

ANALISA STRESS PIPELINE BAWAH LAUT PADA SETURIAN OFFSHORE

Syamsurrijal Ramdja
Pusat Rekayasa Perangkat Nuklir - BATAN
e-mail: samramja@batan.go.id

ABSTRAK

ANALISA STRESS PIPELINE BAWAH LAUT PADA SETURIAN OFFSHORE. Telah dilakukan analisa sistem perpipaan bawah laut. Analisa yang dilakukan adalah analisa pengaruh beban eksternal terhadap kekuatan sistem perpipaan jalur pipa bawah laut. Beban eksternal berupa beban angin dan beban gelombang air laut. Kedua beban eksternal tersebut bekerja secara simultan dan dapat menimbulkan tegangan, gaya dan momen serta pergeseran sistem perpipaan. Analisa juga menunjukkan perbedaan hasil perhitungan antara sistem perpipaan yang tidak ditopang platform dengan sistem perpipaan yang ditopang platform.

Kata kunci: jalur pipa, beban angin, beban gelombang air laut, platform

ABSTRACT

ANALYSIS STRESS OF SUBMARINE PIPELINE AT SETURIAN OFFSHORE. Analysis of piping submarine system has been done. Analyse taken is external load influence analysis to pipe system strength of under sea. Eksternal load in the form of wind load and wave load irrigate sea. Both of the eksternal load work by simultance and can generate stress, force and momen and also friction of pipe system. Analyse also showing difference result of calculation between pipe system which is not sustained by platform with pipe system sustained by platform.

Key word : pipeline, wind load, wave load, platform

1. PENDAHULUAN

Sistem perpipaan merupakan salah satu sistem yang penting dan banyak digunakan pada instalasi pembangkit tenaga, industri kimia, industri minyak dan gas. Biasanya digunakan untuk sarana sistem transportasi fluida. Berdasarkan letak pemasangannya, sistem perpipaan dikelompokkan dalam tiga macam, yaitu sistem perpipaan di atas tanah (*up ground piping*), dibawah tanah (*underground piping*) dan di bawah permukaan laut (*submarine piping*).

Pada kondisi aktual di lapangan, dimungkinkan terjadinya gangguan terhadap sistem perpipaan. Gangguan yang sering terjadi pada sistem perpipaan adalah kebocoran. Apabila terjadi kebocoran, dapat mengakibatkan fluida mengalir keluar dan bila terjadi percikan

api dapat mengakibatkan kebakaran pada instalasi yang dapat menelan korban jiwa dan korban materi. Oleh karena itulah pada instalasi sistem perpipaan sangat diperlukan pengecekan secara rutin dan intensif. Dalam merancang sistem perpipaan senantiasa diupayakan agar tegangan maksimum yang terjadi tidak melebihi tegangan ijin material yang digunakan untuk sistem perpipaan.

Secara umum sistem perpipaan mengalami dua jenis pembebanan yaitu beban internal dan beban eksternal. Beban internal merupakan beban yang timbul karena efek dari tekanan dan temperatur fluida. Beban internal yang bekerja pada sistem perpipaan berupa beban *sustain*, beban ekspansi dan beban operasi. Beban *sustain* adalah beban yang ditimbulkan dari efek dari berat, baik berat pipa maupun fluida. Beban operasi

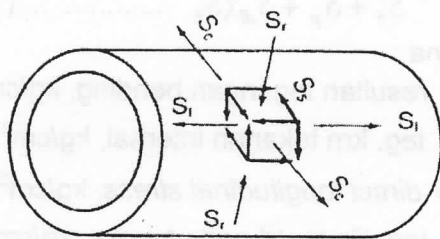
merupakan beban kombinasi dari beban *sustain* dan beban ekspansi.

Beban eksternal atau dapat disebut sebagai beban *occasional* merupakan beban yang timbul karena pergerakan angin (*wind*) dan perambatan gelombang air laut (*wave*). Seluruh beban di atas akan dianalisa untuk mengetahui kekuatan sistem perpipaan. Dalam melakukan analisa digunakan alat bantu perangkat lunak Caesar II.

2. DASAR TEORI

Kode ASME B31.3 merupakan suatu *code* yang digunakan sebagai pedoman didalam merancang dan menganalisa pipa yang digunakan untuk industri proses, seperti pabrik kimia, kilang minyak, pabrik pengolahan gas dan lain lain.

Terdapat empat jenis tegangan yang mempengaruhi sebuah elemen pipa seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.1 di bawah ini.



Gambar 2.1
Tegangan pada elemen pipa

Tegangan lengkung (*bending*) karena temperatur, berat pipa, insulasi, salju, angin atau gempa dihitung dengan persamaan dari ref. 2 sebagai berikut :

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2}}{Z} \dots\dots(1)$$

dimana :

S_b = resultan tegangan lengkung, kg/cm²

i_i = faktor intensifikasi tegangan, in plan

i_o = faktor intensifikasi tegangan, out plan

M_i = momen bending in plan, kg-m

M_o = momen bending out plan, kg-m

Z = modulus penampang pipa, mm³

Direct longitudinal Stress karena temperature dan berat dapat dihitung dengan persamaan dari ref. 2 adalah :

$$S_{dl} = \frac{F_a}{A} \dots\dots\dots(3)$$

dimana :

A = luas penampang pipa, mm²

F_a = gaya yang bekerja, kg

Tegangan longitudinal karena tekanan internal dapat dihitung dengan persamaan :

$$S_p = \frac{PD}{4t} \dots\dots\dots(4)$$

dimana :

P = tekanan internal, kg/cm²

D = diameter luar, mm

t = tebal dinding pipa, mm

Tegangan longitudinal total didapat dengan menjumlahkan tegangan yang terdapat pada persamaan 1, 2 dan 3 yang secara matematis dapat dituliskan sebagai berikut :

$$S_l = S_b + S_p + S_{dl} \dots\dots\dots(5)$$

Tegangan sirkumferensial (*circumferential stress*) S_c karena tegangan internal dapat dituliskan :

$$S_c = \frac{PD}{2t} \dots\dots\dots(6)$$

Tegangan radial S_r karena tekanan internal dapat dihitung dengan :

$$S_r = P \dots\dots\dots(7)$$

Tegangan geser S_s adalah penjumlahan antara tegangan torsi dan tegangan geser langsung (*direct shear stress*) dan dapat dituliskan sebagai berikut :

$$S_s = \frac{T}{2Z} + 2.0 \frac{F_s}{A} \dots\dots\dots(8)$$

dimana :

S_s = tegangan geser, kg/cm²

T = torsi, kg.m

F_s = resultan gaya geser
 A = luas penampang pipa
 Z = modulus penampang pipa

2.1 Tegangan Ekspansi

Tegangan ekspansi dihitung dengan menggunakan persamaan dari ref. 11 adalah sebagai berikut :

$$S_e = \sqrt{S_b^2 + 4S_t^2} \dots\dots\dots(9)$$

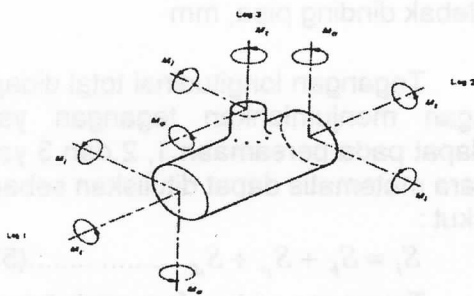
dimana :

S_e = tegangan ekspansi, kg/cm²
 S_b = resultan tegangan lengkung, kg/cm²

$$= \frac{\sqrt{(i_1 M_1)^2 + (i_0 M_0)^2}}{Z}$$

S_t = tegangan torsi

$$= \frac{M_t}{2Z}$$



Gambar 2.2
Momen pada Tee

Pada suatu tee, resultan tegangan lengkung dihitung dengan menggunakan rumus dari ref. 11 adalah :

- Pada pipa header

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_1 M_1)^2 + (i_0 M_0)^2}}{Z}$$

- Pada branch

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_1 M_1)^2 + (i_0 M_0)^2}}{Z_e}$$

Pada suatu bend, resultan tegangan lengkung dapat dihitung juga dengan menggunakan persamaan (1). Sebuah persamaan yang konservatif dapat digunakan untuk menghitung

regangan ekspansi yang diijinkan S_A dengan persamaan (Ref. 11) :

$$S_A = f(1.25S_c + 0.25S_h) \dots\dots\dots(10)$$

Apabila $S_h > S_t$, maka tegangan ekspansi yang diijinkan S_A dapat dihitung dengan persamaan berikut, Ref. 11 :

$$S_A = f(1.25(S_c + S_h) - S_t) \dots\dots\dots(11)$$

dimana :

S_c = teg. ijin material pada t min, kg/cm²

S_h = teg ijin material pada t max, kg/cm²

S_t = tegangan longitudinal, kg/cm²

f = faktor reduksi tegangan

2.2 Beban Sustain

Tegangan yang terjadi pada beban sustain merupakan jumlah tegangan longitudinal S_t karena efek tekanan, berat dan beban sustain yang lain yang tidak melebihi S_h . Dapat dinyatakan secara matematis dari Ref. 1 sebagai berikut,

$$S_b + S_p + S_{dl} < S_h \dots\dots\dots(12)$$

dimana :

S_b = resultan tegangan bending, kg/cm²

S_p = teg. krn tekanan internal, kg/cm²

S_{dl} = direct longitudinal stress, kg/cm²

S_h = teg. ijin matrl pada t maks, kg/cm²

2.3 Beban Ekspansi

Tegangan karena ekspansi termal tidak boleh melebihi tegangan ekspansi yang diijinkan. Hal ini dapat dinyatakan secara matematis dari Ref. 2 dituliskan :

$$S_e \{ f \{ 1.25(S_c + S_h) - S_t \} \} \dots\dots\dots(13)$$

dimana :

S_e = tegangan ekspansi, kg/cm²

f = faktor reduksi tegangan

S_c = teg. ijin material pada t min, kg/cm²

S_h = teg ijin material pada t max, kg/cm²

S_t = tegangan longitudinal, kg/cm²

2.3 Beban Occasional

Tegangan yang terjadi pada beban *occasional* merupakan jumlah tegangan longitudinal karena tekanan, berat dan beban *sustain* lain serta tegangan yang dihasilkan oleh beban *occasional*, misalnya angin atau gelombang air laut. Dari Ref.1 tegangan ini tidak boleh melebihi $1,33 S_h$.

$$S_b + S_p + S_{dl} < k \cdot S_h \dots\dots\dots(14)$$

dimana :

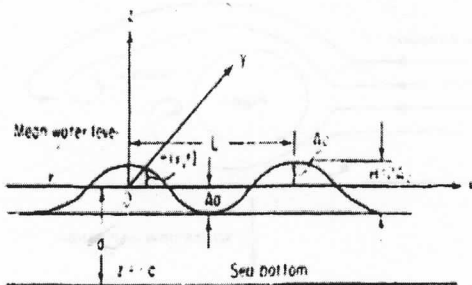
$$k = 1.33$$

2.4. Beban Gelombang Air Laut

Gelombang air laut terjadi karena pengaruh angin, perbedaan tekanan di dalam air laut dan aspek astronomis. Perambatan gelombang air laut melalui sebuah pipa, akan menimbulkan beban pada permukaan pipa. Pada pipa vertikal, beban yang diakibatkan air laut tidak seragam karena tekanan partikel air laut tidak seragam..

Terdapat beberapa teori yang berusaha untuk memberikan gambaran tentang profil gelombang air laut, antara lain : *sinusoidal (Stoke) wave teori, airy wave, cnoidal (shallow water) dan solitary wave theory.*

Dalam menganalisa beban gelombang air laut terhadap pipa, akan digunakan hanya salah satu teori dari teori-teori tersebut di atas. Pemilihan teori menggunakan grafik pada gambar 2.3 yang berdasarkan ketinggian gelombang (H), kedalaman air laut (d) dan perioda perambatan gelombang (T).



Gambar 2.3
Teori gelombang Stokes

Teori gelombang Stoke menganggap gelombang air laut berbentuk gelombang sinusoidal, seperti gambar 2.3. Diasumsi bahwa perambatan terjadi pada arah $o - x$, sedangkan perambatan arah $o - y$ diabaikan. Teori ini digunakan untuk menggambarkan karakteristik gelombang air laut yang berodilasi, yang beramplitudo besar dan pada laut yang dalam. Teori Stokes Orde 2, 3, 4, 5; dapat menggambarkan karakteristik gelombang dengan semakin teliti dan akurat. Teori ini menyatakan bahwa gelombang aie laut memiliki karakteristik sebagai berikut, Ref 7 :

$$\eta = \frac{1}{k} \sum_{n=1}^N b_n (kA_0)^n \text{Cos } n \theta \dots\dots\dots(15)$$

$$u = C \sum_{n=1}^N n a_n (kA_0)^n \frac{\text{Cosh}n(d+z)}{\text{Sinh}nkd} \text{Cos}n \theta \dots\dots\dots(16)$$

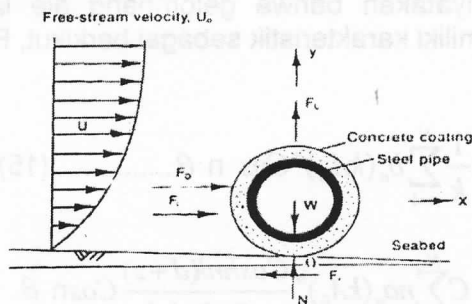
$$w = C \sum_{n=1}^N n a_n (kA_0)^n \frac{\text{Sinh}n(d+z)}{\text{Sinh}nkd} \text{Cos}n \theta \dots\dots\dots(17)$$

dimana :

- η = ketinggian permukaan air
- u = komponen kec. partikel air, sb - x
- w = komponen kec. Partikel air, sb - z
- b_n = konst. polinomial pada *Cosh kd* dan *Sinh kd*
- C = fasa kecepatan gelombang
- $\theta = \frac{2\pi \cdot x}{L} - \frac{2\pi \cdot t}{T}$
- T = periode gelombang
- a_0 = konst. polinomial pada *Cosh kd* dan *Sinh kd*
- $A_0 = \frac{H}{2}$
- H = tinggi gelombang
- $k = \frac{2\pi}{L}$
- L = panjang gelombang air laut

2.5 Stabilitas Hidrodinamis

Pipa yang terpasang di bawah laut, menerima gaya eksternal yang merupakan efek kombinasi dari arus steady (*steady current*), arus yang berosilasi (*oscillatory current*) dan gelombang air laut. Gaya eksternal yang bekerja pada pipa berupa gaya lift, gaya drag, gaya gesek antara permukaan tanah dengan pipa dan gaya inersia seperti terlihat pada gambar 2.4



Gambar 2.4
Gaya hidrodinamis pada pipa

Pada gambar 2.4 terlihat bahwa kecepatan aliran air laut tidak seragam, karena kecepatan setiap partikel air laut merupakan fungsi dari ketinggian dan tekanan. Agar pipa dapat dikatakan stabil, maka penjumlahan seluruh gaya yang bekerja pada pipa harus dapat memenuhi persyaratan keseimbangan statis. Keseimbangan statis untuk pipa bawah laut dapat dituliskan secara matematis, Ref 4, sebagai berikut :

$$\sum F_x = 0$$

$$F_D + F_i + F_r - \sin \theta = 0 \dots\dots(18)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$N + F_L - W \cos \theta = 0 \dots\dots(19)$$

dimana :

- W = berat total pipa, kg/m
- F_D = gaya drag, kgf
- F_i = gaya inersia, kgf
- F_L = gaya lift, kgf
- F_r = gaya gesek pipa dengan permukaan tanah, kgf

- N = gaya normal, kgf
- U = kecepatan aliran air laut, m/s
- θ = kemiringan dasar laut. °

Besarnya gaya gesek adalah :

$$F_r = \mu \cdot N \dots\dots\dots(20)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (20) dan (19) ke dalam persamaan (18), maka akan diperoleh persamaan baru sebagai berikut :

$$F_D + F_i + \mu(F_L - W \cos \theta) = W \sin \theta \dots(21)$$

Sehingga agar pipa bawah laut dapat berada dalam keadaan stabil, maka pipa harus memiliki berat total sebesar dari Ref 4 adalah :

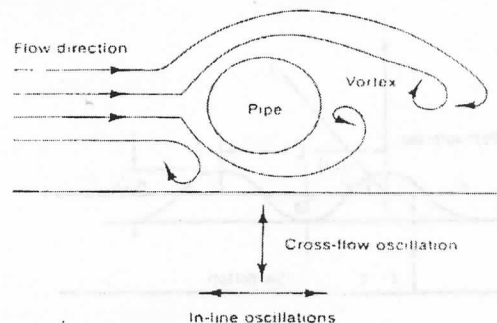
$$W = \frac{F_D + F_i + \mu F_L}{\mu \cos \theta + \sin \theta} \dots\dots\dots(22)$$

Untuk permukaan dasar laut yang datar $\theta = 0$, maka persamaan (22) dapat dituliskan menjadi :

$$W = F_L + \frac{1}{\mu} (F_D - F_i) \dots\dots\dots(23)$$

2.6 Osilasi Pipa

Ketika arus air laut mengalir melalui sebuah pipa, maka akan timbul pusaran air pada bagian belakang pipa seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.5. Timbulnya pusaran air disebabkan oleh aliran yang turbulen dan ketidakstabilan pada daerah di belakang pipa. Berdasarkan arah getarannya, getaran pipa terbagi ke dalam dua jenis, yaitu *cross flow oscillation* dan *in-line flow oscillation*.



Gambar 2.5
Getaran pipa karena Vortex

Cross flow oscillation merupakan getaran pipa yang arahnya tegak lurus terhadap arah aliran air laut. *In-line oscillation* merupakan getaran pipa yang searah dengan arah aliran air laut.

Frekuensi *vortex shedding* atau disebut juga *Strouhal*, dipengaruhi oleh diameter pipa dan kecepatan aliran air laut. Apabila frekuensi *vortex* sama dengan nilai frekuensi pribadi atau frekuensi *natural* dari pipa, maka pipa akan mengalami resonansi. Frekuensi *vortex shedding* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan dari Ref 4, sebagai berikut :

$$f_s = \frac{S.V}{D} \dots\dots\dots (24)$$

dimana :

f_s = frekuensi *vortex shedding*, cps

S = Bilangan *Strouhal*

V = kecepatan aliran air laut, m/det

D = diameter luar pipa, mm.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Analisa Tegangan

Pada sistem perpipaan yang tidak ditopang oleh *platform*, maka akan diperoleh *out-put* tegangan seperti yang ditunjukkan pada lampiran Tabel 1.

Pada analisa menggunakan perangkat lunak Caesar II, dan mengacu pada code B31.3 dan B31.8, tegangan sirkumferensial tidak berpengaruh terhadap tingkat keamanan sistem perpipaan. Tegangan yang bekerja pada setiap elemen sistem perpipaan merupakan penjumlahan beberapa jenis tegangan yang mana salah satunya adalah tegangan longitudinal, yang dapat mengakibatkan penurunan nilai tegangan pada elemen. Pergeseran segmen pipa yang terkena beban angin, akan menimbulkan tegangan tarik pada segmen pipa yang lain. Tegangan tarik dapat memperbesar nilai tegangan longitudinal dan tegangan tarik dapat memperbesar nilai *code stress*.

Beban gelombang air laut yang bekerja pada arah sumbu-x, akan menimbulkan tegangan yang sama pada sumbu-z. Hal ini karena pada *riser* memiliki *guide* yang berfungsi sebagai *restrain* yang bekerja untuk menahan pergeseran sistem perpipaan pada arah sumbu-x maupun sumbu-z.

Apabila sistem perpipaan ditopang oleh *platform*, maka tegangan maksimum yang terjadi pada setiap kasus terlihat pada lampiran Tabel 2.

3.2. Analisa Restraint

Analisa *restraint* dilakukan dengan berdasarkan pada nilai gaya dan momen yang terjadi pada tumpuan (*support*) yang tidak ditopang oleh *platform*. Pada *operating loading* dari *out-put* pada Tabel 3, akibat adanya variabel temperatur menyebabkan timbulnya penjaralan termal pada sistem pipa.

Pada *restraint*, pergeseran nodal akan menimbulkan gaya reaksi dan momen. Pada nodal 3030 untuk case 3 dan case 4 terlihat bahwa tidak timbul gaya dan momen karena penjaralan termal bergerak meninggalkan nodal 3030 sehingga tidak terjadi gaya dan momen reaksi pada *restraint*.

Gaya resultan pada sistem perpipaan yang ditopang *platform*, lebih besar daripada gaya resultan pada sistem perpipaan yang tidak ditopang *platform*. Hal ini dikarenakan *platform* memberikan reaksi terhadap pergeseran nodal pipa.

3.3 Analisa Pergeseran

Beban yang bekerja, baik beban internal maupun eksternal pada sistem perpipaan, dapat mengakibatkan terjadinya pergeseran nodal. Pergeseran nodal ini, ditinjau dari semua kasus beban, mulai dari beban operasi sampai dengan beban ekspansi. Pada sistem perpipaan yang tidak ditopang oleh *platform*, pergeseran maksimum sebesar -170,813 mm pada arah sumbu-x terjadi pada nodal 3010. Pada sistem perpipaan yang ditopang oleh *platform*, pada nodal 3010 terjadi pergeseran sebesar -94,486 mm.

Perbedaan nilai pergeseran ini, karena *platform* menahan pergeseran nodal sistem perpipaan pada arah sumbu-x. Pada sistem perpipaan yang tidak ditopang *platform*, pergeseran maksimum sebesar 989,732 mm pada arah sumbu-y yang terjadi pada nodal 49. Sedangkan pada sistem perpipaan yang ditopang *platform*, pada nodal 49 terjadi pergeseran pada arah sumbu-y sebesar 1261,690 mm. Keberadaan *platform* yang menahan pergeseran pada arah sumbu-x, mengakibatkan pergeseran sistem perpipaan bergerak ke arah sumbu-y dan sumbu-z. Dengan demikian keberadaan *platform*, memperbesar pergeseran nodal sistem perpipaan pada arah sumbu-y dan sumbu-z. Dari analisa yang dilakukan, terlihat bahwa *displacement* nodal tidak menimbulkan tabrakan antar pipa, maka *displacement* tersebut masih dapat diterima (aman).

4. KESIMPULAN

Dari analisa sistem perpipaan yang tidak ditopang oleh *platform* dan sistem perpipaan yang ditopang oleh *platform*, dapat ditarik kesimpulan sbb :

1. Untuk analisa *stress* untuk berbagai kasus pembebanan, diperoleh bahwa tegangan yang terjadi pada sistem perpipaan yang ditopang *platform*, lebih besar daripada tegangan yang tidak ditopang *platform*. Hal ini disebabkan tegangan ditimbulkan oleh keberadaan *platform* dan beban. Sedangkan yang tidak ditopang *platform*, tegangan hanya ditimbulkan oleh beban saja.
2. Dari analisa *restraint*, untuk berbagai kasus pembebanan, gaya pada sistem perpipaan yang ditopang oleh *platform* lebih besar dari pada gaya pada sistem perpipaan yang tidak ditopang *platform* karena *platform* memberikan reaksi terhadap pergeseran nodal.
3. Dari analisa *displacement* diperoleh bahwa *displacement* nodal pada arah sumbu x untuk sistem yang ditopang

platform lebih kecil dari pada nodal pada arah sumbu x yang tidak ditopang *platform*. Sedangkan *displacement* nodal pada arah sumbu y dan sumbu z untuk sistem perpipaan yang ditopang *platform* lebih besar dari pada *displacement* nodal sistem perpipaan yang tidak ditopang *platform*. Hal ini karena *platform* menahan *displacement* pada arah sumbu x, sehingga sistem perpipaan bergerak pada arah sumbu y dan sumbu z.

DAFTAR PUSTAKA

- [1]. NAYYAR, MOHINDER L, "*Piping Handbook*". Sixth Edition. McGraw Hill Inc. New York. 1998.
- [2]. HELGUERO, M. VICTOR, "*Piping Stress Handbook*." Gulf Publishing 1995
- [3]. KELLOG, M W. "*Design of Piping System*". Second Edition. New York. John Willey & Sons. 1967
- [4]. MOUSELLI, A.H. "*Offshore Pipe Line Design. Analysis and Method*". Penn Well Books
- [5]. SMITH PAUL, R. Dkk. "*Piping & Pipe Support System Design & Engineering*" McGraw Hill Inc. 1978
- [6]. MYERS, JOHN M, "*Handbook of Ocean and Underwater Engineering*". McGraw Hill Inc. New York. 1995
- [7]. WILLIAM D, CALLISTER. "*Material Science & Engineering*". Third Edition. John Willey & Sons. New York. 1997
- [8]. ASME B31.3. 2002 Edition
- [9]. ASME B31.8 . 2002 Edition
- [10] *Basic Operation Guide Caesar II Version.4.5*

LAMPIRAN

Tabel 1 .Stress out-put Sistem Perpipaan Tidak Ditopang Platform

Kasus	Nodal	Code Stress (Kg/cm ²)	Allowable Stress (Kg/cm ²)	Stress %
Case 5 : W + P ₁ + F ₁ (SUS)	90	1496,3	3427,5	44
Case 6 : W + P ₂ + F ₁ (SUS)	90	1429,9	3427,5	42
Case 7 : W + P ₁ + F ₁ + Wind ₁ + Wav ₁ (OCC)	90	1506	3427,5	44
Case 8 : W + P ₁ + F ₁ + Wind ₁ + Wav ₂ (OCC)	90	1506	3427,5	44
Case 9 : W + P ₁ + F ₁ + Wind ₂ + Wav ₁ (OCC)	90	1510,4	3427,5	44
Case 10 : W + P ₁ + F ₁ + Wind ₂ + Wav ₂ (OCC)	90	1510,4	3427,5	44
Case 11 : W + P ₂ + F ₁ + Wind ₁ + Wav ₁ (OCC)	90	1439,6	3427,5	42
Case 12 : W + P ₂ + F ₁ + Wind ₁ + Wav ₂ (OCC)	90	1439,6	3427,5	42
Case 13 : W + P ₂ + F ₁ + Wind ₂ + Wav ₁ (OCC)	90	1444	3427,5	42
Case 14 : W + P ₂ + F ₁ + Wind ₂ + Wav ₂ (OCC)	90	1444	3427,5	42

Tabel 2. Stress out-put Sistem Perpipaan Ditopang Platform

Kasus	Nodal	Code Stress (Kg/cm ²)	Allowable Stress (Kg/cm ²)	Stress %
Case 5 : W + P ₁ + F ₁ (SUS)	90	1952,5	3427,5	57
Case 6 : W + P ₂ + F ₁ (SUS)	90	1886,1	3427,5	55
Case 7 : W + P ₁ + F ₁ + Wind ₁ + Wav ₁ (OCC)	90	1923,8	3427,5	56
Case 8 : W + P ₁ + F ₁ + Wind ₁ + Wav ₂ (OCC)	90	1923,8	3427,5	56
Case 9 : W + P ₁ + F ₁ + Wind ₂ + Wav ₁ (OCC)	90	1830,3	3427,5	53
Case 10 : W + P ₁ + F ₁ + Wind ₂ + Wav ₂ (OCC)	90	1830,3	3427,5	53
Case 11 : W + P ₂ + F ₁ + Wind ₁ + Wav ₁ (OCC)	90	1857,4	3427,5	54
Case 12 : W + P ₂ + F ₁ + Wind ₁ + Wav ₂ (OCC)	90	1857,4	3427,5	54
Case 13 : W + P ₂ + F ₁ + Wind ₂ + Wav ₁ (OCC)	90	1763,9	3427,5	51
Case 14 : W + P ₂ + F ₁ + Wind ₂ + Wav ₂ (OCC)	90	1763,9	3427,5	51

Tabel.3 Restraint Out-put Sistem Pipa Yang Tidak Ditopang Platform

Kasus		Nodal		
		3010	3020	3030
Case 3 (OPE)	F _x (kg)	739	-112	0
	F _y (kg)	-93	-1186	0
	F _z (kg)	2482	-3970	0
	F _r (kg)	2591,35	4144,88	0
	M _x (kg.m)	0	0	0
	M _y (kg.m)	0	0	0
	M _z (kg.m)	0	0	0
	M _r (kg.m)	0	0	0
	M _t (kg.m)	0	0	0
Case 4 (OPE)	F _x (kg)	703	-239	0
	F _y (kg)	-108	-1066	0
	F _z (kg)	2372	-3642	0
	F _r (kg)	2476,34	3802,32	0
	M _x (kg.m)	0	0	0
	M _y (kg.m)	0	0	0
	M _z (kg.m)	0	0	0
	M _r (kg.m)	0	0	0
	M _t (kg.m)	0	0	0
Case 5 (SUS)	F _x (kg)	-36	-165	0
	F _y (kg)	-3	-16	-31493
	F _z (kg)	119	-552	0
	F _r (kg)	124,36	576,35	31493
	M _x (kg.m)	0	0	0
	M _y (kg.m)	0	0	0
	M _z (kg.m)	0	0	0
	M _r (kg.m)	0	0	0
	M _t (kg.m)	0	0	0
Case 6 (SUS)	F _x (kg)	-36	-165	0
	F _y (kg)	-3	-16	-31486
	F _z (kg)	119	-552	0
	F _r (kg)	124,36	576,35	31493
	M _x (kg.m)	0	0	0
	M _y (kg.m)	0	0	0
	M _z (kg.m)	0	0	0
	M _r (kg.m)	0	0	0
	M _t (kg.m)	0	0	0
Kasus		Nodal		

Tabel 4. Restraint Out-put Sistem Pipa Yang Ditopang Platform

		3010	3020	3030
		Case 3 (OPE)	F _x (kg)	475
	F _y (kg)	867	2598	0
	F _z (kg)	-3293	9365	0
	F _r (kg)	3437,94	9777,29	0
	M _x (kg.m)	0	0	0
	M _y (kg.m)	0	0	0
	M _z (kg.m)	0	0	0
	M _r (kg.m)	0	0	0
Case 4 (OPE)	F _x (kg)	480	1079	0
	F _y (kg)	888	2652	0
	F _z (kg)	-3366	9545	0
	F _r (kg)	3514,10	9964,19	0
	M _x (kg.m)	0	0	0
	M _y (kg.m)	0	0	0
	M _z (kg.m)	0	0	0
	M _r (kg.m)	0	0	0
	M _t (kg.m)	0	0	0
Case 5 (SUS)	F _x (kg)	495	1112	0
	F _y (kg)	949	2899	0
	F _z (kg)	-3568	10349	0
	F _r (kg)	3725,08	10804,75	0
	M _x (kg.m)	0	0	0
	M _y (kg.m)	0	0	0
	M _z (kg.m)	0	0	0
	M _r (kg.m)	0	0	0
	M _t (kg.m)	0	0	0
Case 6 (SUS)	F _x (kg)	495	112	0
	F _y (kg)	949	2899	0
	F _z (kg)	-3568	10349	0
	F _r (kg)	3725,08	10804,75	0
	M _x (kg.m)	0	0	0
	M _y (kg.m)	0	0	0
	M _z (kg.m)	0	0	0
	M _r (kg.m)	0	0	0
	M _t (kg.m)	0	0	0