

# ANALISIS LATERAL BUCKLING PIPA GAS BAWAH LAUT

Fitrotul Laeli Hidayaturrohmah<sup>1</sup> dan Prof. Ricky Lukman Tawekal Ph.D<sup>2</sup>

Program Studi Sarjana Teknik Kelautan , Fakultas Teknik Sipil dan Lingkungan ITB

[fitrotullaelih@gmail.com](mailto:fitrotullaelih@gmail.com)

Kata Kunci: *lateral buckling, global buckling, gaya aksial efektif, gaya tahanan, imperfection*

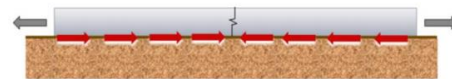
## PENDAHULUAN

Dalam kegiatan transfer *hydrocarbon* dengan menggunakan pipa, biasanya minyak bumi dan gas ditransfer dalam kondisi bertekanan dan bertempartur tinggi bahkan hingga mencapai tekanan 600 bar dan temperatur 170°C agar *hydrocarbon* dapat mengalir serta mencegah terjadinya penggumpalan (*solidification*) konten pipa. Menurut DNV RP F110, 2007 perbedaan tekanan dan temperatur yang tinggi yang dialami pipa pada saat instalasi dan operasi dapat memicu terjadinya *lateral buckling* pada pipa. *Lateral buckling* bukanlah suatu fenomena kegagalan tetapi *lateral buckling* yang tidak terkontrol dapat memicu timbulnya *local buckling* yang dapat menyebabkan keretakan pada pipa. Oleh karena itu, analisis *lateral buckling* menjadi salah satu pertimbangan penting dalam proses mendesain pipa.

## TEORI DAN METODOLOGI

### • Pipeline-Soil Interaction

Pipa yang diletakkan di atas *seabed* (permukaan dasar laut) akan mengalami tahanan gesek antara tanah dan permukaan terluar pipa, dimana arah tahanan gesek ini berlawanan dengan arah ekspansi yang terjadi pada pipa. Tahanan gesek dipengaruhi oleh resistensi lateral dan aksial tanah.



Gambar 1 : Arah gaya akibat *pipe soil-interaction* (merah) dan gaya ekspansi (abu-abu)

Berikut adalah persamaan regangan gesek (1) dan gaya gesek (2) yang dialami pipa yang terekspos :

$$\varepsilon_{friction} = \frac{\mu \cdot W_{submerged} \cdot L_{anchor}}{A_s \cdot E} \quad (1)$$

$$N_{friction} = \mu \cdot W_{submerged} \cdot L_{anchor} \quad (2)$$

<sup>1</sup> Mahasiswa Tugas Akhir

<sup>2</sup> Dosen Pembimbing Tugas Akhir

- **Efek *Thermal Strain* ( Regangan Akibat Termal)**

Pada kondisi pipa *unrestrained*, perbedaan temperatur akan menyebabkan pipa mengalami deformasi ke arah panjangnya. Akan tetapi pada pipa dengan kondisi *totally constrained* (terkekang), pipa tidak dapat berekspansi sehingga efek yang ditimbulkan akibat perbedaan temperatur sebelum dan sesudah operasi pada pipa dapat diimplikasikan sebagai suatu gaya tekan (*compressive stress*) pada pipa. Secara matematis, *thermal strain* dapat dituliskan dalam persamaan sebagai berikut:

$$\varepsilon_{thermal} = \alpha \cdot \Delta T \quad (3)$$

Sedangkan *thermal stress* dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\sigma_{thermal} = -\alpha \cdot E_{steel} \cdot \Delta T \quad (4)$$

- **Efek Tekanan**

Gaya yang terjadi pada *end cap* (misalnya pada lekukan) pipa disebabkan oleh tekanan yang menyebabkan adanya beban aksial yang dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$N_{end\ cap} = \Delta P \cdot A_i \quad (5)$$

Sedangkan, besar regangan yang terjadi pada *end cap* dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$\varepsilon_{end\ cap} = \frac{\sigma_{end\ cap}}{E_{steel}} \quad (6)$$

- **Kombinasi Efek *Thermal Strain* dan Efek Tekanan pada Pipa**

*Pipeline* mendapatkan efek beban tidak hanya dari satu macam pembebanan, akan tetapi *pipeline* biasanya akan mendapatkan efek beban dalam bentuk kombinasi. Besar regangan arah longitudinal akibat kombinasi efek *thermal strain* dan efek tekanan pada pipa dapat dicari dengan persamaan berikut ini:

$$\varepsilon_L = \alpha \cdot \Delta T + \frac{\sigma_{hoop}}{2} \cdot \left( \frac{1-2\nu}{E_{steel}} \right) \quad (7)$$

Tegangan yang dihasilkan dari tekanan internal atau yang biasa disebut *hoop stress* bekerja dalam arah tangensial terhadap dinding pipa dapat dihitung dengan persamaan berikut ini:

$$\sigma_h = \frac{(P_i - P_o)}{2t} \cdot D_o \quad (8)$$

Hubungan antara *hoop stress* dan tegangan longitudinal dapat dituliskan :

$$\sigma_L = \frac{P \cdot D}{4t} = \frac{\sigma_{hoop}}{2} \quad (9)$$

- **Gaya Aksial Efektif ( *Effective Axial Force* )**

Untuk tujuan desain, berdasarkan (Subsea7, 2011) pengaruh *residual lay tension* dapat diabaikan. Menurut DNV, *restraining force* adalah tegangan tekan yang dihasilkan dari penjumlahan gaya akibat temperature (*thermal force*), gaya end cap (misalnya kurvatur) pipa, dan gaya dari efek Poisson (*Poisson's effect*).

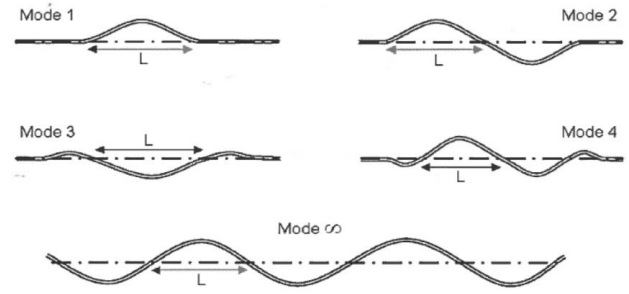
Oleh karena itu kombinasi gaya penyebab gaya aksial (*Effective Axial Force*) yang menyebabkan pipa berekspansi dapat ditulis menjadi :

$$F_{compressive} = \pi \cdot D \cdot t \cdot E_{steel} \cdot \alpha \cdot \Delta T + \frac{P \cdot \pi \cdot D^2}{4} \cdot (1 - 2\nu) \quad (10)$$

Pipa yang diinstalasi di dasar laut dan beroperasi pada tekanan dan temperature di atas kondisi lingkungan akan cenderung untuk mengalami ekspansi. Apabila ekspansi tersebut ditahan misalnya oleh gaya gesek tanah seabed dan tahanan ujung pipa maka akan terbentuk gaya aksial yang kompresif pada dinding pipa yang akan menyebabkan tahanan pada struktur pipa tersebut sehingga akan terbentuk gaya aksial efektif.

- **Hobbs Predictive Analytical Method**

Metode analitis yang diterapkan Hobbs untuk melakukan analisis *lateral buckling* mengacu pada kesetimbangan gaya dan kesesuaian perpindahan (deformasi) setelah *lateral buckling* terjadi pada sebuah pipa lurus. Hobbs menyatakan bahwa pipa dapat mengalami *buckling* dalam beberapa bentuk yang dikelompokkan dalam beberapa mode yaitu mode 1, mode 2, mode 3, mode 4, dan infinity seperti pada ilustrasi berikut :



Gambar 2 : Lateral Buckling Mode (Tampak Atas Pipa)

Hobbs mengasumsikan *pipeline* sebagai balok kolom yang dikenai gaya aksial dengan tumpuan lateral seragam dengan pipa tetap elastis dan *initial imperfection* tidak diperhitungkan / diabaikan. Menurut Hobbs, hubungan antara gaya aksial efektif pada kondisi *full constraint* dan panjang tekuk (*buckle*) dapat dinyatakan dengan persamaan berikut ini:

$$P_0 = P_{eff} + k_3 \cdot \mu_a \cdot W \cdot L \cdot \left[ \sqrt{\left( 1 + K_2 \cdot \frac{E \cdot A \cdot \mu_L^2 \cdot W \cdot L^5}{\mu_a \cdot (E \cdot I)^2} \right)} - 1 \right] \quad (11)$$

untuk mode 1,2,3 dan 4

$$P_0 = P_{eff} + 4.7050 \cdot 10^{-5} \cdot A \cdot E \cdot \left( \frac{\mu_L \cdot W}{E \cdot I} \right)^2 \cdot L^6 \quad (12)$$

untuk mode tak hingga

Gaya aksial efektif ( $P_0$ ) berlaku untuk semua mode dan diplot terhadap panjang gelombang buckle (*buckle wavelength*). Dari grafik tersebut besar gaya *buckling* kritical Hobbs dapat ditentukan dengan mengambil nilai paling minimum dari semua hasil gaya aksial pada setiap mode.

$$N_{HOBBS} = \min (P_0mode1, P_0mode2, P_0mode3, P_0mode4, P_0modeinfinity) \quad (13)$$

Besar gaya *buckling* kritis di sepanjang pipa ditentukan dengan persamaan berikut :

$$N_{kritisal} = \min (N_{OOS}, N_{HOBBS}) \quad (14)$$

dengan

$$N_{OOS} = \mu_{minmallateral} \cdot W_{submerged} \cdot R \quad (15)$$

$$R = \frac{E \cdot D}{2 \cdot \sigma_y \cdot D \cdot F} \quad (16)$$

Kriteria *buckling* jika memenuhi kriteria berikut

$$N_{max} \geq N_{kritisal} \quad (17)$$

dimana

$$N_{max} = \min (N_{FULL}, N_{fmax}) \quad (18)$$

$$N_{fmax} = \mu_{max.axial} \cdot W_{submerged} \cdot \frac{L}{2} \quad (19)$$

$$N_{FULL} = F_L - N_{endcap} + N_{poisson} + N_{thermal}$$

Besarnya gaya tekan aksial efektif pada *buckle* dapat dituliskan dengan persamaan berikut:

$$P_{eff} = k_1 \cdot \frac{E \cdot I}{L^2} \quad (20)$$

Besar gaya *buckling critical* untuk setiap mode dapat ditentukan menggunakan persamaan berikut ini:

$$P = \frac{n^2 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \quad (21)$$

dengan n adalah mode number.

Menurut Hobbs, komponen konstanta  $k_1, k_2, k_3, k_4, k_5$  dapat dinyatakan dengan matrix berikut:

Tabel 1: Konstanta Hobbs

| $k_1$    | $k_1$    | $k_2$                  | $k_3$                  | $k_4$                  | $k_5$   |
|----------|----------|------------------------|------------------------|------------------------|---------|
| 1        | 80.76    | $6.391 \times 10^{-5}$ | 0.500                  | $2.407 \times 10^{-3}$ | 0.06938 |
| 2        | $4\pi^2$ | $1.743 \times 10^{-4}$ | 1.000                  | $5.532 \times 10^{-3}$ | 0.1088  |
| 3        | 34.06    | $1.668 \times 10^{-4}$ | 1.294                  | $1.032 \times 10^{-2}$ | 0.1434  |
| 4        | 28.20    | $2.144 \times 10^{-4}$ | 1.608                  | $1.047 \times 10^{-2}$ | 0.1438  |
| $\infty$ | $4\pi^2$ | $4.705 \times 10^{-5}$ | $4.705 \times 10^{-5}$ | $4.495 \times 10^{-3}$ | 0.05066 |

## HASIL DAN ANALISA/DISKUSI

### • Pipeline End Expansion

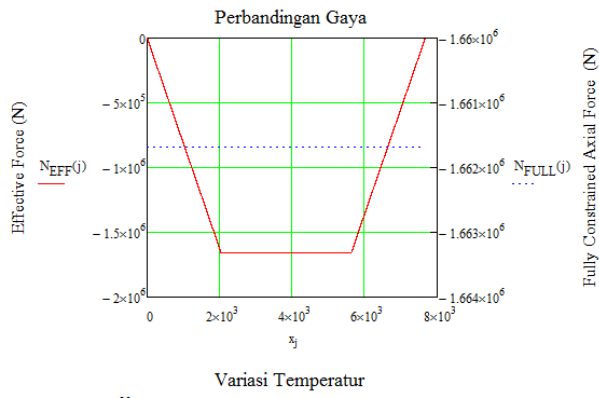
Tabel 2: Hasil perhitungan *end expansion*

| Lateral Friction | End Expansion (m) |          | Rest Friction Length (m) |          | Gaya Aksial Efektif (N) |          |
|------------------|-------------------|----------|--------------------------|----------|-------------------------|----------|
|                  | Hot end           | Cold end | Hot end                  | Cold end | Hot end                 | Cold end |
| 0.6              | 1.599             | 1.599    | 2044                     | 2044     | -                       | -        |
|                  |                   |          |                          |          | 1661680                 | 1661680  |
| 0.2              | 1.599             | 1.599    | 1703                     | 1703     | -                       | -        |
|                  |                   |          |                          |          | 1661680                 | 1661680  |

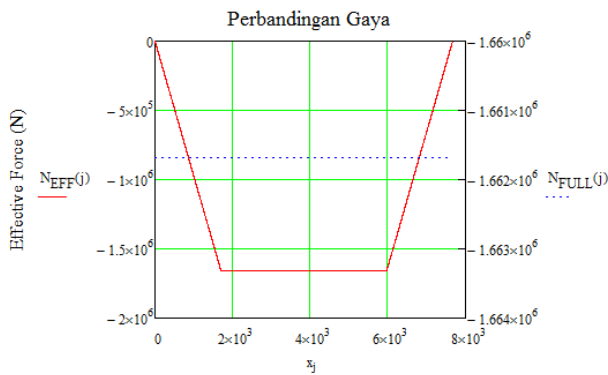
Dari tabel di atas dapat dilihat panjang total *rest friction length* untuk sisi *cold end* dan *hot end* kurang dari panjang total pipa yang ditinjau. Hal ini mengindikasikan bahwa pipa menghasilkan dua anchor point sehingga pipa dapat mencapai kondisi *fully restrained*

### • Hasil Perhitungan dengan Metode Hobbs

a. Effective Axial Force



Grafik 1 : Efektif Axial Force Pipa pada Tanah Sand



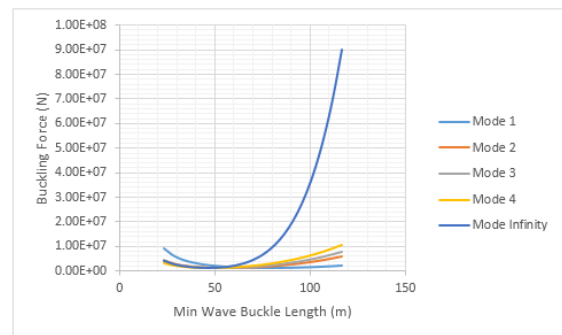
Grafik 2 : Efektif Axial Force Pipa pada Tanah Sand

Pada grafik dapat dilihat bahwa pada kedua ujung pipa besar gaya aksial yang terjadi pada sumbu *effective force* sama dengan nol, hal itu menunjukkan bahwa pada titik tersebut tidak ada tahanan. Kemudian grafik meningkat secara bertahap hingga pada titik tertentu besar gaya aksial efektif bernilai konstan. Pada kasus ini bagian yang konstan menunjukkan bahwa pipa tidak lagi mengalami ekspansi sehingga besar regangan aksial pipa di bagian tersebut sama dengan nol. Ekspansi hanya terjadi pada bentang pipa yang dibatasi oleh anchor point hingga

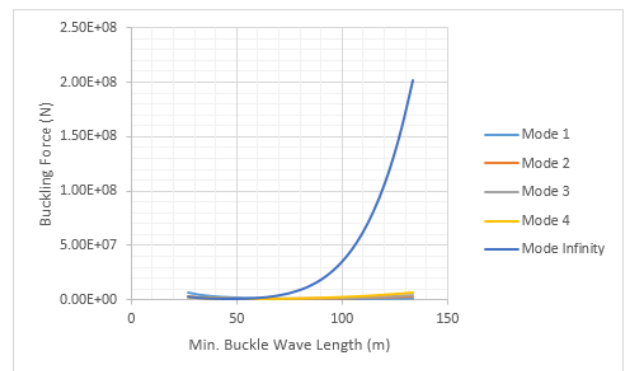
ujung pipa. Pada studi kasus ini, besar gaya tahanan maksimum ditunjukkan pada bagian yang konstan. Terbentuknya dua anchor point menandakan bahwa pipa memiliki panjang yang cukup untuk mencapai kondisi fully constrained, oleh karena itu pipa sepanjang 7.67 km tersebut termasuk pipa panjang.

#### b. Potensi Terjadinya *Lateral buckling* pada Pipa

Untuk terjadi lateral buckling pipa harus memenuhi persamaan 13. Dari hasil perhitungan didapatkan hasil



Grafik 3: Hobbs *Lateral Buckling* Lateral Friction 0.6



Grafik 4: Hobbs *Lateral Buckling* Lateral Friction 0.35

Dari grafik 3 dan 4 didapatkan hasil gaya buckling minimum yang terjadi sebagai berikut :

Tabel 3: Hasil perhitungan gaya buckling kritikal untuk setiap mode

| BucklingMode       | Units | Analytical Result       |                        |
|--------------------|-------|-------------------------|------------------------|
|                    |       | Lateral friction = 0.35 | Lateral friction = 0.6 |
| 1                  | N     | 856,136.5182            | 1,224,206.344          |
| 2                  | N     | 831,749.9282            | 1,183,981.621          |
| 3                  | N     | 815,555.3028            | 1,165,239.494          |
| 4                  | N     | 816,203.2898            | 1,163,714.7            |
| Infinity           | N     | 148,3662.924            | 1,475,699.61           |
| Minimum values (N) |       | 815,555.3028            | 1,163,714.7            |

Dari tabel dapat disimpulkan *buckling* kritikal Hobbs sebesar 815,555.3028 N untuk *seabed* dengan *lateral friction* 0.35 dan 1,163,714.7 N untuk *seabed* dengan *lateral friction* 0.6. kemudian gaya *buckling* kritikal tersebut dibandingkan dengan gaya yang diperhitungkan dengan mempertimbangkan *out of straightness* pada pipa di bawah ini:

Tabel 43: Hasil perhitungan Noos

| Noos | Wsubmerged (N/m) | Radius (m) | Analytical Result      |                        |
|------|------------------|------------|------------------------|------------------------|
|      |                  |            | Lateral friction = 0.6 | Lateral friction = 0.2 |
| Noos | 1,580            | 2944.5     | 2,791,386 (N)          | 2,791,386 (N)          |
| Noos | 1,580            | 3926       | 3,721,848 (N)          | 3,721,848 (N)          |

$$N_{critical} = \min (N_{OOS}; N_{Hobbs})$$

$$N_{critical} (lateral\ friction=0.35) = \min(2,791,386 : 815,555.3028)$$

$$N_{critical}(lateral\ friction=0.35) = 815,555.3028\ N$$

$$N_{critical} (lateral\ friction=0.6) = \min(2,791,386, 1,163,714.7)$$

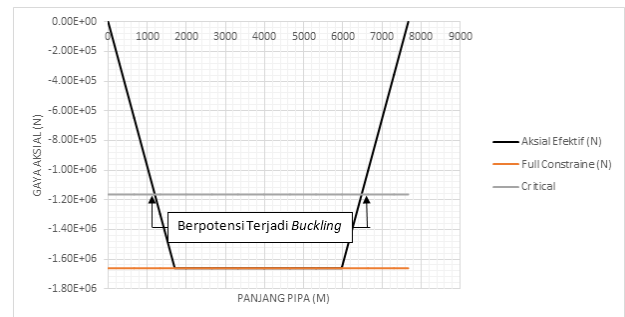
$$N_{critical}(lateral\ friction=0.6) = 1,163,714.7\ N$$

Berdasarkan hasil perhitungan, besar gaya aksial tekan maksimum ( $N_{max}$ ) yang terjadi di sepanjang pipa sebesar  $1.65 \times 10^6$  N dan untuk *lateral friction*

0.6 dan *lateral friction* 0.35. Karena pipa pada kondisi *seabed* dengan *lateral friction* 0.35 dan 0.6 memenuhi kriteria  $N_{max} \geq N_{critical}$  maka dapat diprediksikan pipa akan mengalami *lateral buckling*.

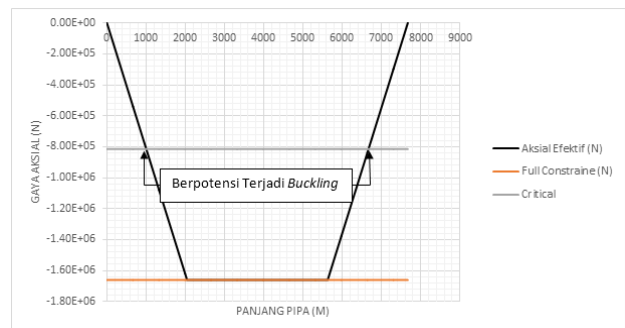
### c. Penentuan Lokasi yang Berpotensi Mengalami *Lateral Buckling*

Lokasi yang berpotensi terjadinya *buckling* dicari dengan membandingkan gaya *buckling* critical dengan gaya aksial efektif. Berikut adalah hasil grafik hasil plot dari gaya aksial efektif, gaya *buckling* kritikal, serta gaya aksial pada kondisi *fully constrained* terhadap panjang pipa



Grafik 5: Lokasi Terjadinya *Lateral Buckling* Koefisien Friksi 0.6

Lokasi kemungkinan terjadinya *lateral buckling* tersebut terletak pada KP 1.193 hingga KP 6.477



Grafik 6: Lokasi Terjadinya *Lateral Buckling* Koefisien Friksi 0.35

Lokasi kemungkinan terjadinya *lateral buckling* tersebut terletak pada KP 1.005 dan KP 6.667

Dari hasil plot grafik di atas didapatkan bentang lokasi kemungkinan terjadinya *lateral buckling* seabed dengan *lateral friction* 0.35 lebih besar dibandingkan dengan seabed dengan *lateral friction* 0.6. Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa pipa yang digelar pada rute dengan *lateral friction* yang kecil lebih rentan mengalami *lateral buckling*. Karena pada seabed dengan *lateral friction* kecil, memungkinkan pipa lebih mudah mengalami *slip*.

Karena dari hasil analisis dengan perhitungan metode Hobbs pipa dimungkinkan mengalami *lateral buckling* maka perlu dilakukan pemodelan untuk mencari posisi yang lebih akurat dengan memodelkan kasus yang ada dengan menggunakan ABAQUS. Pemodelan dengan menggunakan ABAQUS dilakukan untuk kondisi seabed dengan koefisien friksi lateral 0.6 karena dengan koefisien lateral yang semakin kecil, hasil pemodelan yang dihasilkan semakin konservatif. Akan tetapi pada pemodelan *lateral buckling* dengan menggunakan ABAQUS dilakukan untuk koefisien friksi 0.22 karena dalam tahap pemodelan *concrete coating* tidak diperhitungkan sehingga friksi yang terjadi antara *steel* dan tanah. Dari hasil pemodelan tersebut didapatkan hasil bahwa pipa berpotensi mengalami *lateral buckling* dengan *stress* maksimum yang terjadi pada sepanjang pipa

terletak pada titik 6918.83 m dengan besar  $9.11 \times 10^7$  N. Oleh karena itu untuk mengurangi resiko terjadinya kegagalan pada pipa akibat *lateral buckling*, dibutuhkan *support structure* yang dapat mengurangi besarnya gaya aksial efektif yang terjadi di sepanjang pipa. Salah satu sarana yang dinilai cukup ekonomis dan dapat digunakan untuk mengatasi terjadinya *lateral buckling* adalah *pipe sleeper*.

## KESIMPULAN DAN SARAN

### • Kesimpulan

1. Berdasarkan hasil perhitungan, besar gaya aksial tekan maksimum ( $N_{max}$ ) yang terjadi di sepanjang pipa untuk *lateral friction* 0.35 sebesar  $1.65 \times 10^6$  N dan untuk *lateral friction* 0.6 sebesar  $1.65 \times 10^6$  N. Besar gaya *buckling* kritis pada kondisi seabed dengan *lateral friction* 0.35 sebesar 815,555.3028 N dan untuk seabed dengan *lateral friction* 0.6 sebesar 1163714.7 N. Karena pipa pada kondisi seabed dengan *lateral friction* 0.35 dan 0.6 dan memenuhi kriteria  $N_{max} \geq N_{critical}$  maka pipa disimpulkan *susceptible* mengalami *lateral buckling*.
2. Berdasarkan hasil perhitungan dengan menggunakan metode Hobbs Lokasi yang dimungkinkan pipa akan mengalami *lateral buckling* untuk seabed dengan *lateral friction* 0.6 terletak pada KP 1.193 hingga KP 6.477 sedangkan untuk seabed dengan *lateral friction* 0.35 terletak antara KP 1.005 dan KP 6.667.

3. Berdasarkan hasil pemodelan dengan menggunakan bantuan perangkat lunak ABAQUS didapatkan hasil bahwa besarnya *stress* maksimum akibat ekspansi sebesar  $6.39 \times 10^7$  Pa pada titik 6918.3 m.
4. Perbedaan hasil prediksi lokasi terjadinya *lateral buckling* yang terjadi dari hasil perhitungan dan pemodelan dimungkinkan disebabkan karena salah satu asumsi desain yang berbeda pada saat perhitungan dan pemodelan. Saat perhitungan dengan metode Hobbs efek *concrete coating* diperhitungkan, akan tetapi pada saat pemodelan efek *concrete coating* tidak diperhitungkan
5. Berdasarkan hasil pemodelan pipa mengalami *stress* maksimum pada titik dengan kedalaman seabed maksimum yaitu 23 m.

• **Saran**

1. Dalam melakukan analisis *lateral buckling* pada pipa sebaiknya juga memperhitungkan *embedment* sehingga perilaku *buckling* pada pipa dapat diamati lebih akurat.
2. dalam proses perhitungan seharusnya temperatur tidak konstan di sepanjang bentang pipa tetapi sesuai dengan kondisi di lapangan sehingga hasil analisa dan perhitungan lokasi terjadinya *buckling* lebih akurat.

3. Dalam proses pemodelan, efek *concrete coating* juga diperhitungkan sehingga hasil pemodelan pipa lebih akurat.
4. Panjang *mesh* maksimum pada pipa diperkecil hingga kurang dari panjang *spans* yang diizinkan.

## DAFTAR PUSTAKA

Collberg, Leiv; Fyrilev, Olav. 2005. *Influence of Pressure in Pipeline Design – Effective Axial Force*. Greece: OMAE2005

Det Norske Veritas. 2007. DNV-RP-F110 *Global Buckling of Submarine Pipelines*.

Det Norske Veritas. 2007. DNV-RP-F110 *Global Buckling of Submarine Pipelines*

Hobbs, R.E; Reader; Liang, F. 1989. *Thermal Buckling of Pipelines Close on Restraints*. 8<sup>th</sup> *International Conference of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*

Isaac, Obele Ifenna. 2013. *Lateral Buckling and Axial walking of Surface Laid Subsea Pipeline*. Stavanger

Run, Liu ; Wen-bin, Liu; Xin-lin, Liu; Shu-Whang, Yan. 2014. *Global Lateral Buckling*



*Analysis of Idealized Subsea Pipeline*. Central  
South University Press and Springer-Verlag  
Berlin Heidelberg.

Tawekal, Ricky Lukman, 2005. *KL4221*  
*Bangunan Lepas Pantai II*. Bandung: Institut  
Teknologi Bandung