fleksibilitasnya mencapai 0,04 lebih besar dari angka yang distandarkan yaitu sebesar 0,03. Maka terjadi pemuaiian pada pipa tersebut. Pipa sebelah barat flesibilitasnya mencapai 0,009 lebih kecil dari yang distandarkan maka kondisi pipa tidak mengalami pemuaiian.

Saran

Saran penulis untuk menyempurnakan penelitian mengenai analisis aliran gas panas dalam *HRS*G yang menyebabkan kebocoran pada pipa *Low Pressure Evaporator* secara berulang dan di lokasi yang sama ini adalah:

1. Perlu dilakukan penelitian untuk mengetahui profil aliran gas panas saat keluar dari gas turbin dan memasuki *HRS*G karena dalam penelitian kali ini profil gas panas tersebut diasumsikan dalam keadaan

- yang seragam. Hasil penelitian tersebut dapat dipadukan dengan penelitian ini untuk menghasilkan rekomendasi yang lebih baik.
2. Analisis mengenai karakteristik perpindahan panas antara gas panas dengan fluida baik air maupun uap air dalam pipa perlu ditinjau secara lebih lanjut. Dengan mengetahui karakteristik perpindahan panasnya dapat diketahui secara lebih detail penyebab kebocoran yang terjadi pada pipa *Low Pressure Evaporator*. Karakteristik lain seperti *fouling factor*, efisiensi sirip pipa, kondisi operasi di dalam setiap pipa dalam *HRSG*, dan sifat-sifat material deposit yang berkaitan dengan proses perpindahan panas perlu ditinjau lebih lanjut untuk dapat menghasilkan gambaran profil temperatur yang menyeluruh pada *HRSG*.
 3. Jika memungkinkan, pengukuran sebaiknya langsung dilakukan pada kondisi operasi dengan metode tertentu yang aman. Hal tersebut untuk menghindari perbedaan karakteristik antara aliran proses *blow out* dengan aliran kondisi operasi. Pengukuran temperatur pada kondisi operasi menurut penulis adalah hal yang memungkinkan untuk dilakukan.
- [6] Santoso, Dyos. Basri, Hasan. (2011). Analisis Eksergi Siklus Kombinasi Turbin Gas-Uap.
 - [7] Sitepu, Tekad. (2010). Kajian Penggunaan *Heat Recovery Steam Generator* Pada Suatu Instalasi Turbin Uap.
 - [8] Mulianti. (2008). Pengendalian Korosi Pada Ketel Uap.
 - [9] Manurung, Petter. Syam, Bustami. (2013). Analisa Tegangan Pada Pipa *Heavy Full Oil* Dari *Daily Tank* Menuju *Heat Exchanger* Di PLTU.
 - [10] Habiba, Syahrir. Cahyadi, F. Suryani. (2006). Analisis Efektivitas Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Holman, J. P., Jasjfi, E. Terjemahan. (1995). Perpindahan Kalor Edisi Keenam. Penerbit Erlangga.
- [2] Kannapan, Sam. (1986). *Introduction To Pipe Stress Analysis*. Singapore. John Willey & Sons.
- [3] Reynold, C. William., Perkins, C. Henry., Harahap, Filino. Terjemahan. (1994) Termodinamika Teknik Edisi Kedua. Penerbit Erlangga.
- [4] Suyananda, Dhika., Widodo, Aries, Wawan. (2012). Studi Numerik Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas Pada *Heat Recovery Generator System*.
- [5] Kurniawan, Rahmat. Mulfihazwi. (2014) Analisa Performansi Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap (PLTGU).