

ANALISIS FLEKSIBILITAS PADA SAMBUNGAN SISTEM PEMIPAAN DENGAN BUKAAN SHELL TANGKI DILUTION T100-03 PROSES PRODUKSI YELLOW CAKE BERDASARKAN STANDARD API 650

Budi Santoso, Hana Subhiyah
Pusat Rekayasa Fasilitas Nuklir (PRFN) – BATAN
E-mail : ibed.santos@yahoo.com

ABSTRAK

ANALISIS FLEKSIBILITAS PADA SAMBUNGAN SISTEM PEMIPAAN DENGAN BUKAAN SHELL TANGKI DILUTION T100-03 PROSES PRODUKSI YELLOW CAKE BERDASARKAN API STANDARD 650. Untuk melakukan analisa fleksibilitas terhadap sistem pemipaan diperlukan data/informasi tentang kekakuan di setiap koneksi antar pipa dengan unit operasi, seperti tangki. Khusus untuk tangki, koneksi antar pipa dengan tangki biasanya menggunakan nozzle, karena itu data tentang kekakuan di sekitar nozzle tangki harus ada untuk masukan pada analisis fleksibilitas pipa. Dari hasil perhitungan didapat nilai koefisien kekakuan sebesar $K_R = 3,65 \times 10^4$ N.mm, $K_L = 3,3 \times 10^5$ N.mm/rad dan $K_C = 6,7 \times 10^5$ N.mm/rad. Pertumbuhan shell ke arah radial adalah $W = 0,66$ mm dan Rotasi Shell tangki adalah $\theta = -0,001$ rad. Hasil perhitungan Caesar II menunjukkan untuk F_x , F_y , F_z masing-masing sebesar 30 N, -493 N, -11 N. Sedangkan untuk moment M_x , M_y , M_z masing-masing sebesar -97 Nmm, 39 Nmm, 457 Nmm. Gaya dan moment hasil keluaran caesar di masukkan dalam persamaan untuk penentuan F_R , M_L , dan M_C . Dari hasil perhitungan Caesar II didapat nilai F_R , M_L , dan M_C sebesar 2,31E-02 N, 6,22E-03 N.mm, 2,69E-04 N.mm. Batas beban eksternal F_R , M_L , dan M_C berdasarkan API 650 masing-masing sebesar 170,35 N, $9,6 \times 10^4$ N.mm, $5,06 \times 10^4$ N.mm. Beban sistem pemipaan eksternal F_R , M_L , dan M_C yang dikenakan pada bukaan shell masih dalam batas yang diijinkansehingga kondisi ini dinyatakan aman untuk diinstal.

Kata kunci: Kekakuan, Nozzle Tank, API 650, Caesar II

ABSTRACT

FLEXIBILITY ANALYSIS OF PIPING SYSTEMS IN CONNECTION WITH DILUTION TANK SHELL OPENINGS T100-03 YELLOW CAKE PRODUCTION PROCESS BASED ON API STANDARD 650. To perform the analysis of the piping system flexibility required data / information about the stiffness in each pipe connection between the operating units, such as tanks. Especially for tanks, pipe connections between the tanks used to use nozzle, therefore data on stiffness around the nozzle - the tank must be presented to enter the pipe flexibility analysis. Obtained from the calculation of the value of the stiffness coefficient $K_R = 3.84 \times 10^4$ N.mm, $K_L = 2.08 \times 10^{10}$ N.mm/rad dan $K_C = 5.63 \times 10^{10}$ N.mm/rad. Shell growth to the radial direction is $W = 57.70$ mm and Rotation Shell tank is $\theta = -0.0311$ rad. Caesar II calculation results show for F_x , F_y , F_z respectively 30 N, -493 N, -11 N. As for the moment in M_x , M_y , M_z , respectively -97 Nmm, 39 Nmm, 457 Nmm. Force and moment results in output caesar to put in the equation for the determination of F_R , M_L , and M_C . From the results obtained values F_R , M_L , and M_C of 2.31E-02 N, 6.22E-03 N.mm, 2.69E-04 N.mm.. Limit load external piping system F_R , M_L , and M_C based API 650 respectively 170.35 N, 9.6×10^4 N.mm, 5.06×10^4 N.mm. External piping system loads F_R , M_L , and M_C imposed on shell openings still within allowable limits so that this condition is declared safe to be installed.

Keywords: Coefficient of stiffnes, Nozzle-Tank, Force, Moment, API 650.

1. PENDAHULUAN

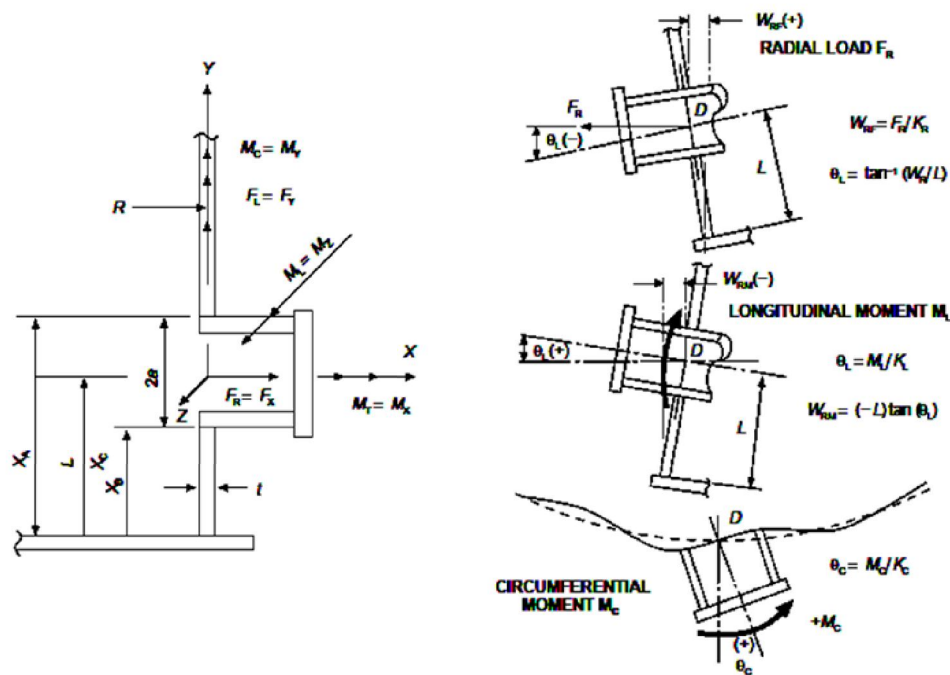
Perancang sistem pemipaan sering berhadapan dengan kenyataan untuk mendesain sistem pemipaan yang terletak antara dua atau lebih alat/unit operasi proses yang jarak antar komponen cukup sempit, sehingga tidak banyak kebebasan untuk

manuver routing sistem pemipaan, selain itu pada lokasi itu ada komponen lain yang tidak boleh digeser. Sementara itu, sistem pemipaan haruslah didesain se-*flexible* mungkin untuk mengakomodasi pergerakan pipa (*movement*) akibat kondisi operasional seperti ekspansi atau kontraksi pipa (karena efek termal, tekanan fluida dll). Jika fleksibilitas sistem pemipaan tidak dapat mengakomodasi pergerakan pipa (pemuaihan, pengkerutan) agar berada dalam batas aman sesuai desain, maka beberapa kemungkinan berikut ini dapat terjadi, antarlain kegagalan pada material pipa karena *overstress* maupun *fatigue*, terjadi *overstress* pada *pipe support* atau titik tumpuan, terjadi kebocoran pada sambungan *flanges* maupun *valves*, terjadi kerusakan material di *Nozzle Equipment* (*Pump, Tank, Pressure Vessel, Heat Exchanger*).

Untuk melakukan analisis fleksibilitas terhadap sistem pemipaan seperti kondisi di atas diperlukan data/informasi tentang kekakuan di setiap koneksi antar pipa dengan unit operasi, seperti tangki. Khusus untuk tangki, koneksi antar pipa dengan tangki biasa menggunakan *nozzle*, karena itu data tentang kekakuan di sekitar *nozzle* – tangki harus ada untuk masukan pada analisis fleksibilitas pipa. Data kekakuan tersebut biasanya “melekat” pada alat (tangki), artinya data akan didapat bila sudah ada kepastian pembelian tangki (dari *vendor*), sebaliknya bila belum ada kepastian pembelian, data tangki tidak akan diberikan. Untuk mendapatkan data ini perlu dicari dengan cara lain, tapi yang dapat dipertanggungjawabkan. Makalah ini dibuat untuk tujuan mempublikasikan solusi masalah di atas, dengan menggunakan suatu asumsi bahwa pihak manufaktur/pabrikasi tangki mendesain dan membuat tangki pasti menggunakan standart, dalam hal ini katakanlah menggunakan *API Standard 650* dan desainer sistem pemipaan juga menggunakan *API Standard 650* untuk menentukan kekakuan tangki^[1]. Dengan demikian ada titik temu yang akan dijadikan permasalahan dalam makalah ini. Dalam makalah ini tangki yang digunakan adalah tangki dilution (T100-03) pada proses produksi *yellow cake*.

1.1. TEORI

Beban yang bekerja pada sistem pemipaan terbagi atas beban internal dan external. Beban internal berasal dari antarlain berat pipa, berat fluida, beban karena ekspansi- kontraksi termal, sedangkan beban eksternal dapat berasal dari beban luar apa saja yang memberikan beban ke sistem pemipaan, seperti kekakuan tangki, pompa, seismik dll. Perancangan sistem pemipaan yang berhubungan dengan sistem di luar pipa (*external piping system*), seperti koneksi dengan dinding tangki sering menimbulkan permasalahan dalam analisis di daerah koneksi antara sistem pemipaan dan saluran masuk tangki (*tank opening connection*), seperti *nozzle tank*. Ada beberapa faktor yang harus dipertimbangan pada *interfacing* ini, yaitu kekakuan dinding tangki/*shell*, defleksi radial, dan *meridional rotation of shell opening* yang diakibatkan oleh *head* dari *liquid* dalam tangki (*product head*), tekanan, temperatur yang serba sama atau berbeda antara *shell* dan alas tangki. Ada tiga gaya dan tiga *moment* yang dapat diterapkan pada daerah koneksi antara pipa dan tangki, tapi hanya satu gaya yaitu F_R gaya dorong radial yang bekerja pada bagian tengah permukaan sambungan pipa dan dua *moment* yaitu M_C *moment* keliling dan M_L *moment longitudinal* yang bekerja pada bagian tengah permukaan *shell* tangki, yang berpengaruh signifikan terhadap deformasi *shell*/dinding dan yang ada hubungannya dengan beban pipa. Berikut disajikan salah satu cara untuk menentukan beban eksternal yang bekerja pada *nozzle shell* tangki, yaitu dengan cara *limit loads*, beban ini yang akan menjadi masukan dalam analisis fleksibilitas sistem pemipaan^[2]. Untuk lebih jelas tentang penamaan beban pemipaan dan deformasi pada bukaan *shell* tangki dapat dilihat pada Gambar 1 di bawah ini.



Gambar 1. Beban Pemipaan dan Deformasi pada Bukaan Shell Tangki^[3]

1.1. Kekakuan Nozzle

Akibat adanya beban sistem pemipaan F_R , M_C dan M_L pada daerah koneksi pipa-tangki lihat Gambar 1, sehingga dalam perhitungan digunakan koefisien kekakuan yang bersesuaian dengan beban-beban tersebut yaitu, K_R, K_C, K_L . Nilai K_R, K_C, K_L didapat dari Gambar 2.a, 2.b, dan 2.c.

1.2. Defleksi dan Rotasi Shell

1.2.1. Radial Growth Shell

Radial growth shell tangki ke arah radial-keluar dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut^[4]:

Dalam satuan Si

$$W = \frac{9.8 \times 10^{-6} GHR^2}{E_t} x \left[1 - e^{-\beta L} \cos(\beta L) - \frac{L}{H} \right] + \alpha R \Delta T \dots\dots\dots(1)$$

Dalam satuan US Customary

$$W = \frac{0.036 GHR^2}{E_t} x \left[1 - e^{-\beta L} \cos(\beta L) - \frac{L}{H} \right] + R \Delta T \dots\dots\dots(2)$$

- Dengan w = Pertumbuhan radial-keluar shell (mm)(in)
- G = berat jenis cairan
- R = Radius tangki (mm)(in)
- E_t = Modulus Elastisitas (MPa)(lbf/in²)
- β = parameter Karakteristik, $1.285/(Rt)^{0.5}$ (1/mm)(1/in)

L = Jarak vertical dari garis tengah ke tangki bawah (mm)(in)
H = maksimum pengisian tinggi tangki (mm)(in)
 ΔT = Beda temperature antara design dan operasi ($^{\circ}C$) ($^{\circ}F$)

1.2.2. Rotasi *shell* tangki

Rotasi *shell* tangki di daerah tengah sambungan *nozzle-shell* akibat produk dalam tangki dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut^[4]

Dalam satuan SI

$$\Theta = \frac{9.8 \times 10^{-6} GHR^2}{E_t} x \left[\frac{1}{H} - \beta e^{-\beta L} (\cos(\beta L) + \sin(\beta L)) \right] \dots\dots\dots(3)$$

Dalam satuan US Customary

$$\Theta = \frac{0.036 GHR^2}{E_t} x \left[\frac{1}{H} - \beta e^{-\beta L} (\cos(\beta L) + \sin(\beta L)) \right] \dots\dots\dots(4)$$

Dengan θ = Rotasi *shell* akibat produk dalam tangki (radian)

G = berat jenis cairan

R = Radius tangki (mm)(in)

E_t = Modulus Elastisitas (MPa)(lbf/in²)

β = parameter Karakteristik , $1,285/(Rt)^{0.5}$ (1/mm)(1/in)

L = Jarak vertical dari garis tengah ke tangki bawah (mm)(in)

H = maksimum pengisian tinggi tangki (mm)(in)

1.3. Penentuan Beban pada *Nozzle*

Rumus-rumus berikut menunjukkan hubungan antara deformasi elastik pada daerah sambungan dan beban pemipaian eksternal.^[4]

$$W_R = \frac{F_R}{K_R} - L \tan\left(\frac{M_L}{K_L}\right) + w \dots\dots\dots(5)$$

$$\Theta_L = \frac{M_L}{K_L} - \tan^{-1}\left(\frac{L R}{L K_R}\right) + \Theta \dots\dots\dots(6)$$

$$\Theta_C = \frac{M_C}{K_C} \dots\dots\dots(7)$$

K_R , K_L , dan K_C adalah koefisien kekakuan *shell* tangki didapat dari Gambar 2a, 2b, dan 2c. W_R , Θ_L , Θ_C adalah resultan dari defleksi radial dan rotasi *shell* akibat dari beban pemipaian F_R , M_L , dan M_C .

1.4. Penentuan Beban yang Diijinkan

1.4.1. Konstruksi Nomograms

Penentuan besaran tak berdimensi $X_A / (R t)^{0.5}$, $X_B / (R t)^{0.5}$ dan $X_C / (R t)^{0.5}$ untuk konfigurasi bukaan yang dipertimbangkan. Buat garis batas b_1 dan b_2 dengan cara masing –masing membentuk sudut 45 $^{\circ}$ terhadap absis dan ordinat. Garis batas C_1, C_2 dan C_3 harus dibangun dengan sudut 45 $^{\circ}$ melalui nilai perhitungan pada daerah X positif⁽²⁾.

1.4.2. Penentuan beban yang diijinkan

Nilai F_R , M_L , dan M_C hasil dari analisis pemipaian digunakan untuk menentukan $\left(\frac{\lambda}{2Y_F}\right)\left(\frac{F_R}{F_P}\right)$, $\left(\frac{\lambda}{aY_L}\right)\left(\frac{M_L}{F_P}\right)$, dan $\left(\frac{\lambda}{aY_C}\right)\left(\frac{M_C}{F_P}\right)$. Plot nilai $\left(\frac{\lambda}{2Y_F}\right)\left(\frac{F_R}{F_P}\right)$, $\left(\frac{\lambda}{aY_L}\right)\left(\frac{M_L}{F_P}\right)$ dan $\left(\frac{\lambda}{2Y_F}\right)\left(\frac{F_R}{F_P}\right)$, $\left(\frac{\lambda}{aY_C}\right)\left(\frac{M_C}{F_P}\right)$ pada nomogram. Beban sistem pemipaian eksternal F_R , M_L , dan

M_C yang dikenakan pada bukaan *shell*, nilai ini diterima jika ke dua point yang ditentukan di atas terletak dalam batas nomogram.

2. METODOLOGI

2.1 Perhitungan Koefisien Kekakuan

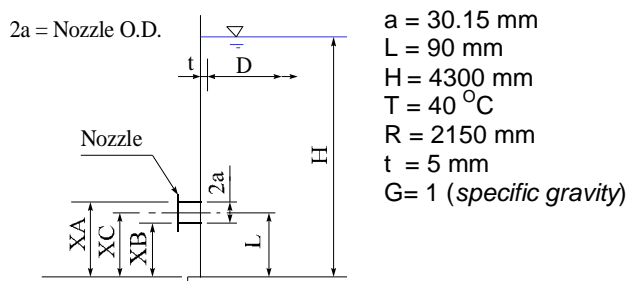
Data tangki yang digunakan dalam perhitungan kali ini adalah tangki *dilution* (T100-03) pada Sistem Proses Produksi Pabrik *Yellow Cake*^[5]. Setelah data tangki diketahui kemudian dihitung nilai K_R , K_L , K_C namun terlebih dahulu di hitung nilai R/t , a/R dan L/a . Nilai R/t , a/R dan L/a untuk membaca grafik di gambar 2.a. untuk mendapatkan nilai K_R , untuk mendapatkan nilai K_L dengan membaca grafik di gambar 2.b. dan untuk mendapatkan nilai K_C dengan membaca grafik di gambar 2.c. nilai R/t merupakan sumbu x ditarik garis ke atas sesuai dengan nilai a/R , setelah itu ditarik sesuai sumbu x hingga berpotongan dengan sumbu y. Sumbu y inilah yang di dapatkan untuk perhitungan mendapatkan nilai K_R , K_L , K_C .

2.2 Perhitungan Beban yang Diijinkan

Nilai Y_C didapatkan dari gambar 4.a. sedangkan untuk mendapatkan nilai Y_F dan Y_L didapatkan dari gambar 4.b. Namun terlebih dahulu harus dihitung $\lambda = a/(Rt)^{0.5}$ sebagai sumbu x, sedangkan nilai Y_C , Y_F , Y_L sebagai sumbu y yang telah berpotongan dengan grafik di gambar 4.a. dan gambar 4.b.

3. Hasil dan Pembahasan

3.1. Data Tangki (T100-03) dapat dilihat pada gambar 2.^[5]



Gambar 2. Data tangki

3.2 Perhitungan Koefisien Kekakuan

$$R/t = 2150/5 = 430$$

$$a/R = 30.15/2150 = 0.014$$

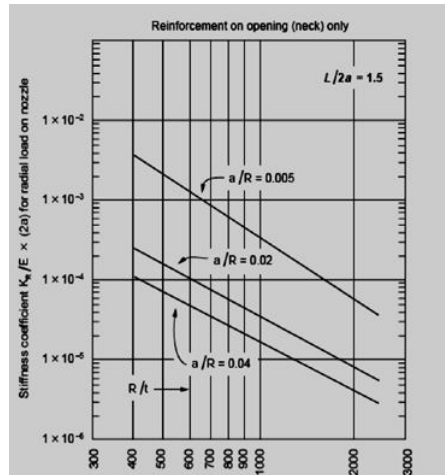
$$L/2a = 90/60.3 = 1.49$$

Dari perhitungan didapat nilai a/R sebesar 0.014 dan nilai R/t sebesar 430. Garis a/R dihubungkan dengan R/t sebagai sumbu x maka didapatkan nilai $\frac{K_R}{E(2a)}$ sebesar 3×10^{-3} sebagai sumbu y.

$$\frac{K_R}{E(2a)} = 3 \times 10^{-3}$$

$$K_R = (3 \times 10^{-3})(201916 \text{ N/mm}^2)(60,3 \text{ mm})$$

$$= 3,65 \times 10^4 \text{ N.mm}$$



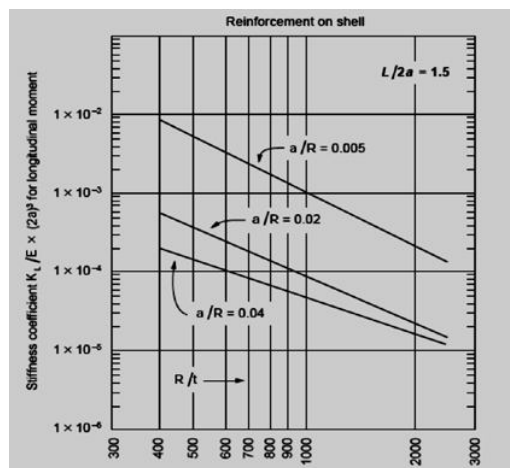
Gambar 3.a. Koefisien Kekakuan Untuk Beban Radial:
Reinforcement in Nozzle Neck Only (L/2a = 1.5)^[4]

Untuk beban momen longitudinal dari gambar 3.b. diperoleh nilai $\frac{K_L}{E(2a)^3}$ sebesar 7,46 $\times 10^{-3}$

$$\frac{K_L}{E(2a)^3} = 7,46 \times 10^{-3}$$

$$K_L = (7,46 \times 10^{-3})(201916 \text{ N/mm}^2)(60,3\text{mm})^3$$

$$= 3,3 \times 10^5 \text{ N.mm/rad}$$



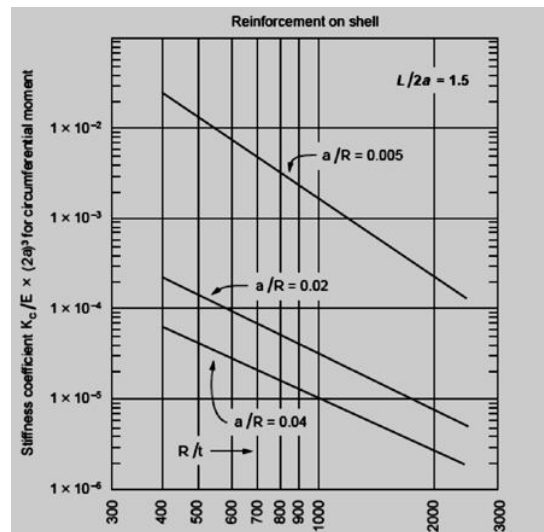
Gambar 3.b. Koefisien Kekakuan Untuk Longitudinal Moment:
Reinforcement in Nozzle Neck Only (L/2a = 1.5)^[4]

Untuk beban momen *circumferential* dari gambar 2c diperoleh $\frac{K_C}{E(2a)^3}$ sebesar $1,51 \times 10^{-2}$

$$\frac{K_C}{E(2a)^3} = 1,51 \times 10^{-2}$$

$$K_C = (1,51 \times 10^{-2})(201916 \text{ N/mm}^2)(60,3\text{mm})^3$$

$$= 6,7 \times 10^5 \text{ N.mm/rad}$$



Gambar 3.c. Koefisien Kekakuan untuk Circumferential Moment Reinforcement in Nozzle Neck Only ($L/2a = 1.5$)^[4]

Tabel 1. Koefisien Modulus Elastisitas dan Thermal Expansi^[4]

Design Temperature		Modulus of Elasticity MPa (psi) E	Thermal Expansion Coefficient ^a [mm × 10 ⁻⁶ /(mm-°C)] (inches × 10 ⁻⁶ per inch-°F)
°C	°F		
20	70	203,000 (29,500,000)	—
90	200	199,000 (28,800,000)	12.0 (6.67)
150	300	195,000 (28,300,000)	12.4 (6.87)
200	400	191,000 (27,700,000)	12.7 (7.07)
260	500	188,000 (27,300,000)	13.1 (7.25)

3.3 Perhitungan Growth Shell ke arah radial

Perhitungan *Growth shell* di pusat koneksi bukaan ke arah radial yang dihasilkan dari *expansi thermal* ditentukan sesuai persamaan di bawah :

$$\beta = \frac{1.285}{(Rt)^{0.5}} = \frac{1.285}{(2150 \times 5)^{0.5}} = 0,0124 \text{ mm}$$

$$\beta L = (0,0124) \times (90) = 1,116 \text{ rad}$$

$$W = \frac{9,8 \times 10^{-6} GHR^2}{Et} \times \left[1 - e^{\beta L} \cos(\beta L) - \frac{L}{H} \right] + \alpha R \Delta T$$

$$W = \frac{9,8 \times 10^{-6} (1)(4300)(2150)^2}{(201916)(5)} \times \left[1 - e^{1,116} \cos(1,116) - \frac{90}{4300} \right] + (1,168 \times 10^{-5})(2150)(20)$$

$$W = 0,66 \text{ mm}$$

3.4 Perhitungan Rotasi *Shell* Tangki

Perhitungan Rotasi *shell* di pusat koneksi antara *nozzle* dan *shell* yang dihasilkan ditentukan sesuai persamaan di bawah:

$$\Theta = \frac{9,8 \times 10^{-6} GHR^2}{Et} x \left[\frac{1}{H} - \beta e^{\beta L} (\cos(\beta L) + \sin(\beta L)) \right]$$

$$\Theta = \frac{9,8 \times 10^{-6} (1)(4300)(2150)^2}{(201916)(5)} x \left[\frac{1}{4300} - 0,0124 e^{1,116} (\cos(1,116) + \sin(1,116)) \right]$$

$$\Theta = -0,001 \text{ rad}$$

3.5 Perhitungan Beban yang Dijinkan

Perhitungan beban yang diijinkan X_A, X_B, X_C dapat dilihat melalui persamaan di bawah ini:

$$\lambda = \frac{a}{(Rt)^{0.5}} = \frac{30,15}{((2150)(5))^{0.5}} = 0,29$$

Dari gambar 4a dan 4b diperoleh nilai Y_L, Y_F dan Y_C sebesar

$$Y_L = 6,01$$

$$Y_F = 1,6 \text{ mm}$$

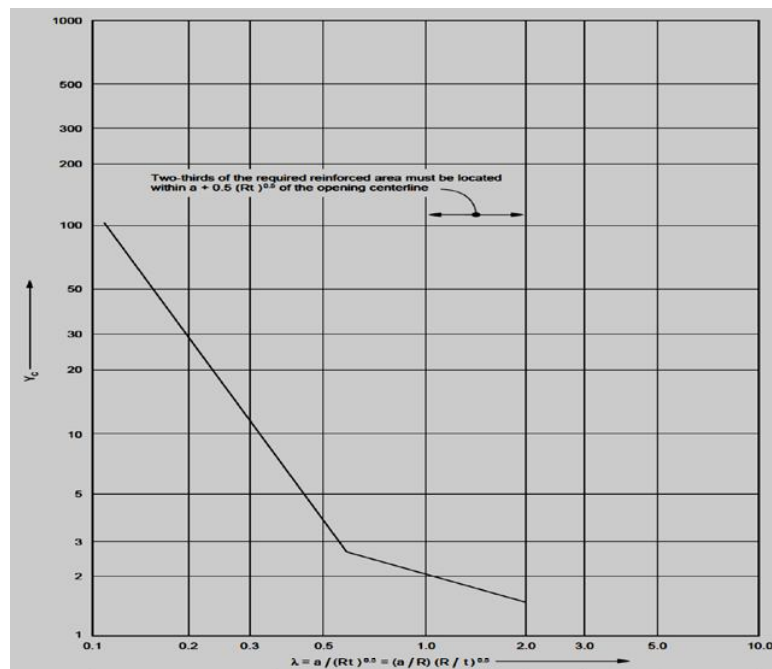
$$Y_C = 11,9 \text{ mm}$$

Dari data tangki didapat nilai $X_A, X_B,$ dan X_C

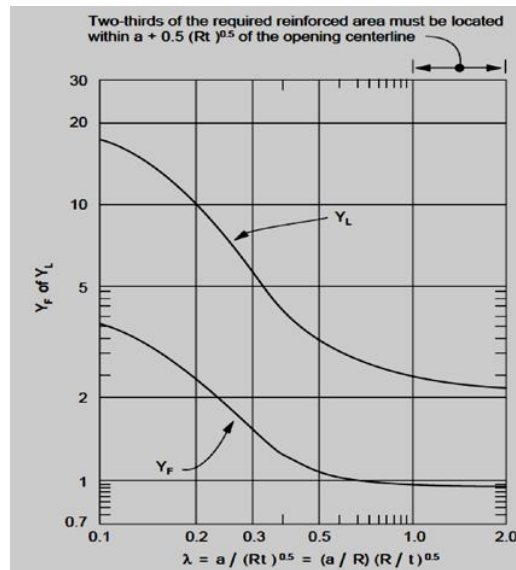
$$X_A = L + a = 90 + 30,15 = 120,15 \text{ mm}$$

$$X_B = L - a = 90 - 30,15 = 59,85 \text{ mm}$$

$$X_C = L = 90 \text{ mm}$$



Gambar 4.a. Koefisien Y_c ^[4]



Gambar 4.b. Koefisien Y_F dan Y_L ^[4]

$$\frac{X_A}{(Rt)^{0.5}} = \frac{120,15}{((2150)(5))^{0.5}} = 1,16, \quad \frac{X_B}{(Rt)^{0.5}} = \frac{59,85}{((2150)(5))^{0.5}} = 0,58,$$

$$\frac{X_C}{(Rt)^{0.5}} = \frac{90}{((2150)(5))^{0.5}} = 0,87$$

➤ Kontruksi Nomogram

$$1,0 - 0,75 \frac{X_A}{(Rt)^{0.5}} = 1,0 - (0,75)(1,16) = 0,131$$

$$1,0 - 0,75 \frac{X_B}{(Rt)^{0.5}} = 1,0 - (0,75)(0,58) = 0,567$$

$$1,0 - 0,75 \frac{X_C}{(Rt)^{0.5}} = 1,0 - (0,75)(0,87) = 0,349$$

$$F_p = P\pi a^2 = (9800)(1)(4,3 - 0,09)(3,14)(0,03015)^2 = 118 \text{ N}$$

➤ Perhitungan $F_{R \max}$

$$\frac{\lambda}{2Y_F} \left(\frac{F_R}{F_p} \right) = \frac{0,29}{(2)(1,6)} \left(\frac{F_R}{118} \right) = 7,69 \times 10^{-4} F_R \leq 0,131$$

$$F_{R \max} = \frac{0,131}{7,69 \times 10^{-4}} = 170,35 \text{ N}$$

➤ Perhitungan $M_{C \max}$

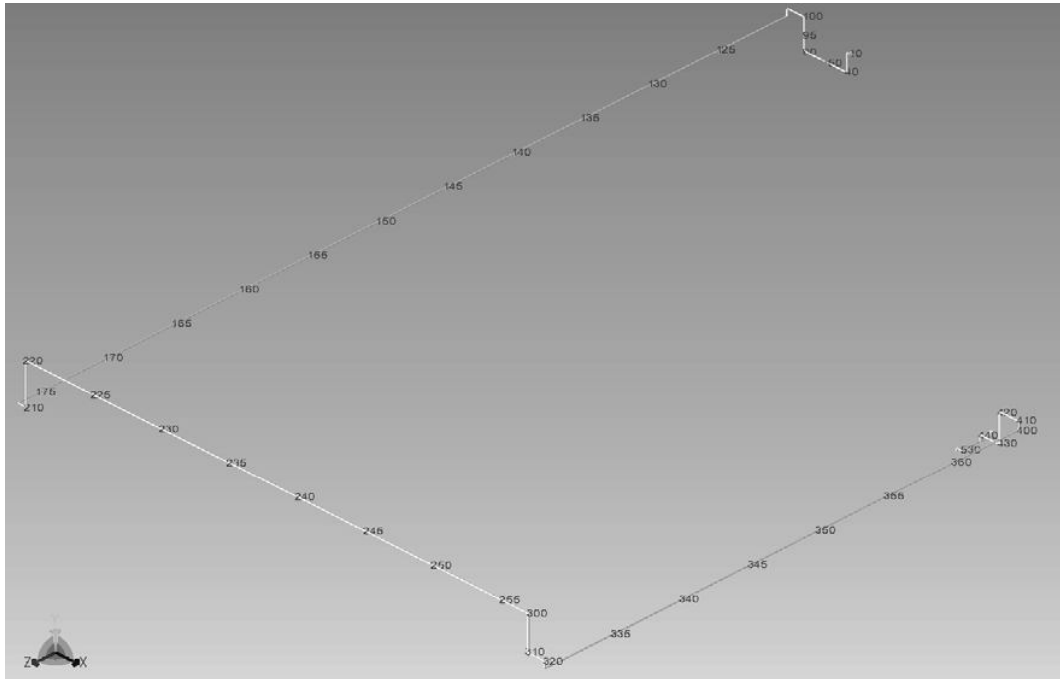
$$\frac{\lambda}{aY_C} \left(\frac{M_C}{F_p} \right) = \frac{0,29}{(30,15)(11,9)} \left(\frac{M_C}{118} \right) = 6,89 \times 10^{-6} M_C \leq 0,349$$

$$M_{C \max} = \frac{0,349}{6,89 \times 10^{-6}} = 5,06 \times 10^4 \text{ N.mm}$$

➤ Perhitungan M_{Lmax}

$$\frac{\lambda}{aY_L} \left(\frac{M_L}{F_p} \right) = \frac{0,29}{(30,15)(6,01)} \left(\frac{M_L}{118} \right) = 1,36 \times 10^{-5} M_L \leq 0,131$$

$$M_{Lmax} = \frac{0,131}{1,36 \times 10^{-5}} = 9,6 \times 10^4 \text{ N.mm}$$



Gambar 5. Pemodelan dengan menggunakan caesar II

Koefisien kekakuan beban radial (K_R), *Longitudinal moment* (K_L), *Circumferential moment* (K_C), dimasukkan sebagai inputan *stiffness* pada sambungan tangki-*nozzle* yang akan dianalisis. Gambar 5 merupakan rangkaian pipa yang akan dianalisis sambungan tangki-*nozzle*. Nilai koefisien K_R , K_L , K_C dari hasil hitungan dimasukkan di *node* 10 pada inputan caesar. Setelah dilakukan analisis pipa dan tidak di temukannya *over stress* kemudian di lihat gaya dan *moment* yang terjadi pada sambungan tangki-*nozzle*. Hasil caesar menunjukkan gaya yang terjadi di F_x , F_y , F_z masing-masing sebesar 30 N, -493 N, -11 N. Sedangkan untuk *moment* di M_x , M_y , M_z masing-masing sebesar -97 Nmm, 39 Nmm, 457 Nmm. Gaya dan momen hasil running caesar di masukkan dalam persamaan perhitungan F_{Rmax} , M_{Lmax} , dan M_{Cmax} untuk penentuan F_R , M_L , dan M_C . Dari hasil Caesar didapat nilai F_R , M_L , dan M_C sebesar $2,31E-02$ N, $6,22E-03$ N.mm, $2,69E-04$ N.mm. Kemudian dibandingkan dengan hasil perhitungan berdasarkan standar API 650. Beban sistem pemipaan eksternal F_R , M_L , dan M_C yang dikenakan pada bukaan *shell* masih dalam batas yang diijinkan karena terletak dalam batas nomogram.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil dan pembahasan dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Batas Beban sistem pemipaan eksternal F_R , M_L , dan M_C berdasarkan API 650 masing-masing sebesar **170,35 N**, **$9,6 \times 10^4$ N.mm**, **$5,06 \times 10^4$ N.mm**
2. Beban sistem pemipaan eksternal F_R , M_L , dan M_C yang dikenakan pada bukaan *shell* masih dalam batas yang diijinkan karena terletak dalam batas nomogram.

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] SHERWOOD, DAVID R., *The Piping Guide*, Syntex Book Coy, San Fransisco, 1976.
- [2] SAM KANNAPAN, PE., *Introduction To The Pipe Stress Analysis*, John Wiley & Sons, New York, 1985.
- [3] HANA SUBHIYAH, BUDI SANTOSO, *Evaluasi Beban Nozzle Pompa Pada Sistem Pendingin Primer Reaktor Riset Triga MarkII Bandung*, Jurnal perangkat Nuklir Volume 5 Nomor 2, Serpong, November 2011.
- [4] API Standard 650, *Welded Tanks for Oil Storage*, Appendix P Allowable External Loads on Tank *Shell* Openings, Eleventh Edition, June 2007.
- [5] SUSANTO BG, dkk, *Laporan Basic Design Sistem Proses Produksi Pabrik Yellow Cake dari Uranium Hasil Samping Produk Asam Fospat*, 2012.