

Analisa Tegangan Pipa, Defleksi, dan Pemeriksaan Kebocoran *Flange* pada Jalur 170-ACF0001-A2A3R-18"-ST RFCC di PT. Pertamina (Persero) Refinery Unit IV Cilacap

Fatkhurohman Nur budyanto^a, Tito Hadji Agung Santoso^b, Muh. Budi Nur Rahman^c
Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Yogyakarta
Jalan Lingkar Selatan Tamantirto, Kasihan, Bantul, DI Yogyakarta, Indonesia, 55183
^aFatkhubudi@gmail.com, ^btitohas@umy.ac.id ^cnurrahman_umy@yahoo.co.id

Abstrak

Sistem perpipaan digunakan untuk memindahkan fluida dari satu tempat ke tempat lain yang diinginkan. Setiap sistem perpipaan berpotensi terjadi jalur pipa kritis. Jalur pipa kritis adalah jalur yang diduga mengalami tegangan yang berlebih dan kemungkinan mengalami kebocoran. Penyebabnya antara lain pipa berdiameter besar, tekanan tinggi dan temperatur tinggi. Jalur 170-ACF0001-A2A3R-18"-ST RFCC di PT Pertamina (Persero) Refinery Unit IV Cilacap memiliki pipa diameter 18", temperatur desain 250°C dan tekanan 3,5 kgf/cm². Jalur ini adalah pipa kritis, sehingga diperlukan analisa tegangan pipa untuk memastikan jalur pipa aman.

Analisa tegangan pipa menggunakan software Caesar II 2013. Data yang dimasukkan berupa beban statik meliputi beban thermal, berat, dan tekanan internal juga beban dinamik meliputi beban gempa. Data tersebut diperoleh dari gambar isometrik, dan spesifikasi pipa. Analisa tegangan pipa dilanjutkan berdasarkan standar kode ASME B31.1 dan pemeriksaan kebocoran flange berdasarkan standar ASME B16.5.

Hasil analisa pada jalur 170-ACF0001-A2A3R-18"-ST RFCC di PT Pertamina (Persero) Refinery Unit IV Cilacap menghasilkan rasio tegangan 201,74% pada nodal 1128 dan 160,93% pada nodal 1060 yang melebihi tegangan yang diizinkan. Defleksi maksimal DX sebesar 104,1670 mm dan DZ sebesar -90,7968 mm. Terjadi kebocoran flange dengan rasio 155,28% (L3), 156,91% (L24) dan 157,98% (L25). Sehingga diperlukan modifikasi penggantian elbow dengan pipa bend 5D pada nodal 1128, perubahan desain dan penambahan komponen pada nodal 1060. Penggantian flange dengan rating 300#. Setelah dimodifikasi rasio tegangan L24 menjadi 87,05% dan L26 menjadi 96,21% dan flange tidak mengalami kebocoran dengan rasio L3 menjadi 44,48%, L24 menjadi 45,31% dan L25 menjadi 45,62%, sehingga jalur dapat dikatakan aman.

Kata kunci: Analisa tegangan, defleksi, Caesar RI 2013, kebocoran flange

1. Pendahuluan

Penggunaan sistem perpipaan mengalami perkembangan yang cepat, misalnya dalam kehidupan sehari-hari digunakan untuk menyalurkan air, di dunia industri digunakan untuk memindahkan fluida atau gas. Sistem perpipaan digunakan untuk memindahkan fluida dari satu tempat ke tempat lain yang diinginkan. Setiap sistem perpipaan memiliki peluang terjadinya jalur pipa kritis. Jalur pipa kritis merupakan jalur yang diduga mengalami tegangan yang berlebih. Penyebab terjadinya jalur kritis karena diameter pipa yang besar, temperatur fluida yang bekerja juga tekanan yang digunakan. Oleh karena itu analisa tegangan pipa perlu digunakan untuk menghindari kemungkinan terburuk dalam jalur pipa kritis.

Analisa Tegangan pipa atau *Pipe stress Analysis (PSA)* adalah satu cara untuk memastikan bahwa suatu sistem perpipaan dapat bekerja dengan mendapatkan berbagai kondisi pembebanan. Pembebanan statis dan dinamis yang diakibatkan oleh perubahan temperatur, gaya grafitasi, tekanan dari dalam dan luar pipa, perubahan pada jumlah fluida yang mengalir dan pengaruh aktivitas yang berkaitan dengan alam.

Analisa tegangan pipa pada umumnya untuk menjaga tegangan di dalam pipa, menentukan *support*, beban pada *nozzel*, dan tegangan bejana tekan pada *piping connection* dalam range yang diizinkan oleh *code/standard international* (ASME, ANSI, API, dsb) dan peraturan pemerintah. Analisa tegangan

pipa biasa menggunakan pendekatan *finite element method* (metode elemen hingga) dengan memakai perangkat lunak yang sudah umum digunakan, yaitu Caesar II 2003, Autopipe, dsb.

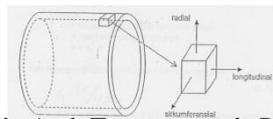
1.1 Tegangan Pipa

Sistem perpipaan dapat dinyatakan rusak apabila tegangan yang terjadi telah melebihi tegangan izin. Tegangan pada pipa terjadi akibat beban luar seperti beban mati, pemuaian termal, tekanan dan bergantung pada geometri pipa juga jenis material yang digunakan pipa. Tegangan izin banyak ditentukan oleh metode produksi dan jenis materialnya.

Dalam kode standar, pengertian tegangan pipa dapat dibedakan menjadi dua, yaitu :

- Tegangan pipa aktual, merupakan tegangan hasil pengukuran dengan cara perhitungan manual ataupun menggunakan perangkat lunak pada komputer
- Tegangan pipa kode, merupakan tegangan hasil perhitungan persamaan tegangan yang tertera pada kode standar tertentu.

Tegangan adalah besaran vektor yang memiliki besar nilai dan arah. Nilai tegangan dinyatakan sebagai gaya (F) per satuan luas (A). Untuk mendefinisikan arah pada tegangan pipa, sebuah sumbu pipa dibuat saling tegak lurus, seperti pada Gambar 1.



Gambar 1. Prinsip Arah Tegangan pada Pipa (Wijaya, 2018)

Sumbu berada di bidang tengah dinding pipa, arah yang sejajar dengan panjang pipa disebut sumbu aksial atau longitudinal. Sumbu yang tegak lurus terhadap dinding pipa dengan arah gerak dari sudut pipa menuju luar pipa disebut sumbu radial, dan sumbu yang sejajar dengan dinding pipa namun tegak lurus dengan sumbu aksial disebut sumbu tangensial.

1.2 Tegangan Longitudinal

Tegangan longitudinal adalah tegangan yang bekerja sejajar dengan arah aksial dengan sumbu pipa akibat *internal pressure*. Contoh tegangan longitudinal akibat tekanan dalam pipa seperti pada Gambar 3..

- Tegangan longitudinal akibat gaya

$$\sigma_L = \frac{F}{A}$$

Dengan : σ_L = Tegangan longitudinal (N/mm²)

F = Gaya

$$= P \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2$$

A = Luas penampang

$$= \pi(d_o^2 - d_i^2)/4$$

$$= \pi \cdot d_m \cdot t$$

atau

$$\sigma_L = \frac{P \cdot d_i^2}{(d_o^2 - d_i^2)}$$

Dengan : σ_L = Tegangan longitudinal (N/mm²)

P = Tekanan internal (Mpa)

d_i = Diameter dalam pipa (mm)

d_m = Diameter rata-rata (mm)

d_o = Diameter luar (mm)

t = Tebal dinding pipa (mm)

- Tegangan longitudinal akibat tekanan dalam pipa

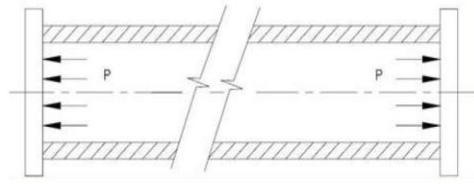
$$\sigma_L = \frac{P \cdot d_o}{4 \cdot t}$$

Dengan : σ_L = Tegangan longitudinal (N/mm²)

P = Tekanan internal (Mpa)

d_o = Diameter luar (mm)

t = Tebal dinding pipa



Gambar 3. Tegangan Longitudinal Dalam Pipa (Panggabean, 2017)

1.3 Tegangan Radial

Tegangan radial mempunyai arah yang sama dengan sumbu radial

$$S_R = P \frac{1}{(R_o^2 - R_i^2)} \cdot (R_i^2 - \frac{R_i^3 - R_i^2}{R^2})$$

- Dengan : S_R = Tegangan radial (N/mm²)
- P = Tekanan desain (Mpa)
- R_o = Jari-jari diameter luar (mm)
- R_i = Jari-jari diameter dalam (mm)
- R = Rata-rata dari jari-jari (mm)

1.4 Tegangan Hoop

Tegangan hoop merupakan tegangan yang terjadi pada bidang kerja yang memiliki bentuk melingkar seperti pipa dan lainnya. Tegangan hoop disebabkan oleh tekanan didalam pipa yang disebabkan oleh fluida yang dialirkan dan cenderung membelah pipa menjadi dua (Maulana,2016). Gambar 4. menunjukkan contoh tegangan hoop pada pipa.

$$\sigma_H = \frac{P \left(r_i^2 + \frac{r_i^2 r_o^2}{r^2} \right)}{(r_o^2 - r_i^2)}$$

- Dengan : σ_H = Tegangan Hoop (N/mm²)
- P = Tekanan internal (Mpa)
- r_o = Jari-jari diameter luar (mm)
- r_i = Jari-jari diameter dalam (mm)
- r = Jarak jari-jari ke titik tertentu (mm)

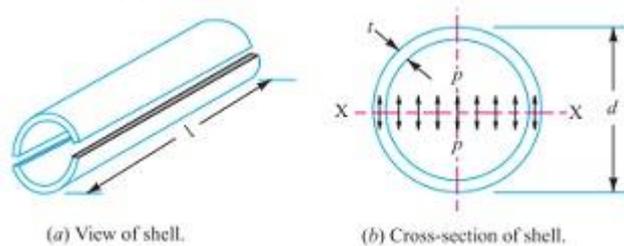
Untuk pipa dinding tipis dapat dilakukan penyederhanaan penerusan rumus tegangan pipa tangensial dengan mengasumsi gaya akibat tekanan dalam bekerja sepanjang pipa, yaitu $F = P \cdot d_i \cdot L$ ditahan oleh dinding pipa seluas $A_m = 2 \cdot t \cdot L$ jadi rumus untuk tegangan tangensial sebagai berikut:

$$\sigma_H = \frac{P \cdot d_i}{2 \cdot t}$$

Atau

$$\sigma_H = \frac{P \cdot d_o}{2 \cdot x}$$

- Dengan : σ_H = Tegangan Hoop (N/mm²)
- P = Tekanan internal (Mpa)
- d_i = Diameter rata-rata (mm)
- d_o = Diameter luar (mm)
- t = Tebal dinding pipa



Gambar 4. Arah Tegangan hoop (Drient,2014)

1.5 Torsional Stress

Torsional stress adalah tegangan yang disebabkan oleh beban puntir yang terjadi pada pipa.

$$\tau_T = \frac{T \cdot c}{J}$$

$$\tau_T = \frac{M_T}{ZZ}$$

- Dengan :
- τ_T = Tegangan torsional (N/mm²)
 - T = Torsi (N.mm)
 - c = Jarak dari sumbu netral ke permukaan terluar (mm)
 - J = Momen torsional (N.mm)
 - Z = Modulus penampang pipa (mm³)

1.6 Bending Stress

Bending Stress adalah tegangan yang terjadi karena momen lentur (*bending*) yang terjadi pada benda kerja.

$$S_b = \sqrt{S_{by}^2 + S_{bz}^2} = \frac{1}{Z} \sqrt{M_y^2 + M_z^2} \dots\dots\dots(2.20)$$

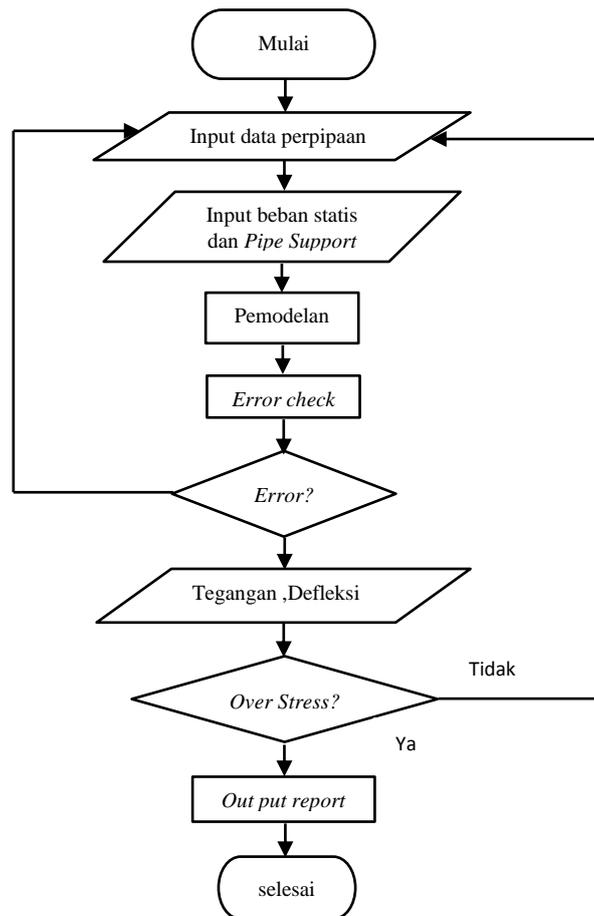
- Dengan :
- S_b = Tegangan longitudinal akibat momen lentur (kpa)
 - M_y, M_z = Momen lentur pada penampang pipa (N.mm)
 - Z = Modulus permukaan pipa (mm)

1.7 Caesar II 2013

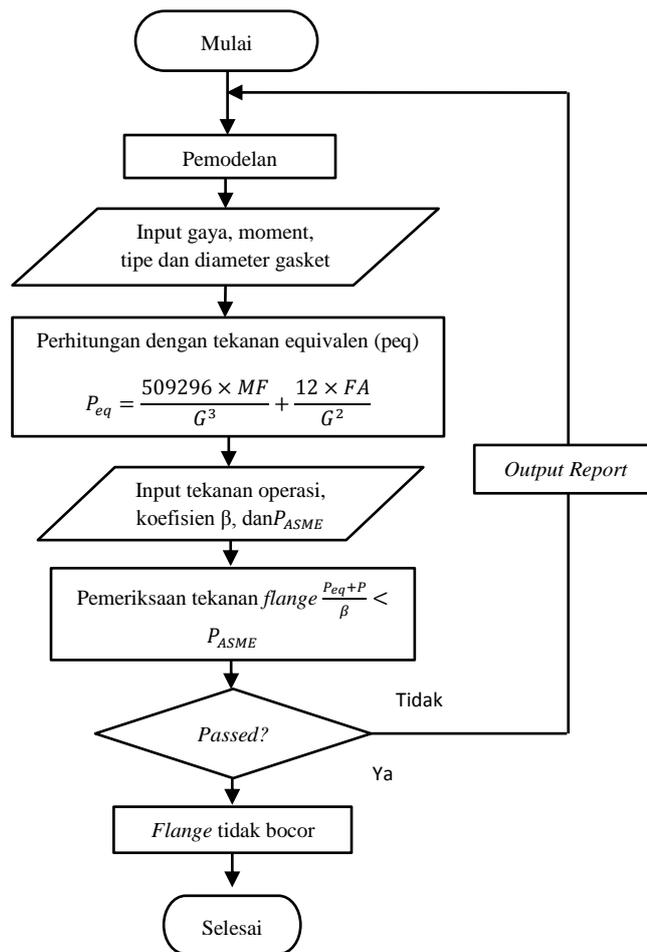
Caesar II 2013 adalah *software* berbasis *integraph*. *Software* ini sering digunakan pada perusahaan untuk menganalisa tegangan dan fleksibilitas pada sistem perpipaan yang sesuai dengan syarat standar perindustrian. Pada *software* ini terdapat beberapa fitur yang memungkinkan pengguna memodelkan dengan beban statis maupun dinamis, seperti tekanan, *thermal*, berat dan beban gempa. Caesar II 2013 RI memudahkan pemodelan perpipaan dan penambahan baja pendukung dengan sitem revolusi jalur *pipe stress* mendekati analisis fleksibilitas

2. Metodologi

Sistematika penelitian dapat dilihat pada diagram alir berikut:



Gambar 5. Diagram Alir Tegangan dan Defleksi



Gambar 6. Diagram Alir Pemeriksaan Kebocoran Flange

2.1 Penggunaan Software dan Alat Bantu Lainnya

Pendesainan jalur pipa 170-ACF0001-A2A3R-18”-ST RFCC di PT Pertamina (Persero) Refinery Unit IV Cilacap menggunakan software dan alat bantu sebagai berikut:

1. Caesar II 2013 (software utama untuk pemodelan)
2. PipeData-PRO 12.1 (sebagai software bantuan, uantuk melihat komponen perpipaan menurut rating standard dan code)
3. Uconer (sebagai alat bantu konversi satuan)

2.2 Standard dan code yang Digunakan

Standard yang digunakan untuk menganalisa tegangan pada jalur pipa 170-ACF0001-A2A3R-18”-ST RFCC di PT Pertamina (Persero) Refinery Unit IV Cilacap adalah:

1. ASME B31.3-2014 Process Piping
2. ASME B16.5-2013 Pipe Flange dan Flange Fittings

2.3 Data Pemodelan

Sebelum melakukan analisa tegangan pipa, sistem perpipaan harus dimodelkan dulu. Data yang dibutuhkan untuk memodelkan jalur pipa 170-ACF0001-A2A3R-18”-ST RFCC di PT Pertamina (Persero) Refinery Unit IV Cilacap sebagai berikut:

1. Gambar Isometri

Gambar isometric adalah gambar kontruksi dari sebuah sistem perpipaan suatu seluruh plan perusahaan atau sebagaian dari sistem perpipaan yang dimiliki suatu plan perusahaan tersebut.

Gambar isometri juga memuat informasi dari jalur rancangan sistem perpipaan.

2. Load Case

Pada jalur 170-ACF0001-A2A3R-18”-ST RFCC di PT Pertamina (Persero) Refinery Unit IV Cilacap terdapat 26 load case yang dibebankan yaitu:

L1 (HYD) WW+HP	L15= L8-L2 (OCC)
L2 (OPE) W+T1+PI	L16= L9-L2 (OCC)
L3 (OPE) W+T2+P1	L17= L11+L10 (OCC)
L4 (OPE) W+T1+PI+U1	L18= L12+L10 (OCC)
L5 (OPE) W+T1+PI-U1	L19= L13+L10 (OCC)
L6 (OPE) W+T1+PI+U2	L20= L14+L10 (OCC)
L7 (OPE) W+T1+PI-U2	L21= L15+L10 (OCC)
L8 (OPE) W+T1+PI+U3	L22= L16+L10 (OCC)
L9 (OPE) W+T1+PI-U3	L23= L2-L10(EXP)
L10 (SUS) W+PI	L24= L3-L10(EXP)
L11= L4-L2 (OCC)	L25= L2+L3(OPE)
L12= L5-L2 (OCC)	L26=
L13= L6-L2 (OCC)	L11+L12+L13+L14+L15+16
L14= L7-L2(OCC)	(OCC)

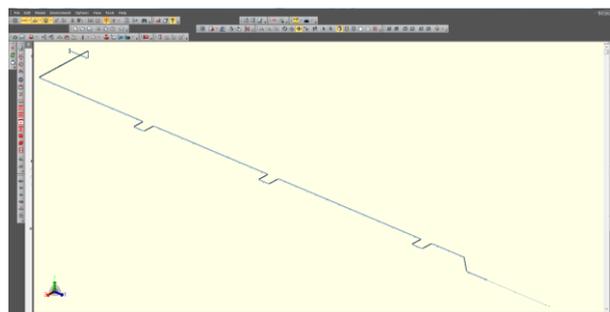
Berikut adalah penjelasan faktor *load case* yang ada pada jakur pipa 170-ACF0001-A2A3R-18"-ST RFCC di PT Pertamina (Persero) Refinery Unit IV Cilacap:

1. *Elementarry Load Case*
 - Weight with contents (WW)
 - Hydro pressure (HP)
 - Pressure in design condition (P1)
 - Thermal in design condition (T1)
 - Pipe acceleration along X direction due to the earthquake (U1)
 - Pipe acceleration along Y direction due to the earthquake (U2)
 - Pipe acceleration along Z direction due to the earthquake (U3)

3. Hasil dan Pembahasan

3.1 Visualisasi Pemodelan Desain

Langkah awal yang dilakukan sebelum melakukan analisa tegangan, defleksi dan kebocoran *flange* yaitu dengan visualisasi pemodelan desain. Visualisai pemodelan desain merupakan hasil dari pengolahan data-data keseluruhan yang sudah dijelaskan menggunakan *software* Caesar II 2013. Visualisasi tersebut dapat dilihat pada Gambar 7.



Gambar 7. Visualisasi Pemodelan Desain

3.2 Analisa Tegangan Sebelum Modifikasi

Analisa ini ditujukan untuk mengetahui apakah ada *overstress* yang terjadi pada jalur pipa 170-ACF0001-A2A3R-18"-ST RFCC di PT Pertamina (Persero) Refinery Unit IV Cilacap dengan membandingkan rasio *code stress* yang dipengaruhi oleh besaran gaya dan momen X, Y, Z terhadap *allowable stress*.

Terdapat 26 *load case* pada jalur pipa 170-ACF0014-A2A3R-4"-ST RFCC di PT Pertamina (Persero) Refinery Unit IV Cilacap, *analysis higt summary* dilakukan di tiap *load case* , termasuk *loadcase* L2-L9 dan L25 yang memiliki beban operating. Beban operating tidak memiliki rasio dan *allowable stress*. Selengkapnya dapat dilihat pada tabel 1.

Tabel 1. Analisis High Stresses Summary.

Load Case	Code Stress (kPa)	Allowable Stress (kPa)	Rasio (%)	Node
L1 (HYD) WW+HP	381.71	2461.00	15.51	1720
L2(OPE) W+T1+P1	355.06			1030
L3(OPE) W+T2+P1	8088.00			1060
L4(OPE) W+T1+P1+U1	283.17			1020
L5(OPE) W+T1+P1-U1	196.50			1020
L6(OPE) W+T1+P1+U2	210.56			1020
L7(OPE) W+T1+P1-U2	363.24			1020
L8(OPE) W+T1+P1+U3	309.64			1020
L9(OPE) W+T1+P1-U3	309.64			1020
L10(SUS) W+P1	519.85	1223.63	42.48	1020
L11=L4-L2 (OCC)	463.12	1627.42	28.46	1060
L12=L5-L2 (OCC)	409.98	1627.42	25.19	1050
L13=L6-L2 (OCC)	466.77	1627.42	28.68	1060

Load Case	Code Stress (kPa)	Allowable Stress (kPa)	Rasio (%)	Node
L14=L7-L2 (OCC)	466.77	1627.42	28.68	1060
L15=L8-L2 (OCC)	482.71	1627.42	29.66	1060
L16=L9-L2 (OCC)	441.42	1627.42	27.12	1030
L17=L11+L10 (OCC)	728.10	1627.42	44.74	1030
L18=L12+L10 (OCC)	713.25	1627.42	43.83	1030
L19=L13+L10 (OCC)	566.34	1627.42	34.80	1030
L20=L14+L10 (OCC)	875.00	1627.42	53.77	1030
L21=L15+L10 (OCC)	772.96	1627.42	47.50	1030
L22=L16+L10 (OCC)	773.35	1627.42	47.52	1030
L23=L2-L10 (EXP)	180.37	3421.32	5.27	1128
L24=L3-L10 (EXP)	6457.55	3200.86	201.74	1128
L25=L2.L3 (OPE)	8318.92			1060
L26=L11,L12,L13,L14,L15,L16 (OCC)	2619.01	1627.42	160.93	1060

Pada Tabel 1. diketahui bahwa loadcase L24 dan L26 memiliki persentase rasio tegangan yang melebihi nilai tegangan yang diizinkan dengan persentase masing-masing 201,74% pada nodal 1128 dan 160,93% pada nodal 1060. Berdasarkan data tersebut, loadcase L24 terkena beban ekspansi dan loadcase L26 terkena beban *occasional*.

3.3 Analisa Defleksi Sebelum Modifikasi

Analisa defleksi bertujuan untuk mengetahui seberapa besar defleksi yang terjadi dan arah dari defleksi tersebut, sebagaimana ditunjukkan pada Tabel 2.

Tabel 2. Defleksi Maksimum Sebelum Modifikasi.

Load Case	DX		DY		DZ		Defleksi yang diijinkan (mm)
	Besar (mm)	Nodal	Besar (mm)	Nodal	Besar (mm)	Nodal	
L1 (HYD)	-0,5740	1669	-5,5868	1708	1,1456	1709	133,6
L2(OPE)	2,6461	1369	-3,0586	1260	-2,4654	1128	133,6
L3(OPE)	101,4608	1369	10,6598	1668	-88,3314	1128	133,6
L4(OPE)	1,4899	1669	-3,1333	1708	-0,4333	1120	133,6
L5(OPE)	-2,1482	1669	-3,2740	1708	1,1860	1708	133,6
L6(OPE)	-0,2238	1669	-2,1785	1708	0,4467	1709	133,6
L7(OPE)	-0,4345	1669	-4,2288	1708	0,8671	1709	133,6
L8(OPE)	-0,5785	1670	-3,5654	1708	1,5855	1700	133,6
L9(OPE)	0,3895	1708	-3,0586	1260	-1,5640	1590	133,6
L10(SUS)	-0,3291	1669	-3,2037	1708	0,6569	1709	133,6
L11(OCC)	2,4986	1329	-0,4173	1669	2,2066	1129	133,6
L12(OCC)	-2,8644	1369	-0,3579	1708	2,7540	1128	133,6
L13(OCC)	-2,6461	1369	0,9788	1260	2,4654	1128	133,6

Load Case	DX		DY		DZ		Defleksi yang diijinkan (mm)
	Besar (mm)	Nodal	Besar (mm)	Nodal	Besar (mm)	Nodal	
L14(OCC)	-2,6461	1369	-1,3127	1708	2,4654	1128	133,6
L15(OCC)	-2,6967	1369	-0,6492	1708	2,9566	1128	133,6
L16(OCC)	-2,6324	1370	-0,3233	1668	-2,0326	1608	133,6
L17(OCC)	2,4986	1329	-3,4208	1708	2,2066	1129	133,6
L18(OCC)	-2,8644	1369	-3,5616	1708	2,7540	1128	133,6
L19(OCC)	-2,6461	1369	-2,4660	1708	2,4654	1128	133,6
L20(OCC)	-2,6461	1369	-4,5164	1708	2,4654	1128	133,6
L21(OCC)	-2,6967	1369	-3,8529	1708	2,9566	1128	133,6
L22(OCC)	-2,6324	1370	-3,1628	1700	-2,0326	1608	133,6
L23(EXP)	2,6461	1369	0,2875	1708	-2,4654	1128	133,6
L24(EXP)	101,4605	1369	10,3316	1668	-88,3314	1128	133,6
L25(OPE)	104,1670	1369	11,2485	1668	-90,7968	1128	133,6
L26(OCC)	-15,8768	1369	-1,7251	1708	14,7926	1128	133,6

Pada Tabel 2. dapat diketahui ada 3 loadcase dengan defleksi yang besar yaitu:

1. L3 dengan defleksi 101,4605 mm arah DX, 10,6598 mm arah DY dan -88,3314 mm arah DZ
2. L24 dengan defleksi 101,4605 mm arah DX, 10,3316 mm arah DY dan -88,3314 mm arah DZ
3. L25 dengan defleksi 104,1670 mm arah DX, 11,2485 mm arah DY dan -90,7968 mm arah DZ

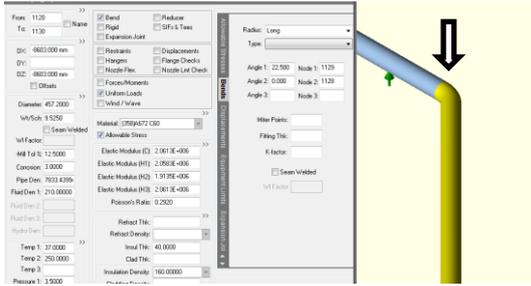
3.4 Analisa Tegangan Sesudah Modifikasi

A. Modifikasi Desain

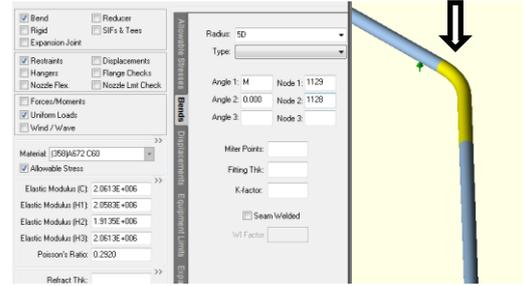
Dapat dilihat dari Tabel 2. di atas, bahwa dalam kasus tersebut yang mengalami *overstress* terdapat pada nodal 1128 dan 1060. Untuk membuat sistem lebih aman diperlukan modifikasi pada sistem perpipaan tersebut, modifikasi yang dilakukan sebagai berikut:

1. Penggantian Elbow

Penggantian elbow yang sebelumnya jenis *long* pada nodal 1128 dengan pipa *bend* radius 5D. Hal tersebut dilakukan untuk mengurangi derajat belokan yang terjadi pada nodal 1128 seperti pada Gambar 8. dan Gambar 9.



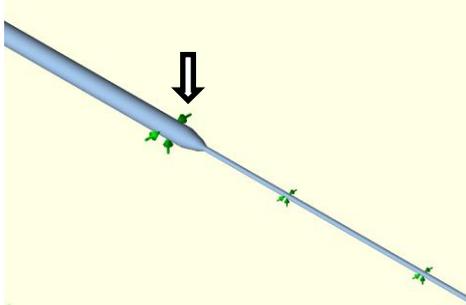
Gambar 8. Sebelum Penggantian elbow dengan bend 5D.



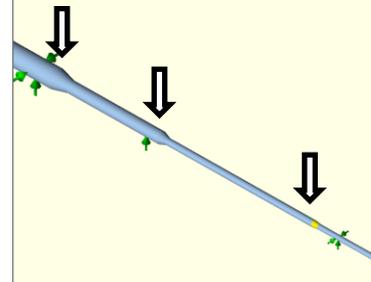
Gambar 9. Sesudah Penggantian elbow dengan bend 5D.

2. Modifikasi dan Penambahan Komponen

Modifikasi untuk nodal 1060 merubah desain, mengganti dan menambah komponen. Komponen yang diganti berupa reducer 4"x10" dengan 4"x6" dan penambahan reducer 6"x10" serta pipa ukuran 6" panjang 3860 mm dan 10" dengan panjang 2400 mm untuk menghubungkan reducer pada sistem perpipaan yang di desain ulang, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 5.4 dan Gambar 5.5



Gambar 5.4 Sebelum Modifikasi Pemodelan pada nodal 1060.



Gambar 5.5 Sesudah Modifikasi Pemodelan pada nodal 1060.

B. Stress Summary Setelah Modifikasi

Setelah dilakukan modifikasi pada pemodelan di nodal yang mengalami *overstress*, hasil yang didapatkan ditunjukkan oleh Tabel 5.6

Tabel 3. Stress Summary Setelah Modifikasi

Load Case	Code Stress (kPa)	Allowable Stress (kPa)	Rasio (%)	Node
L1 (HYD) WW+HP	26.30	2461.00	1.07	1010
L2(OPE) W+T1+P1	370.69			1030
L3(OPE) W+T2+P1	6792.05			1030
L4(OPE) W+T1+P1+U1	289.12			1020
L5(OPE) W+T1+P1-U1	285.20			1020
L6(OPE) W+T1+P1+U2	200.62			1020
L7(OPE) W+T1+P1-U2	371.23			1020
L8(OPE) W+T1+P1+U3	316.71			1020
L9(OPE) W+T1+P1-U3	316.71			1020
L10(SUS) W+P1	531.01	1223.63	43.40	1020
L11=L4-L2 (OCC)	281.48	1627.42	17.30	1035
L12=L5-L2 (OCC)	248.18	1627.42	15.25	1030
L13=L6-L2 (OCC)	396.08	1627.42	24.34	1030

Load Case	Code Stress (kPa)	Allowable Stress (kPa)	Rasio (%)	Node
L14=L7-L2 (OCC)	396.08	1627.42	24.34	1030
L15=L8-L2 (OCC)	463.25	1627.42	28.47	1020
L16=L9-L2 (OCC)	464.07	1627.42	28.52	1020
L17=L11+L10 (OCC)	751.29	1627.42	46.16	1020
L18=L12+L10 (OCC)	748.47	1627.42	45.99	1020
L19=L13+L10 (OCC)	592.85	1627.42	36.43	1020
L20=L14+L10 (OCC)	906.91	1627.42	55.73	1020
L21=L15+L10 (OCC)	806.35	1627.42	49.55	1020
L22=L16+L10 (OCC)	806.72	1627.42	49.57	1020
L23=L2-L10 (EXP)	102.25	3393.11	3.01	1608
L24=L3-L10 (EXP)	2745.21	3153.57	87.05	1369
L25=L2,L3 (OPE)	7147.87			1369
L26=L11,L12,L13,L14,L15,L16 (OCC)	1565.71	1627.42	96.21	1040

Pada Tabel 3. menunjukan bahwa persentasi rasio tegangan pipa yang terjadi pada *loadcase* 24 dan 26 menurun dengan rasio masing-masing 87,05% dan 96,21%. Rasio terbesar yang dihasilkan tidak melebihi rasio yang telah ditetapkan, sehingga jalur pipa tersebut dapat dinyatakan aman

C. Analisa Defleksi Setelah modifikasi

Desain mengalami perubahan yang ditujukan untuk menghindari *overstress* yang terjadi, sehingga perlu analisa ulang defleksi setelah desain dimodifikasi. Hasil yang didapatkan ditunjukkan pada Tabel 4.

Tabel 4. Defleksi Maksimum Sesudah Modifikasi

Load Case	DX		DY		DZ		Defleksi yang diijinkan (mm)
	Besar (mm)	Nodal	Besar (mm)	Nodal	Besar (mm)	Nodal	
L1 (HYD)	-0,5740	1669	-5,5868	1708	1,1456	1709	133,6
L2(OPE)	2,6461	1369	-3,0586	1260	-2,5718	1128	133,6
L3(OPE)	101,4608	1369	10,6598	1668	-95,3727	1128	133,6
L4(OPE)	1,4899	1669	-3,1333	1708	-0,9544	1125	133,6
L5(OPE)	-2,1482	1669	-3,2740	1708	1,1860	1708	133,6
L6(OPE)	-0,2238	1669	-2,1785	1708	0,4467	1709	133,6
L7(OPE)	-0,4345	1669	-4,2288	1708	0,8671	1709	133,6
L8(OPE)	-0,7474	1125	-3,5654	1708	1,5855	1700	133,6
L9(OPE)	0,7474	1125	-3,0586	1260	-1,5640	1590	133,6
L10(SUS)	-0,3291	1669	-3,2037	1708	0,6569	1709	133,6
L11(OCC)	2,4986	1329	-0,4173	1669	2,2131	1129	133,6
L12(OCC)	-2,8644	1369	-0,3579	1708	3,1077	1125	133,6
L13(OCC)	-2,6461	1369	0,9788	1260	2,5718	1128	133,6
L14(OCC)	-2,6461	1369	-1,3127	1708	2,5718	1128	133,6
L15(OCC)	-2,6967	1369	-0,6492	1708	3,3659	1125	133,6
L16(OCC)	-2,6324	1370	-0,3233	1668	-2,0326	1608	133,6
L17(OCC)	2,4986	1329	-3,4208	1708	2,2131	1129	133,6
L18(OCC)	-2,8644	1369	-3,5616	1708	3,1077	1125	133,6
L19(OCC)	-2,6461	1369	-2,4660	1708	2,5718	1128	133,6
L20(OCC)	-2,6461	1369	-4,5164	1708	2,5718	1128	133,6
L21(OCC)	-2,6967	1369	-3,8529	1708	3,3659	1125	133,6
L22(OCC)	-2,6324	1370	-3,1629	1700	-2,0326	1608	133,6
L23(EXP)	2,6461	1369	0,2875	1708	-2,5718	1128	133,6
L24(EXP)	101,4608	1369	10,3316	1668	-95,3727	1128	133,6
L25(OPE)	104,1070	1369	11,2485	1668	-97,9446	1128	133,6
L26(OCC)	-15,8768	1369	-1,7251	1708	15,4309	1128	133,6

Pada tabel diatas terlihat sedikit perubahan kenaikan nilai akibat dari modifikasi yaitu :

1. L3 dengan defleksi 101,4608 mm arah DX, 10,7569 mm arah DY dan -95,3727 mm arah DZ
2. L24 dengan defleksi 101,4608 mm arah DX, 10,3316 mm arah DY dan -95,3727 mm arah DZ
3. L25 dengan defleksi 104,1670 mm arah DX, 11,2485 mm arah DY dan -97,9446 mm arah DZ

3.5 Analisa Kebocoran Flange

A. Analisa Sebelum Modifikasi

Analisa kebocoran flange berguna untuk mengetahui besar beban dan momen yang diterima oleh flange sehingga dapat menyebabkan kebocoran pada jalur pipa atau tidak terjadi kebocoran flange.

Terdapat satu flange pada jalur pipa 170-ACF0001-A2A3R-18"-ST RFCC di PT Pertamina (Persero) Refinery Unit IV Cilacap yaitu pada nodal 1750. Hasil dari analisa terdapat 3 loadcase yang terjadi kebocoran pada nodal 1750.

Tabel 5. Data Pengecekan Flange Sebelum Modifikasi.

Case No.	Equivalent Pressure Peq1 (bar)	Oper. Pressure P (bar)	β1	PASME (bar)	Ratio	Status
L3	64,21	3,43233	3,6	12,1	155,28%	Not Passed
L24	64,92	3,43233	3,6	12,1	156,91%	Not Passed
L25	65,39	3,43233	3,6	12,1	157,98%	Not Passed

Pada Tabel 5. dapat diketahui bahwa loadcase L3, L24, L25 memiliki rasio yang melebihi maximum allowable working pressure ASME B16.5 sehingga diperlukan modifikasi untuk mencegah kemungkinan terjadinya kebocoran pada flange.

B. Analisa Sesudah Modifikasi

Setelah modifikasi penggantian flange dengan rating lebih besar yaitu dari rating 150# menjadi rating 300#, sehingga rasio tidak melebihi maximum allowable working pressure ASME B16.5. Setelah dilakukan penggantian flange didapatkan hasil seperti yang ditunjukkan pada Tabel 6.

Tabel 6. Data Pengecekan Flange Sesudah Modifikasi

Case No.	Equivalent Pressure Peq1 (bar)	Oper. Pressure P (bar)	β1	PASME (bar)	Ratio	Status
L3	64,21	3,43233	3,6	41,9	44,84%	Passed
L24	64,92	3,43233	3,6	41,9	45,31%	Passed
L25	65,39	3,43233	3,6	41,9	45,62%	Passed

3.6 Perbandingan Hasil Analisa Sebelum Modifikasi dan Data Analisa Perusahaan

Perbandingan hasil analisa bertujuan untuk mengetahui perbedaan hasil yang didapatkan dalam analisa menggunakan Caesar II 2013 dengan data analisa perusahaan, yang dapat diketahui sebagai berikut ini

- A. Tegangan

Tabel 7 Data Perusahaan

Load Case	Code Stress (kPa)	Allowable Stress (kPa)	Rasio (%)	Node
L1 (HYD) WW+HP	349,6	2460,8	14,2	1140
L10(SUS) W+P1	568	1342,8	42,3	1020
L17=L11+L10 (OCC)	579,4	1785,9	32,4	1020
L18=L12+L10 (OCC)	579,4	1785,9	32,4	1020
L19=L13+L10 (OCC)	742,3	1785,9	41,6	1020
L20=L14+L10 (OCC)	742,3	1785,9	41,6	1020
L21=L15+L10 (OCC)	1072	1785,9	60	1030
L22=L16+L10 (OCC)	1071,8	1785,9	60	1030
L23=L2-L10 (EXP)	218,5	3378,8	6,5	1129
L24=L3-L10 (EXP)	2247,1	3228,1	69,6	1340

Tabel 8 Hasil Pemodelan Ulang

Load Case	Code Stress (kPa)	Allowable Stress (kPa)	Rasio (%)	Node
L1 (HYD) WW+HP	381,71	2461,00	15,51	1720
L1 (HYD) WW+HP	350,76	2461	14,25	1140
L10(SUS) W+P1	519,85	1223,63	42,48	1020
L17=L11+L10 (OCC)	728,1	1627,42	44,74	1030
L18=L12+L10 (OCC)	713,25	1627,42	43,83	1030
L19=L13+L10 (OCC)	566,34	1627,42	34,80	1030
L20=L14+L10 (OCC)	875	1627,42	53,77	1030
L21=L15+L10 (OCC)	772,96	1627,42	47,50	1030
L22=L16+L10 (OCC)	773,35	1627,42	47,52	1030
L23=L2-L10 (EXP)	180,37	3421,32	5,27	1128
L24=L3-L10 (EXP)	2158,38	3153,64	68,44	1339
L24=L3-L10 (EXP)	6457,55	3200,86	201,74	1128

Pada tabel diatas dapat diketahui bahwa hasil berbeda, tetapi perbedaan hasil tersebut tidak terlalu signifikan. Perbedaan tersebut disebabkan dari *allowable stress* yang berbeda dari *software* Caesar yang digunakan .

B. Defleksi

Tabel.9 Perbandingan Hasil Analisa Defleksi

NO	Load Case	Hasil Data	DX		DY		DZ	
			Besar (mm)	Nodal	Besar (mm)	Nodal	Besar (mm)	Nodal
1	2	Perusahaan	7,874	1369	-0,00	1260	-7,276	1128
		Analisa	2,6461	1369	-3,0586	1260	-2,4654	1128
2	3	Perusahaan	110,616	1369	11,284	1668	-104,454	1128
		Analisa	101,4608	1369	10,6598	1668	-88,331	1128
3	10	Perusahaan	-0,361	1669	-3,181	1708	0,801	1709
		Analisa	-0,3291	1669	-3,2037	1708	0,6569	1709

Hasil perbandingan defleksi dari hasil data perusahaan dan analisa ulang terjadi perbedaan. Perbedaan tersebut diakibatkan dari penggunaan *software* dengan versi yang berbeda yaitu Caesar II 2013 yang digunakan mahasiswa dan Caesar II Configuration yang digunakan perusahaan.

4. Kesimpulan

- Sesudah dilakukan analisa tegangan, defleksi, dan pemeriksaan kebocoran *flange* pada pipa jalur 170-ACF0001-A2A3R-18"-ST RFCC di PT Pertamina (Persero) *Refinery Unit IV* Cilacap, dinyatakan bahwa :
 - Load Case L24 memiliki rasio tegangan 201,74% pada nodal 1128.
 - Load Case L26 memiliki rasio tegangan 160,93% pada nodal 1060.
 - Defleksi maksimal yang terjadi pada L25 dengan defleksi 104,1670 mm arah DX, 11,2485 mm arah DY dan -90,7968 mm arah DZ.
 - Rasio tekanan pada flange di Load Case L3 adalah 155,28 %.
 - Rasio tekanan pada flange di Load Case L24 adalah 156,91%.
 - Rasio tekanan pada flange di Load Case L25 adalah 157,98%.
- Dilakukan modifikasi :
 - Penggantian *ellbow long* pada nodal 1128 dengan pipa *bend* radius 5D.
 - Pada nodal 1060 merubah desain, mengganti dan menambah komponen. Komponen yang diganti berupa *reducer 4"x10"* dengan *4"x6"* dan penambahan *reducer 6"x10"* serta pipa ukuran 6 "dan 10 " untuk menghubungkan *reducer*.
 - Penggantian *flange* dari *rating 150#* dengan flange *rating 300#* untuk menghindari kebocoran.
- Setelah dilakukan modifikasi rasio tegangan pada *loadcase* L24 menjadi 87,05% dan L26 menjadi 96,21% . Perubahan terjadi pada rasio *flange* yaitu *loadcase* L3 menjadi 44,84%, L24 menjadi 45,31% dan L25 menjadi 45,62%.

Daftar Pustaka

ASME B31.3. (2013) Process Piping. USA
 ASME B16.5. (2013) Pipe Flanges and Fitting. USA
 Drient (2014) <http://www.idpipe.com/2014/10/nama-dan-arrah-tegangan-dalam-pipa.html> . Diakses pada tanggal 20 April 2019
 Panggabean, J, I, O. (2017) *Pipe Stress & Heat Transfe Analysis of Thermal Oil Plant on Fuel Oil Tanks of 17500 LTDW Product Oil Tanker*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
 Maulan, A. (2016) Perhitungan Tegangan Pipa dari Discharge Kompresor Menuju Air Cooler Menggunakan *Software* Caesar II 5.10 pada Proyek *Gas Lift Compressor Station*. JTM Vol.05, No.2
 Wijaya, I. (2018) Analisa Tegangan Pipa, Defleksi, dan Pengecekan Kebocoran *Flange* Menggunakan Caesar II 2013 Pada Jalur Pipa TN-S177RC Tunu Phase