

Analisa Tegangan Pipa dan *Flange Leakage* pada Redesain Sistem Perpipaan *Metering Regulating Station* (M/RS)

Yanu Isma Wardani.^{1*}, George Endri K², Nopem Ariwiyono³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan Teknik Permesinan Kapal, PPNS, Surabaya, Indonesia²

Jurusan Teknik Permesinan Kapal, PPNS, Surabaya, Indonesia³

Email: yanuismawardani19@gmail.com^{1}; kusuma.george@gmail.com^{2*}; nopem.ppns@gmail.com^{3*};

Abstrak

Penambahan pipeline dibutuhkan untuk meningkatkan flow rate natural gas kepada customer. Pipeline baru terkoneksi dengan metering regulating station (M/RS) yang berfungsi untuk mengukur laju aliran gas (metering) dan mengatur tekanan gas (regulating). Perubahan desain awal M/RS disebabkan oleh ketidaksesuaian luas area yang disepakati ketika tender dengan kondisi aktual di lapangan. Redesain dan analisa tegangan pipa dan flange desain M/RS baru dibutuhkan karena termasuk sistem dengan jalur kritis agar dapat beroperasi dengan aman. Analisa tegangan pipa dan flange leakage pada M/RS dilakukan dengan menggunakan software CAESAR II. Kriteria nilai tegangan pada pipa dan flange harus memenuhi allowable stress pada code ASME B31.3 dan ASME Sec. VIII Div I untuk dapat diterima sebagai desain M/RS yang aman. Analisa biaya dari material take off desain awal dibandingkan dengan redesain untuk mendapatkan desain yang terbaik. Proses redesain menghasilkan tiga alternatif desain baru sistem perpipaan M/RS yang memiliki nilai tegangan pipa dan flange sesuai dengan batasan allowable stress pada code ASME B31.3 dan ASME Sec. VIII Div I. Desain baru sistem perpipaan M/RS dengan jumlah 19 support dipilih karena memiliki biaya yang lebih rendah dan aman berdasarkan analisa tegangan pipa dan flange.

Kata kunci : Analisa Tegangan, CAESAR II, Flange Leakage, Metering Regulating Station (M/RS).

1. PENDAHULUAN

M/RS berfungsi sebagai tempat untuk melakukan aktifitas pengukuran laju aliran gas (metering) dan mengatur tekanan gas (regulating). M/RS yang terpasang pada suatu lokasi disesuaikan dengan kebutuhan pelanggan dan disesuaikan dengan kondisi jaringan pipa natural gas yang berkaitan. Setelah dilakukan survey lokasi M/RS existing milik customer, luas area yang disepakati ketika tender memiliki ukuran yang tidak sesuai dengan kondisi aktual dilapangan. Penelitian ini akan menganalisa tegangan dan flange leakage pada desain ulang M/RS sesuai dengan luas area yang tersedia dan aman sesuai dengan batasan allowable

stress pada code ASME B31.3 dan ASME Sec. VIII Div I. Perhitungan biaya dari material take off dilakukan untuk mendapatkan perbandingan biaya antara desain awal dan baru M/RS.

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Desain perpipaan M/RS menggunakan pipa 12 inch, material API 5L grade X52 dengan desain temperatur 100⁰F dan desain pressure 1000 psi yang mengalirkan fluida natural gas. Analisa tegangan dan flange leakage dilakukan untuk memastikan sistem perpipaan M/RS dapat beroperasi dengan aman. Analisa biaya material take off dari untuk

mengetahui perbandingan biaya desain sistem perpipaan M/RS awal dan baru.

2.2. Allowable Pipe Span

- Berdasarkan *limitation of stress*

$$L = \sqrt{\frac{0,33 Z S_h}{w}} \quad (1)$$

- Berdasarkan *Limitation of deflection*

$$L = \sqrt[4]{\frac{\Delta E s I}{22,5 w}} \quad (2)$$

Persamaan (2) dan (3) menunjukkan persamaan perhitungan *allowable stress* berdasarkan *limitation of stress* dan *deflection*. Dimana L merupakan *allowable pipe span* (in), Z merupakan *modulus of section* pada pipa (in³), S_h merupakan *allowable tensile stress* pada material pipa (psi), w merupakan total berat dibagi panjang pipa (lb/in), I merupakan *area moment of inertia of pipe* (in⁴), dan E merupakan modulus elastisitas dari material pipa (psi).

2.3. Tegangan pada Pipa

Tegangan pada pipa meliputi tegangan akibat pembebanan sustain, ekspansi termal, operating, dan hydrostatic test. Nilai tegangan pada pipa tidak boleh melebihi tegangan izin berdasarkan standar ASME B31.3.

2.3.1. Sustained Load

$$S_L = \sqrt{(I_a(S_p + S_a) + S_b)^2 + 4S_t^2} < S_H \quad (3)$$

Persamaan (4) menunjukkan persamaan tegangan pipa akibat *sustained load*. Dimana S_L merupakan tegangan longitudinal (psi), S_H merupakan tegangan ijin pada suhu maksimum dari suatu material (psi), I_a merupakan *sustained axial force index* (psi), S_p merupakan *longitudinal pressure stress* (psi), S_a merupakan *axial stress* (psi), S_b merupakan *bending stress* (psi), dan S_t merupakan *torsional stress* (psi).

2.3.2. Ekspansion Load

$$S_E = \sqrt{((i_a S_a) + S_b)^2 + 4S_t^2} < S_A \quad (4)$$

$$S_A = f((1,25(S_c + S_h) - S_L) \quad (5)$$

Persamaan (5) dan (6) menunjukkan persamaan tegangan pipa akibat *ekspansion load*. Dimana S_E merupakan tegangan akibat *ekspansion load* (psi), S_A merupakan *allowable displacement stress range*

(psi), f merupakan *stress range reduction factor*, S_h merupakan *basic allowable stress* pada temperatur metal max (psi), S_c merupakan *basic allowable stress* pada temperatur metal min (psi), S_L merupakan tegangan longitudinal (psi), i_a merupakan *axial stress intensification factor* (psi), S_a merupakan *axial stress* (psi), S_b merupakan *bending stress* (psi), dan S_t merupakan *Torsional stress* (psi).

2.3.3. Operating

$$S_{oper} = S_a + S_p + S_b \quad (6)$$

Persamaan (7) menunjukkan persamaan tegangan pipa akibat *operating*. Dimana S_a merupakan *aksial stress* (psi), S_p merupakan *pressure stress* (psi), S_b merupakan *bending stress* (psi).

2.3.4. Hydrostatic Test

$$S_{hyd} \leq S_{yield} \quad (7)$$

Persamaan (8) menunjukkan persamaan tegangan pipa akibat *hydrostatic test*. Dimana S_{hyd} merupakan *stress* akibat *hydrostatic test* (psi), S_{yield} merupakan *strength* material pada titik *yield* (psi).

2.4. Tegangan pada flange

2.4.1. Longitudinal hub stress

$$S_H = \frac{f M_o}{L g_1^2 B} \leq 1,5 S_f \quad (8)$$

Persamaan (9) menunjukkan persamaan *longitudinal hub stress*. Dimana S_H merupakan *longitudinal hub stress* (psi), S_f merupakan *allowable stress* material *flange* (psi).

2.4.2. Radial flange stress

$$S_R = \frac{(1,33 t e + 1) M_o}{L t^2 B} \leq S_f \quad (9)$$

Persamaan (10) menunjukkan persamaan *radial flange stress*. Dimana S_R merupakan *radial flange stress* (psi), S_f merupakan *allowable stress* material *flange* (psi).

2.4.3. Tangensial flange stress

$$S_T = \frac{Y M_o}{t^2 B} - Z S_R \leq S_f \quad (10)$$

Persamaan (11) menunjukkan persamaan *tangensial flange stress*. Dimana S_T merupakan *tangensial flange stress* (psi), S_f merupakan *allowable stress* material *flange* (psi).

2.4.4. Bolting Stress

$$B_s = \frac{W_{m1}}{A_b} \leq 2 S_b \quad (11)$$

Persamaan (12) menunjukkan persamaan *bolting stress*. Dimana S_B merupakan *bolting stress* (psi), S_b

merupakan *allowable stress* material *bolt* (psi).

merupakan hasil perhitungan *allowable span* berdasarkan batasan tegangan dan defleksi.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Redesain *Metering Regulating Station* (M/RS)

Desain ulang M/RS dilakukan berdasarkan *general arrangement* saat tender disesuaikan dengan luas area yang tersedia di lapangan. Gambar 1 menunjukkan desain M/RS baru yang didesain bertingkat sehingga dapat mencukupi pada luas area yang tersedia.



Gambar 1. Redesain M/RS

3.2 Tegangan Izin

Tegangan izin pada pipa dan *flange* ditentukan sesuai dengan persamaan 3 sampai dengan 12. Tabel 1 dan 2 merupakan nilai tegangan izin pada pipa dan *flange* sesuai dengan *code* ASME B31.3 dan ASME Sec.VIII Div. I.

Tabel 1. Nilai Tegangan Izin pada Pipa

Tabel 2. Nilai Tegangan Izin pada *Flange*

Sh , psi	Sa , Psi	Shyd , psi	Sope , psi
22000	39117,5	52214,8	0,00

3.3 Allowable Span

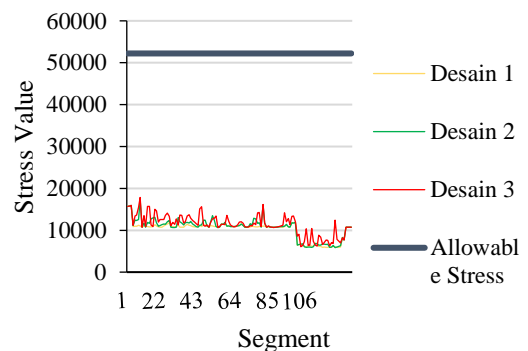
Jarak yang diizinkan antar *support* dapat dihitung berdasarkan persamaan 1 dan 2. Pada Tabel 1 dan 2

Tabel 3. Perhitungan *allowable span*

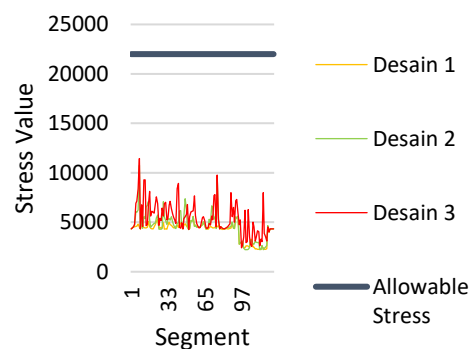
Allowable span	Nilai	Satuan
Berdasarkan batasan tegangan	193,479	In
Berdasarkan batasan defleksi	93,042	In

3.4 Analisa tegangan pipa

Dari perhitungan analisa tegangan pipa menggunakan software CAESAR II pada 4 load case yakni *hydrostatic test*, *sustained load*, *operating load* dan *ekspansion load* didapatkan nilai tegangan yang aman yakni dibawah batasan stress pada code ASME B31.3.

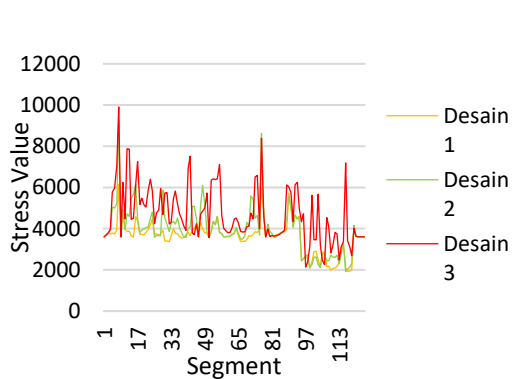


Gambar 2. *Hydrostatic Test*

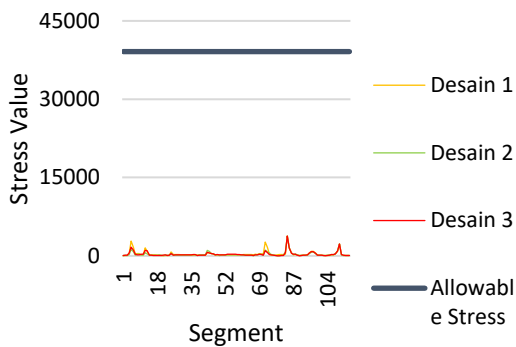


Gambar 3. *Sustained Load*

Longitudinal Hub Stress , psi	Radial Flange Stress , psi	Tangential Flange Stress , psi	Bolting Stress , psi
30000	20000	20000	40000



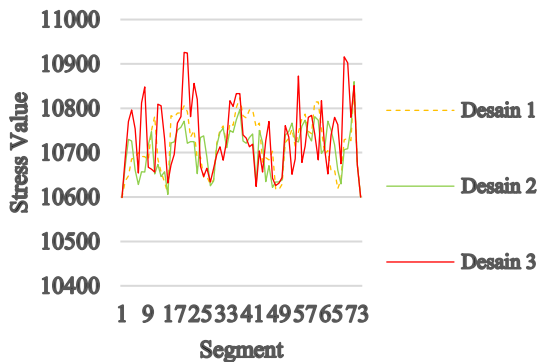
Gambar 4.Operating Load



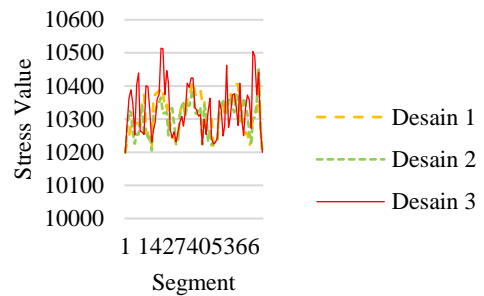
Gambar 5.Ekspasion Load

3.7 Analisa flange leakage

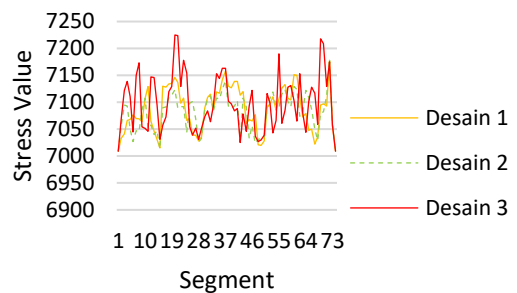
Dari perhitungan tegangan pada flange menggunakan software CAESAR II didapatkan nilai tegangan flange yang aman yakni dibawah batasan stress pada code ASME Sec. VIII Div. I.



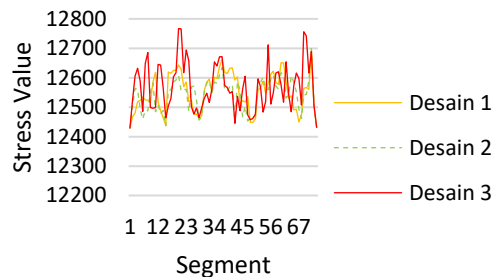
Gambar 6.Longitudinal Hub Stress



Gambar 7.Radial Flange Stress



Gambar 8.Tangential Flange Stress



Gambar 9.Bolting Stress

3.8 Biaya Material take off

Biaya pada desain baru M/RS lebih rendah daripada desain awal M/RS yakni Rp 4.219.647.903,00 (empat milyar dua ratus sembilan belas juta enam ratus empat puluh tujuh ribu sembilan ratus tiga) dan Rp 4.244.816.617,00. (empat milyar dua ratus empat puluh empat juta delapan ratus enam belas ribu enam ratus tujuh belas.

4. KESIMPULAN

Hasil dari pembahasan dan analisa yang telah dilakukan ini dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Desain baru sistem perpipaan M/RS didapatkan tiga desain alternatif dengan perbedaan jumlah, posisi, dan letak *support*. Ketiga desain alternatif memiliki nilai tegangan pipa dan *flange leakage* dibawah *allowable stress* yang diatur dalam *code ASME B31.3 "Process Piping"* dan *ASME Sec. VIII Div. I*. Dari tiga desain alternatif dipilih desain dengan 19 *support* yang memiliki nilai tegangan tertinggi akibat *sustained load* terjadi pada segment 8 yakni 11441 psi dengan *allowable stress* 22000 psi, akibat *expansion load* terjadi pada 3745,05 psi dengan *allowable stress* 39117,5 psi, akibat *hydrostatic test* terjadi pada segment 3 dengan nilai 15928 psi dengan *allowable stress* 52214,8 psi, akibat *operating* pada segment 8 dengan nilai 9905,25 psi dengan *allowable stress* 0 psi.
2. Analisa *flange leakage* pada desain sistem perpipaan M/RS masih dibawah *allowable stress* pada *code ASME Sec. VIII Div. I* dengan nilai tegangan *longitudinal hub stress* tertinggi berada pada *flange* nomor 20 sebesar 10926 psi dengan *allowable stress* sebesar 30000 psi, *radial flange stress* berada pada *flange* nomor 20 sebesar 10514 psi dengan *allowable stress* sebesar 20000 psi, *tangensial flange stress* tertinggi berada pada *flange* nomor 20 sebesar 7225 psi dengan *allowable stress* sebesar 20000 psi, *bolting stress* tertinggi berada pada *flange* nomor 8 sebesar 12700 psi dengan *allowable stress* sebesar 40000 psi.
3. Biaya pada desain baru dan awal memiliki selisih Rp 25.168.714,00 (dua puluh lima juta seratus enam puluh delapan ribu tujuh ratus empat belas).

5. DAFTAR NOTASI

L = *allowable pipe span*, (in)

Z = *modulus of section* pada pipa (in³)

S_h = *allowable tensile stress* pada material pipa (psi)

W = total berat dibagi panjang pipa (lb/in)

I = *area moment of inertia of pipe* (in⁴)

E = modulus elastisitas (psi)

S_L = tegangan longitudinal (psi)

S_H = tegangan ijin pada suhu maksimum (psi)

I_a = *sustained axial force index* (psi)

S_p = *longitudinal pressure stress* (psi)

S_a = *axial stress* (psi)

S_b = *bending stress* (psi)

S_t = *torsional stress* (psi)

S_E = tegangan akibat *expansion load* (psi)

S_A = *allowable displacement stress range* (psi)

f = *stress range reduction factor*

S_h = *basic allowable stress* pada temperatur metal max (psi)

S_c = temperatur metal min (psi)

i_a = *axial stress intensification factor* (psi)

S_{hyd} = *stress* akibat *hydrostatic test* (psi)

S_{yield} = *strength material* pada titik *yield* (psi)

S_H = *longitudinal hub stress* (psi)

S_f = *allowable stress material flange* (psi)

S_R = *radial flange stress* (psi)

S_T = *tangensial flange stress* (psi)

S_B = *bolting stress* (psi)

S_b = *allowable stress material bolt* (psi).

6. DAFTAR PUSTAKA

1. Agustinus, Donny. 2009. *Pengantar Piping Stress Analysis dengan Caesar II*. Jakarta. Entry Agustino Publisher
2. ASME. 2014. *ASME B31.3, Process Piping, ASME code for Pressure Piping*. The American Society of Mechanical Engineer. USA
3. ASME. 2013. *ASME B16.5, Pipe Flanges and Flanged Fittings*. The American Society of Mechanical Engineer. USA
4. ASME. 2013. *ASME Sec.VIII Div.1 Rules for Construction of Pressure Vessels, ASME Code for Boiler and Pressure Vessel*. The American Society of Mechanical Engineers. U.S.A.
5. Kannappan, Sam. 1985. *Introduction to Pipe Stress Analysis*. New York. Wiley Publication
6. Nayyar, Mohinder L. (1973). *Piping Handbook Seventh Edition*. New York: Mc Graw-Hill.
7. Peng, L.C. (1967). *Piping Stress Engineering*. Houston, Texas: Peng Engineering.
8. Tijara, Pratama. 2004. *Pelatihan Dasar Analisa Tegangan Pipa menggunakan Software COADE – CAESAR II*. USA. Coade I