

Analisa Redesain Pipe Support Terhadap Local Stress Shell Percabangan Nozzle Cylindrical Vessel Akibat Internal Pressure dan Pembebanan Line Pipe Proyek Tomori

Bagus Wahyu Dwi Putra^{1*}, Moh. Miftachul Munir², Sudyono³

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

Jurusan TBK, PPNS, Surabaya, Indonesia²

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia³

Email: bwahyu1994@gmail.com^{1*}; mas.munir@gmail.com²; sudyono2000@yahoo.com³

Abstrak

Desain jalur pipa gas 8"-HG-5001-6A, 8"-HG-5003-6A, dan 10"-HG-5002-6A terhubung dengan separator SNO-V-5301 proyek Tomori Sulawesi. Analisa desain jalur pipa tersebut terdapat overstress akibat sustained load. External load yang diterima separator akibat beban dari sistem perpipaan tersebut memungkinkan penyebab terjadinya kegagalan pada shell separator seperti tegangan berlebih. Tugas Akhir ini bertujuan mendesain support baru, dan menganalisa tegangan jalur pipa gas baru menggunakan software Caesar II sesuai code ASME B31.3, serta analisa local stress shell percabangan nozzle separator akibat internal pressure dan external load dari sambungan sistem perpipaan menggunakan standard WRC 107, teori von mises Mechanical Metallurgy George E. Dieter dan pemodelan finite element software Ansys dengan variasi geometri shell attachment pejal, hollow, dan opening nozzle, untuk memastikan stress yang terjadi tidak melebihi allowable stress material. Tegangan maksimum desain baru jalur pipa akibat sustained load (8.818,4 psi) dan expansion load (10.049,4 psi). Local stress pada shell nozzle inlet WRC 107 (19.326,97 psi) pada posisi Cl, selisih hasil dengan FEM pejal (0,994%), FEM hollow (2,846%), FEM opening nozzle (0,424%), dan von mises (1,149%). Sedangkan, local stress pada shell nozzle outlet WRC 107 (19.673,86 psi) pada posisi Cl, selisih hasil dengan FEM pejal (0,274%), FEM hollow (1,637%), FEM opening nozzle (0,706%), dan von mises (2,916%).

Kata kunci : Local stress shell nozzle, external load, tegangan sistem perpipaan, WRC 107, finite element method

1. PENDAHULUAN

Local stress yang terjadi pada shell percabangan nozzle pressure vessel separator akibat internal pressure dan external load line pipe proyek Tomori harus dianalisa karena dapat menyebabkan kegagalan.

Petrovic [5] melakukan analisa tegangan pada pembebanan sebuah cylindrical vessel dengan gaya aksial dan transversal yang terjadi pada ujung bebas dari nozzle. Hasil tegangan yang dihasilkan dari fungsi algebraic tidak lebih dari 12,5% dan +12,8% dari finiteelement. Kesimpulan dari perbedaan antara tegangan dari pembacaan strain gauge pada eksperimen dan perhitungan stress maksimal adalah 12%.

Weiss e Joost [10] melakukan penelitian mengenai beban lokal yang berasal dari sistem perpipaan. Pada kebanyakan kasus reaksi intersection dari socket dan vessel tidak diketahui. Mereka telah melakukan penelitian mengenai elasticfiniteelementanalysis yang dikombinasikan dengan investigasi eksperimen dan perbandingan hasil.

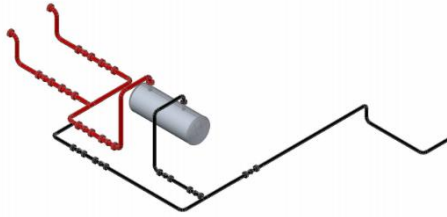
Andrade and others [9] melakukan analisa perbandingan antara metode WRC 107, WRC 297, dan finiteelementmethod dalam menentukan nilai local stress cylindrical shell/nozzle akibat externalloads. Untuk membuat perbandingan antara ketiga metode, model geometri pada nozzle yang digunakan adalah tanpa reinforcementplate.

Pada penelitian ini akan dianalisa tegangan *line pipe* desain lama dan desain baru proyek Tomori, serta pengaruhnya terhadap *local stress* yang terjadi pada *shell* percabangan *nozzle inlet* dan *nozzle outletseparator* SNO-V-5301. Selain itu, pada penelitian ini akan dilakukan perbandingan tiga metode yaitu WRC 107, teori *von misses*, dan *finite element method* dengan variasi geometri *attachment* pejal, *hollow* dan *opening nozzle*. Variasi geometri dilakukan karena formula yang terdapat pada WRC 107 untuk menghitung *local stress shell* pada percabangan *nozzle*, *nozzle* tersebut diibaratkan dengan *attachment* pejal. Sehingga perlunya analisa untuk membandingkan tiga metode tersebut dengan tiga variasi geometri.

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Desain jalur pipa gas 8"-HG-5001-6A, 8"-HG-5003-6A, dan 10"-HG-5002-6A terhubung dengan *separator* SNO-V-5301 proyek Tomori Sulawesi ditunjukkan pada **Gambar 1**.



Gambar 1. Desain *Line Pipe* dan *Separator* SNO-V-5301

2.2 Formula Matematika

Perhitungan *allowable pipe span*

Perhitungan *allowable pipe span* (L) [4] berdasarkan maksimum *stress* pada desain *support* sistem perpipaan dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (1) dan berdasarkan maksimum defleksi menggunakan Persamaan (2).

$$L = \sqrt{\frac{10 Z Sh}{w}} \quad (1)$$

$$L = \sqrt[4]{\frac{128 \Delta E I}{w}} \quad (2)$$

Perhitungan *local stress* WRC 107 [1]

Perhitungan parameter *cylindrical shell* (γ) dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (3) dan parameter *round attachment* (β) menggunakan Persamaan (4).

$$\gamma = \frac{R_m}{T} \quad (3)$$

$$\beta = \frac{0,875 r_o}{R_m} \quad (4)$$

Perhitungan nilai *Stress Concentration Factor for membrane load* (K_n) dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (5) dan nilai *Stress Concentration Factor for bending* (K_b) menggunakan Persamaan (6).

$$K_n = 1 + \left[\frac{1}{5,6 \frac{T}{r}} \right]^{0,65} \quad (5)$$

$$K_b = 1 + \left[\frac{1}{9,4 \frac{T}{r}} \right]^{0,8} \quad (6)$$

Perhitungan umum tegangan (σ_i) pada WRC 107 dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (7).

$$\sigma_i = K_n \frac{N_i}{T} \pm K_b \frac{6M_i}{T^2} \quad (7)$$

Perhitungan tegangan geser akibat momen torsi ($\tau_{\phi x}$) pada WRC 107 dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (8), tegangan geser akibat v_c ($\tau_{x\phi}$) menggunakan Persamaan (9) dan tegangan geser akibat v_L ($\tau_{\phi x}$) menggunakan Persamaan (10).

$$\tau_{\phi x} = \tau_{x\phi} = \frac{2M_T}{2\pi r_o T} \quad (8)$$

$$\tau_{x\phi} = \frac{v_c}{\pi r_o T} \cos \theta \text{ (maksimum)} \quad (9)$$

pada A dan B)

$$\tau_{\phi x} = \frac{v_L}{\pi r_o T} \sin \theta \text{ (maksimum)} \quad (10)$$

pada C dan D)

Perhitungan tegangan intensitas (S) pada WRC 107 dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (11) dan Persamaan (12).

jika τ tidak sama dengan 0,

$$S = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[0,5[\sigma_x + \sigma_\phi \pm \sqrt{(\sigma_x - \sigma_\phi)^2 + 4\tau^2}] + \sqrt{(\sigma_x - \sigma_\phi)^2 + 4\tau^2} \right] \quad (11)$$

jika $\tau = 0$,

$$S = \max(|\sigma_\phi|, |\sigma_\phi|, |\sigma_\phi - \sigma_\phi|) \quad (12)$$

Perhitungan tegangan *Von Misses* (σ_0)

Perhitungan tegangan *von misses* [2] dapat dihitung dengan menggunakan formula (13)

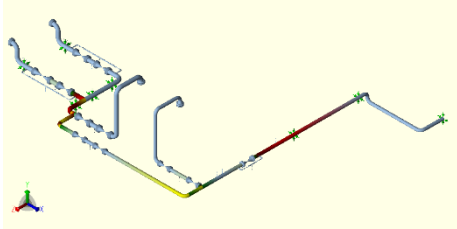
$$\sigma_0 = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y) + (\sigma_y - \sigma_z) + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\sigma_{xy}^2 + \sigma_{yz}^2 + \sigma_{xz}^2) \right]^{1/2} \quad (13)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Desain Sistem Perpipaan

Analisa desain *support lama line pipe* dan WRC 107

Berikut **Gambar 2**. Analisa desain *support lama line pipe*.



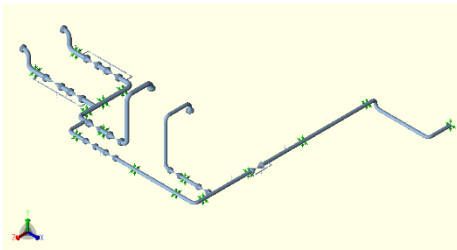
Gambar 2. Analisa Desain *Support Lama Line Pipe*

Dari hasil analisa *software* Caesar II tegangan terbesar pipa akibat *sustained load* (44.771,5 psi) di atas tegangan ijin material A106 gr B (20.000 psi), dan *expansion load* (633,9 psi) di bawah tegangan ijin ekspansi pipa (30.000 psi). Sehingga menyebabkan *local stress* WRC 107 [1] *nozzle inlet* (27639,86 psi) dan *nozzle outlet* (23369,04 psi) pada posisi Cu.

Desain dan analisa *support baru line pipe*

Dari hasil perhitungan Persamaan (1) dan Persamaan (2) didapatkan nilai *allowable pipe span* yang paling kecil antara *pipe span* maksimum *stress* dan defleksi yaitu sepanjang 15,03 m. Sehingga, terdapat penambahan 7 *support* U-bold.

Berikut **Gambar 3**. Analisa desain *support baru line pipe*



Gambar 3. Analisa Desain *Support Baru Line Pipe*

Dari hasil analisa *software* Caesar II tegangan terbesar pipa akibat *sustained load* (8.818,4 psi) di bawah tegangan ijin material A106 gr B (20.000 psi), dan *expansion load* (10.049 psi) di bawah tegangan ijin ekspansi pipa (44.774 psi). Sedangkan nilai defleksi terbesar (-0,456 inch) masih dibawah *allowable deflection* (1,5 inch).

3.2 Perhitungan WRC 107 Desain Baru *Line Pipe*

3.2.1 *Local Stress Shell Nozzle Inlet*

Beban *Nozzle*

Sambungan antara *line pipe* dan *nozzle separator* diibaratkan *Anchor* pada pemodelan *software* Caesar II. Maka didapat beban pada **Tabel 1** dan **Tabel 2**.

Tabel 1. Beban *Nozzle* Akibat *Sustained Load Line Pipe*

BEBAN NOZZLE AKIBAT BEBAN SUSTAIN LINE PIPE

No	Nozzle	WRC 107					
		VL (lb)	P (lb)	VC (lb)	ML (in.lb)	MT (in.lb)	MC (in.lb)
1	Inlet	2632	-6398	283	-49764	-181536	-418416
2	Outlet	263	-4736	745	-5844	-39000	-256608

Tabel 2. Beban *Nozzle* Akibat *Expansion Load Line Pipe*

BEBAN NOZZLE AKIBAT BEBAN EKSPANSI LINE PIPE

No	Nozzle	WRC 107					
		VL (lb)	P (lb)	VC (lb)	ML (in.lb)	MT (in.lb)	MC (in.lb)
1	Inlet	127	-3	-2	8232	-14388	-96
2	Outlet	6476	506	-40	16740	-38352	28356

Local stress nozzle inlet

Perhitungan *local stress shell* akibat *sustained load* dan *expansion load* dihitung menggunakan *standard* WRC 107 [1].

Hasil rangkuman *local stress shell* WRC 107 akibat *sustained load*, *expansion load* dan *internal pressure* terdapat pada **Tabel 3**.

Tabel 3. Rangkuman *local stress shell*

No	Type of Stress Int	Stress Values at (lb / sq.in)							
		Location	Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du
1	Circ. Pm (SUS)	17963.39	19063.39	17963.39	19063.39	17963.39	19063.39	17963.39	19063.39

2	Circ. PI (SUS)	37.30	37.30	51.33	51.33	65.05	65.05	8.41	8.41
3	Circ. Q (SUS)	87.32	-87.32	116.66	-116.66	554.22	-554.22	263.04	263.04
4	Circ. Q (EXP)	12.62	-0.27	21.61	-21.61	80.49	-904.67	752.74	651.05
5	Long. Pm (SUS)	89.81	89.81	89.81	898.170	8981.70	8981.70	8981.70	8981.70
6	Long. PI (SUS)	34.58	34.58	38.89	38.89	87.42	87.42	1.21	1.21
7	Long. Q (SUS)	12.82	-12.82	173.99	-173.99	322.89	-322.89	118.92	118.92
8	Long. Q (EXP)	1.25	-29.63	26.25	188.77	-571.76	356.64	368.24	-276.41
9	Shear Pm (SUS)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
10	Shear PI (SUS)	1.47	-1.47	-1.47	-1.47	2.29	2.29	-2.29	-2.29
11	Shear Q (SUS)	10.18	10.18	10.18	10.18	10.18	10.18	10.18	10.18
12	Shear Q (EXP)	13.80	13.80	20.79	20.79	24.34	24.34	10.24	10.24
13	Pm (SUS)	17.96	19.06	17.96	190.633	17963.39	19063.39	17963.39	19063.39
14	Pm + PI (SUS)	18.00	19.10	18.00	191.147	18028.45	19128.45	17971.80	19071.80
15	Pm + PI + Q (TOTAL)	18.63	19.31	17.24	190.785	17677.99	19326.97	18359.82	18733.53

Dari hasil perhitungan WRC 107 didapat nilai *local stress* pada *nozzle inlet* (19.326,97 psi) pada posisi CI.

3.2.2 Local Stress Shell Nozzle Outlet

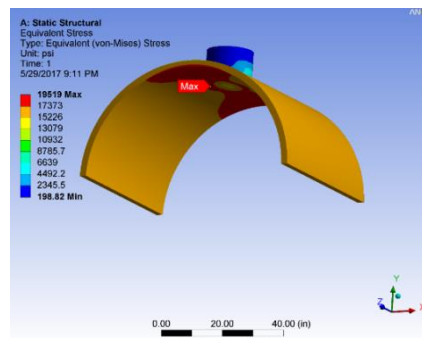
Dari hasil perhitungan WRC 107 didapat nilai *local stress* pada *nozzle outlet* (19.673,86 psi) pada posisi CI.

3.3 Perhitungan Tegangan Von Mises

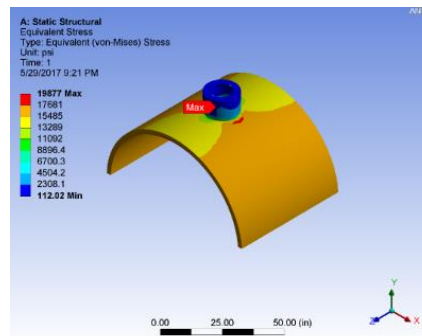
Dari hasil perhitungan Persamaan (13) dapat diketahui bahwa tegangan *von mises shell nozzle inlet* (19.104,858 psi) dan *nozzle outlet* (19.100,105 psi).

3.4 Hasil Analisa Finite Element Ansys Local Stress Shell Nozzle Inlet

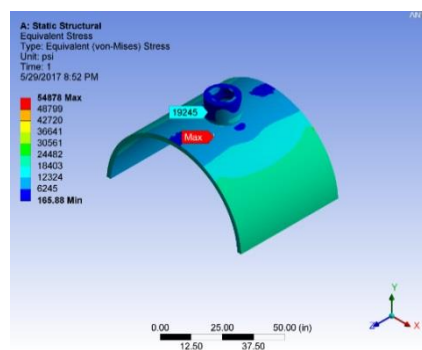
Equivalent stress terbesar **Gambar 4**. FEM Pejal (19.519 psi) pada posisi CI, **Gambar 5**. FEM *Hollow* (19.877 psi) pada posisi CI, **Gambar 6(a)** dan **Gambar 6(b)**. FEM *opening nozzle* (54.878 psi) pada posisi *edge* antara *shell* dan *opening nozzle* akibat *internal pressure*, akan tetapi pada posisi CI (19.245 psi). Nilai tersebut masih dapat diterima karena tidak melebihi nilai dari *allowables stress* yaitu 3SE [3] A516-70 (60000 psi).



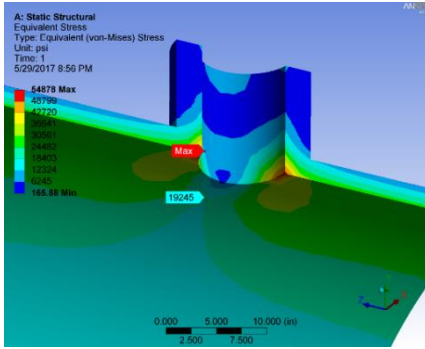
Gambar 4. FEM Pejal



Gambar 5. FEM *Hollow*



Gambar 6(a). FEM *Opening Nozzle*



Gambar 6(b).FEM *Opening Nozzle*

Local Stress Shell Nozzle Outlet

Equivalent stress terbesar FEM Pejal (19.620 psi) pada posisi Cl, FEM *Hollow* (19.996 psi) pada posisi Cl, dan FEM *opening nozzle*(54.810 psi) pada posisi *edge* antara *shell* dan *opening nozzle* akibat *internal pressure*, akan tetapi pada posisi Cl (19.535 psi). Nilai tersebut masih dapat diterima karena tidak melebihi nilai dari *allowables stress* yaitu 3SE [3] A516-70 (60000 psi).

4. KESIMPULAN

Dari pembahasan dan analisa yang telah dilakukan dapat diambil beberapa kesimpulan.

Tegangan terbesar pipa desain lama akibat *sustained load* (44.771,5 psi) di atas tegangan ijin material A106 gr B (20.000 psi), dan *expansion load* (633,9 psi) di bawah tegangan ijin ekspansi pipa (30.000 psi). Menyebabkan *local stress shell* WRC 107 *nozzle inlet* (27639,86 psi) dan *nozzle outlet* (23369,04 psi) pada posisi Cu.

Desain baru *line pipe* terdapat 7 penambahan *support* tipe U-bol dengan nilai maksimum *pipe span* sepanjang 15,03 m.

Tegangan terbesar pipa desain baru akibat *sustained load* (8.818,4 psi) di bawah tegangan ijin material A106 gr B (20.000 psi), dan *expansion load* (10.049 psi) di bawah tegangan ijin ekspansi pipa (44.774 psi). Sedangkan nilai defleksi terbesar (0,456 inch) pada arah -Y masih dibawah *allowable deflection* (1,5 inch).

Local stress akibat beban desain baru *line pipe* pada *shell nozzle inlet* WRC 107 (19.326,97 psi) pada posisi Cl, selisih dengan FEM pejal (0,994%), FEM *hollow* (2,846%), FEM *opening nozzle* (0,424%), dan *von misses* (1,149%). Sedangkan, *local stress* pada *shell nozzle outlet* WRC 107 (19.673,86 psi) pada posisi Cl, selisih dengan FEM pejal (0,274%), FEM *hollow* (1,637%), FEM *opening nozzle* (0,706%), dan *von misses* (2,916%).

5. DAFTAR NOTASI

5.1 Notasi *pipe span* dan WRC 107

L = *pipe span* (in)

i = arah sirkumferensial (ϕ)

arah longitudinal (x),

Z = *modulus section*(in³)

w = *total weight* (lb/in)

M_T = *moment torsi*

S_h = *allowable stress hot temp* (psi)

v_c = *concentrated shear load*

in the circumferential direction (lb)

Δ = *deflection* (in)

E = *modulus elasticity* (psi)

v_L = *concentrated shear load*

in the longitudinal direction (lb)

I = *moment inertia* (in⁴)

R_m = *rata rata radius shell* (in)

P = *internal pressure* (psi)

T = *tebal shell* (in)

K_n = *stress concentration factor for membrane load*

r_o = *outside radius attachment /nozzle* (in)

N_i = *tegangan membrane tiap satuan panjang arah i* (lb/in)

K_b = *stress concentration factor for bending*

M_i = *tegangan bending tiap satuan panjang arah i* (lb.in/in)

σ_x = *Longitudinal Stress* (psi)

N_i = *tegangan membrane tiap satuan panjang arah i* (lb/in)

σ_ϕ = *Circumferential Stress* (psi)

5.1 Notasi *von misses*

σ_x = *Circumferential Stress Shell* (psi)

$$\frac{P \times R}{T}$$

σ_y = *Longitudinal Stress Shell* (psi)

$$= \frac{P \times D}{4T}$$

σ_z = Tegangan Circumferential Nozzle + external load (psi)

σ_{xy} = Tegangan Geser v_c (psi)

σ_{yz} = Tegangan Geser v_L (psi)

σ_{xz} = Tegangan Geser Momen Torsi (psi)

Nozzle/Shell of Cylindrical Pressure Vessel under Internal Pressure and External Loads in Nozzle. International Journal of Engineering and Applications. www.ijera.com, 84-91

Weiss, E, Joost, H. (1997). *Local And Global Flexibility of Nozzle-to-Vessel-Intersection Under Local Loads as Boundary Conditions For Piping System Design.* Dortmund. Internasional Journal of Pressure Vessels and Piping Elsevier.

6. DAFTAR PUSTAKA

Wichman, K. R., Hopper, A. G., & Mershon, J. L. (1979). *Local Stresses in Spherical and Cylindrical Shells due to External Loadings.* New York: WELDING RESEARCH CAUNCIL 107

George E. Dieter, Jr. (1961). *Mechanical Metallurgy.* New York, Toronto, London: MCGRAW-HILL BOOK COMPANY.

Moss Dennis R. (2003). *Pressure Vessel Design Manual Third Edition.* California : Gulf Professional Publishong is an imprint of Elsevier.

Peng, L. C., & Peng, T.L. (2009). *Pipe Stress Engineering.* Houston: ASME Press.

Petrovic, Aleksandar. (2011). *Stress Analysis In Cylindrical Pressure Vessels with Loads applied to the free end of a nozzle.* Internasional Jurnal of Pressure Vessel and Piping, 9, Elsevier.

Process Piping ASME Code Pressure Piping B31.3. (2008). The American Society of Mechanical Engineers.

ASME Boiler and Pressure Vessel Code : Section VIII, Division I. (2007). New York. The American Society of Mechanical Engineers.

Properties (Customary) Materials ASME II Part D. (2011). The American Society of Mechanical Engineers.

Andrade, T. L., Paula, W. A., Junior, P. A., & Almeida, M. (2015). *Analysis of Stress in*