

DESAIN DAN ANALISIS TEGANGAN PADA RISER VERTIKAL YANG DIJEPIT PADA KAKI PLATFORM

Design and Stress Analysis of Vertical Riser Clamped on Platform Leg

Axel¹ dan Prof. Ricky Lukman Tawekal, Ph.D.²

Program Studi Sarjana Teknik Kelautan

Fakultas Teknik Sipil dan Lingkungan, Institut Teknologi Bandung

Jalan Ganesha 10 Bandung 40312

axel@students.itb.ac.id¹ dan ricky@ocean.itb.ac.id²

Abstrak

Sebagai salah satu bagian dari sistem penyalur, riser yang merupakan komponen vertikal dari pipa penyalur tentunya penting untuk didesain dengan baik agar tidak terjadi kegagalan. Pada tugas akhir ini akan didesain tebal dinding riser dengan beberapa standar untuk membandingkan, yaitu DNV-OS-F101, DNV-OS-F201, dan ASME B31.8. Kemudian dilanjutkan dengan melakukan analisis bentang bebas dengan DNV 1981 untuk memperoleh panjang bentang izin, baik akibat beban statik maupun dinamik. Panjang bentang izin tersebut akan digunakan untuk memperoleh posisi support yang dipasangkan pada kaki platform untuk menopang riser. Selain itu juga akan didesain sacrificial anode untuk riser, agar penipisan dinding pipa riser akibat korosi dapat dihindari. Kemudian dilakukan analisis thermal expansion dan desain dimensi expansion spool, yang berfungsi untuk mencegah overstress pada riser. Setelah hasil diperoleh, dilakukan analisis tegangan pada pipa riser yang telah didesain.

Dari hasil desain, diperoleh bahwa hasil desain tebal dinding minimum dengan DNV-OS-F201 paling tipis, yaitu 9,9 mm, dibandingkan dengan DNV-OS-F101 sebesar 10 mm dan ASME B31.8 sebesar 11,1 mm. Dari ketiga tersebut, dipilih tebal dinding yang tersedia dari API 5L, yaitu sebesar 12,7 mm. Dari hasil analisis bentang bebas diperoleh hasil desain panjang bentang berturut-turut dari permukaan air ke dasar perairan, sebesar 6,7 m, 5,75 m, 6,25 m, 6,25 m, 6,25 m, 6,25 m, 6,6 m, dan 6,6 m. Kemudian hasil analisis thermal expansion diperoleh panjang ekspansi sepanjang 10,84 mm, dan memperoleh hasil desain expansion spool sepanjang 7 meter. Hasil analisis tegangan pada software CAESAR diperoleh rasio maksimum 37,8% pada kondisi hydrotest.

Kata Kunci: *Pipa penyalur, riser, bentang bebas, proteksi katodik, thermal expansion, analisis tegangan*

Abstract

The pipeline is one of the most important components in the oil and gas industry. Therefore, a good design process of the riser is important to avoid failure. In this final project, there will be several riser wall thickness designs with three standards to compare, which is DNV-OS-F101, DNV-OS-F201, and ASME B31.8. Then, proceed with conducting a free span analysis with DNV 1981 to obtain the length of the allowable spans, due to both static and dynamic loads. The allowable span will be used to obtain all of the riser support position that is attached to the platform leg to support the riser. Moreover, the sacrificial anode will be designed for the riser, so that the corrosion of the riser can be avoided. Then, the thermal expansion analysis and expansion spool design are performed, which serves to prevent overstress on the riser. After the results are obtained, a stress analysis is performed on the designed riser.

The design results show that the minimum wall thickness design with DNV-OS-F201 is the thinnest, which is 9,9 mm, compared with 10 mm with DNV-OS-F101 and 11,1 mm with ASME B31.8. Of the three, choose a wall thickness which available in API 5L, which is 12,7 mm. From the free span analysis, the results of successive span length designs from the sea surface to the seabed are 6,7 m, 5,75 m, 6,25 m, 6,25 m, 6,25 m, 6,25 m, 6,6 m, and 6,6 m. Then from the thermal expansion analysis and expansion spool design, the pipeline will expand by 10,84 mm and will require a 7 m long expansion spool. The results of the stress analysis on CAESAR software obtained a maximum ratio of 37.8% under hydrotest conditions.

Keywords: Pipeline, riser, free span, cathodic protection, thermal expansion, stress analysis

PENDAHULUAN

Pipa penyalur adalah salah satu hal utama dalam eksplorasi atau pengolahan minyak dan gas alam. Desain suatu pipa *riser* sangat penting dilakukan dengan baik. Kegagalan pada pipa penyalur, termasuk pada *riser* dapat berdampak luas, baik dari ekonomi maupun lingkungan.

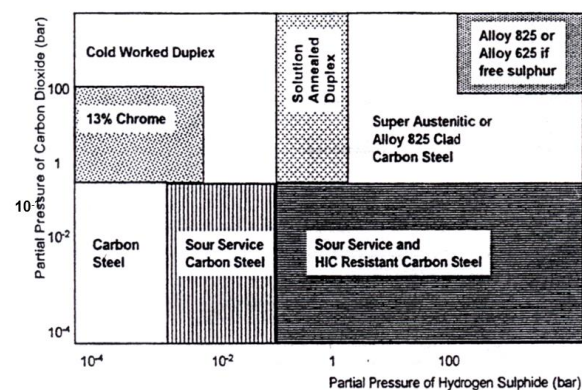
Korosi sangat dihindari dalam mendesain objek yang berbahan baja karena dapat menyebabkan penipisan pada *riser*. Cara yang paling umum untuk menghindari korosi adalah dengan pelapisan dan proteksi katodik.

TEORI DAN METODOLOGI

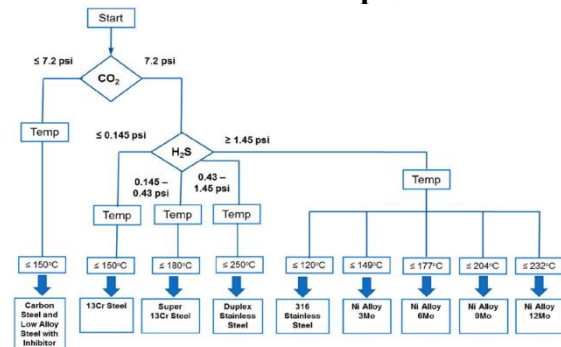
Pemilihan Material Pipa

Pipa penyalur menggunakan baja sebagai materialnya. Terdapat 3 jenis baja pipa, yaitu low carbon steel, high strength low alloy steel, dan alloyed steel (CRA).

C-Mn Steel merupakan jenis baja yang paling umum digunakan. Tetapi C-Mn steel memiliki kelemahan, yaitu mudah terkorosi. Jika konten yang dialirkan mengandung karbon dioksida dan/atau hidrogen sulfida yang tinggi (sangat korosif), maka C-Mn Steel tidak dapat digunakan dan diganti/ditambahkan dengan menggunakan CRA (Corrosive Resistance Alloy). Pemilihan material dapat mengikuti **Gambar 1** dan **Gambar 2**.



Gambar 1 Grafik Pemilihan Material (Materi Kuliah KL4220 - Pipa Bawah Laut)



Gambar 2 Bagan Pemilihan Material (Materi Kuliah KL4220 – Pipa Bawah Laut)

Tekanan parsial dapat dihitung dengan persamaan (1) dan (2).

$$P_{\text{partial}} \text{ H}_2\text{S} = (\text{ppmv H}_2\text{S}/10^6) \times P_{\text{system}} \quad (1)$$

$$P_{\text{partial}} \text{ CO}_2 = \frac{\text{mol\% CO}_2}{100} \times P_{\text{system}} \quad (2)$$

Desain Tebal Dinding Pipa Riser dengan DNV-OS-F101

Standar yang digunakan dalam bagian ini adalah DNV-OS-F101 tahun 2013. Standar DNV-OS-F101 digunakan untuk desain pipa *rigid* bawah laut, termasuk *riser*. Terdapat 4 jenis kegagalan yang dapat terjadi, yaitu:

1. Pressure Containment (Bursting)

Pipa *riser* harus diperiksa dengan persamaan (3) untuk kondisi operasi dan persamaan (4) untuk kondisi *hydrotest* agar tidak terjadi *bursting*.

$$p_{li} - p_e \leq \min \left(\frac{p_b(t_1)}{\gamma_m \gamma_{SC}}; \frac{p_{lt}}{\alpha_{spt}} - p_e; \frac{p_h \alpha_U}{\alpha_{mpt}} \right) \quad (3)$$

$$p_{lt} - p_e \leq \min \left(\frac{p_b(t_1)}{\gamma_m \gamma_{SC}}; p_h \right) \quad (4)$$

2. Local Buckling – External Over Pressure Only (System Collapse)

Agar tidak terjadi *collapse*, selisih tekanan luar dan dalam tidak dapat melebihi ketahanan *riser* terhadap tekanan luar, seperti yang dapat dilihat pada persamaan (5).

$$p_e - p_{min} \leq \frac{p_c(t_1)}{\gamma_m \gamma_{SC}} \quad (5)$$

3. Propagating Buckling

Agar tidak terjadi *propagation buckling*, maka selisih antara tekanan luar dan dalam harus lebih kecil daripada tekanan minimum yang diperlukan untuk terjadinya *propagation buckling*, atau yang dapat dilihat pada persamaan (6). Jika terjadi *propagating buckling*, dapat didesain *buckle arrestor* untuk mencegahnya.

$$p_e - p_{min} \leq \frac{p_{pr}}{\gamma_m \gamma_{SC}} \quad (6)$$

4. Local Buckling – Combined Loading Criteria

Kriteria ini memperhitungkan kondisi *riser* yang mengalami *hoop stress*, dengan gaya aksial dan momen lentur. Saat tekanan dalam

lebih besar daripada tekanan luar *riser*, persamaan (7) harus dipenuhi. Sedangkan saat tekanan luar lebih besar daripada tekanan dalam *riser*, persamaan (8) harus dipenuhi.

$$\left\{ \gamma_m \gamma_{SC} \frac{|M_{Sd}|}{\alpha_c M_p(t_2)} + \left\{ \frac{\gamma_m \gamma_{SC} S_{Sd}(P_i)}{\alpha_c S_p(t_2)} \right\}^2 \right\}^2 + \left(\alpha_p \frac{p_i - p_e}{\alpha_c p_b(t_2)} \right)^2 < 1 \quad (7)$$

$$\left\{ \gamma_m \gamma_{SC} \frac{|M_{Sd}|}{\alpha_c M_p(t_2)} + \left\{ \frac{\gamma_m \gamma_{SC} S_{Sd}(P_i)}{\alpha_c S_p(t_2)} \right\}^2 \right\}^2 + \left(\gamma_m \gamma_{SC} \frac{p_e - p_{min}}{\alpha_c p_b(t_2)} \right)^2 < 1 \quad (8)$$

Gaya aksial efektif (S_F) yang diperlukan untuk perhitungan gaya aksial efektif desain (S_{Sd}) merupakan gaya yang disebabkan oleh tegangan longitudinal. Menurut Bai dan Bai (2014), tegangan longitudinal disebabkan oleh beberapa hal, yaitu end cap, bending stress, thermal stress, dan hoop stress (dikalikan dengan rasio poisson). Tegangan longitudinal dapat dihitung dengan persamaan (9).

$$\sigma_l = \sigma_t + \sigma_b + \sigma_v + \sigma_{ec} \quad (9)$$

Setelah dimasukkan fungsi masing-masing komponen, dapat diperoleh gaya aksial efektif yang dapat dihitung dengan persamaan (10)

$$S_F = \left(-E \cdot \alpha \cdot (T_f - T_o) + \sigma_b + v \left(\frac{p_i - p_e}{2t} D_o \right) \right) A_p + \frac{\pi}{4} (p_i (D_o - 2t_2)^2 - p_e D_o^2) \quad (10)$$

Desain Tebal Dinding *Riser* dengan DNV-OS-F201

Standar yang digunakan dalam bagian ini adalah DNV-OS-F201 tahun 2010. Standar DNV-OS-F201 dan DNV-OS-F101 memiliki banyak kemiripan. Standar DNV-OS-F201 merupakan standar yang digunakan untuk mendesain *riser* dinamik dan *compliant riser*. Pada bagian ini akan dijelaskan beberapa perbedaan yang terdapat diantara keduanya.

Sama seperti DNV-OS-F101, terdapat 4 jenis kegagalan yang dapat terjadi, yaitu:

1. Bursting

Agar tidak terjadinya *bursting*, persamaan (11) harus terpenuhi.

$$(p_{li} - p_e) \leq \frac{p_b(t_1)}{\gamma_m \gamma_{sc}} \quad (11)$$

Terdapat sedikit perbedaan diantara DNV-OS-F201 dengan DNV-OS-F101 dalam menentukan faktor material resistance, faktor safety class resistance, dan perhitungan tekanan desain lokal.

2. System Hoop Buckling (Collapse)

Pemeriksaan terhadap collapse dilakukan dengan cara yang sama dengan DNV-OS-F101, yaitu dengan persamaan (5). *Riser* yang mengalami *external overpressure* harus didesain untuk memenuhi syarat tersebut.

Faktor fabrikasi yang digunakan berbeda dengan yang digunakan pada DNV-OS-F101, sedangkan nilai kapasitas hoop buckling, tekanan collapse elastis, dan tekanan collapse plastis sama.

3. Propagating Buckling

Agar tidak terjadi kegagalan propagating buckling, *riser* harus didesain agar memenuhi persamaan (12). Jika *riser* tidak terjadi *propagating buckling*, maka kegagalan *collapse* juga tidak mungkin terjadi.

$$(p_{li} - p_e) \leq \frac{p_b(t_1)}{\gamma_m \gamma_{sc}} \quad (12)$$

4. Combined Loading Criteria

Jika *riser* mengalami momen lentur, tegangan efektif, dan internal overpressure, maka pipa harus didesain untuk memenuhi persamaan

(13). Sedangkan jika *riser* mengalami momen lentur, tegangan efektif, dan external overpressure, maka *riser* harus didesain untuk memenuhi persamaan (14).

$$(\gamma_{sc} \gamma_m) + \left(\left(\frac{|M_d|}{M_k} + \sqrt{1 - \left(\frac{p_{ld} - p_e}{p_b(t_2)} \right)^2} + \left(\frac{T_{ed}}{T_k} \right)^2 \right) + \left(\frac{p_{ld} - p_e}{p_b(t_2)} \right)^2 \leq 1 \quad (13)$$

$$(\gamma_{sc} \gamma_m)^2 + \left(\left(\frac{|M_d|}{M_k} + \left(\frac{T_{ed}}{T_k} \right)^2 \right)^2 + (\gamma_{sc} \gamma_m)^2 \left(\frac{p_e - p_{min}}{p_c(t_2)} \right)^2 \leq 1 \quad (14)$$

Nilai gaya aksial efektif fungsional (T_{ef}) dihitung dengan cara yang sama dengan gaya aksial efektif fungsional (S_F) pada DNV-OS-F101. Nilai momen fungsional (M_F) dihitung dengan cara yang sama dengan momen desain (M_F) pada DNV-OS-F101.

Desain Tebal Dinding Pipa Riser dengan ASME B31.8

ASME B31.8 adalah salah satu standar yang dapat digunakan untuk mendesain pipa gas. Untuk mendesain pipa gas *offshore*, seperti pipa penyalur dan *riser*, menggunakan bagian Chapter VIII. Pada ASME B31.8, desain tebal dinding pipa *riser* dipisahkan menjadi dua kondisi, yaitu pada saat instalasi dan saat operasi. Berikut adalah kegagalan-kegagalan yang dapat terjadi:

1. Collapse

Dinding *riser* harus didesain agar tidak terjadi *collapse* akibat tekanan eksternal. Pemeriksaan dapat dilakukan dengan persamaan (15). Kegagalan ini diperiksa untuk kedua kondisi.

$$f_o \cdot P_c \geq (p_e - p_i) \quad (15)$$

2. Buckling dan Propagating Buckling

Buckling akibat tekanan eksternal dengan momen lentur dan *out-of-roundness* dapat diperiksa dengan persamaan (16). Kegagalan ini diperiksa untuk kedua kondisi.

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_b} + \frac{(p_e - p_i)}{f_c \cdot P_c} \leq g(\delta) \quad (16)$$

Nilai regangan lentur menurut Jaeyoung Lee (2007) bernilai 0,005 untuk kondisi instalasi dan 0,003 untuk kondisi operasi.

Agar *buckle* tidak berpropagasi, persamaan (17) harus dipenuhi. *Propagation buckling* juga diperiksa untuk kedua kondisi.

$$p_e - p_i < f_p \cdot P_p \quad (17)$$

3. Allowable Longitudinal Stress

Persamaan (18) digunakan untuk memeriksa apakah tegangan longitudinal melebihi kapasitas saat kondisi instalasi.

$$T_{eff} \leq 0,6 T_y \quad (18)$$

4. Luluh akibat tegangan hoop

Pemeriksaan ini perlu diperiksa agar tegangan hoop tidak menyebabkan *riser* luluh saat beroperasi. Kegagalan ini diperiksa dengan persamaan (19).

$$S_h \leq F_1 \cdot SMYS \cdot T \quad (19)$$

5. Luluh akibat tegangan longitudinal

Pemeriksaan ini perlu diperiksa agar tegangan longitudinal tidak menyebabkan *riser* luluh saat beroperasi. Kegagalan ini diperiksa dengan persamaan (20).

$$|S_L| \leq F_2 \cdot SMYS \quad (20)$$

6. Luluh akibat tegangan gabungan

Pemeriksaan ini perlu diperiksa agar tegangan longitudinal tidak menyebabkan *riser* luluh saat beroperasi. Kegagalan ini diperiksa dengan persamaan (21).

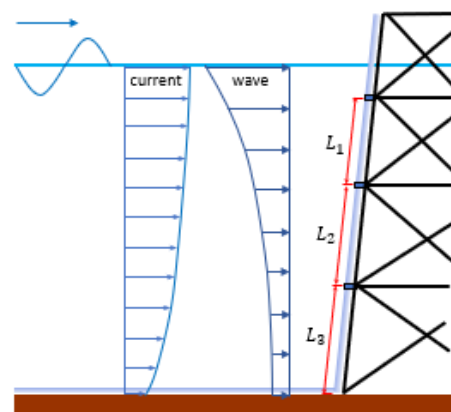
$$\sqrt{S_h^2 + S_L^2 + S_L \cdot S_h + 3 S_t^2} \leq F_3 \cdot SMYS \quad (21)$$

Analisis Bentang Bebas

Analisis bentang bebas dilakukan mengikuti standar DNV 1981. Menurut DNV (1981), terdapat tiga buah pemeriksaan yang perlu dilakukan, yaitu *excessive yielding*, *fatigue due to vortex shedding*, dan *interference with human activities*. Pada tugas akhir ini, *riser* akan diperiksa terhadap kegagalan *excessive yielding* (analisis statik) dan *fatigue due to vortex shedding* (analisis dinamik).

1. Excessive Yielding (Analisis Statik)

Beban-beban yang diperhitungkan pada analisis statik adalah beban gelombang dan arus, berat *riser* itu sendiri, dan tekanan. Untuk *riser*, beban lingkungan berbeda-beda untuk setiap kedalaman, maka panjang bentang yang diperoleh akan berbeda sesuai dengan kedalamannya. Ilustrasinya dapat dilihat pada **Gambar 3**.



Gambar 3 Analisis Statik pada Riser

Agar tidak luluh, *equivalent stress* tidak boleh melebihi kapasitasnya. *Equivalent stress* dapat

dihitung dengan persamaan (22), tegangan izin dapat dihitung dengan persamaan (23).

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (22)$$

$$\sigma_{ep} = \eta_{ep} \sigma_F k_t \quad (23)$$

Tegangan longitudinal adalah tegangan yang disebabkan oleh tegangan thermal, poisson, dan lentur. Sedangkan *tangential shear stress* menurut Bai dan Bai (2014) bernilai 0.

Tegangan longitudinal yang terjadi pada *riser* disebabkan oleh resultan dari beban merata akibat beban lingkungan (gelombang dan arus) dan berat sendiri *riser*. Tegangan longitudinal dihitung dengan persamaan (24).

$$\sigma_b = \frac{W L^2 D_o}{C 2 I} \quad (24)$$

2. Fatigue due to Vortex Shedding

Panjang bentang suatu pipa *riser* merupakan fungsi dari frekuensi natural. Hubungannya dapat dilihat dengan persamaan (25).

$$L_s = \sqrt{\frac{C_e}{2\pi f_n} \sqrt{\frac{EI}{M_e}}} \quad (25)$$

Untuk memperoleh nilai panjang bentang maksimum, gunakan frekuensi natural *riser* yang diperoleh dengan menggunakan *reduced velocity* untuk osilasi *in line* dan *cross flow*. Frekuensi natural dapat dihitung dengan persamaan (26).

$$f_n = \frac{V}{U_r D} \quad (26)$$

Desain Proteksi Katodik

Desain dilakukan berdasarkan standar DNV-OS-F103 dan ISO 15589-2. Terdapat 2 jenis perhitungan proteksi katodik yang perlu dilakukan, yaitu perhitungan massa anoda total, dan perhitungan keluaran arus anoda.

Jarak antar anoda ditentukan bersamaan dengan jumlah anoda yang diperlukan. Jarak maksimal antar anoda pada pipa *riser* adalah 300 meter.

1. Perhitungan jumlah anoda berdasarkan kebutuhan massa

Jumlah anoda yang diperlukan adalah massa anoda yang diperlukan dibagi massa satu anoda. Massa anoda yang diperlukan dapat dihitung dengan persamaan (27).

$$M = \frac{I_{cm} \cdot t_f}{u \cdot \varepsilon} \quad (27)$$

2. Perhitungan jumlah anoda berdasarkan kebutuhan arus

Jumlah anoda yang diperlukan adalah arus yang diperlukan pada akhir masa layan dibagi dengan output arus yang dapat dihasilkan oleh anoda. Jumlah arus yang diperlukan pada akhir masa layan dapat dihitung dengan persamaan (28). Output arus yang dapat dihasilkan oleh sebuah anoda dapat dihitung dengan persamaan (29).

$$I_{cf} = A_c \cdot f_{cf} \cdot i_{cm} \quad (28)$$

$$I_{af} = \frac{E_c^o - E_a^o}{R_{af}} \quad (29)$$

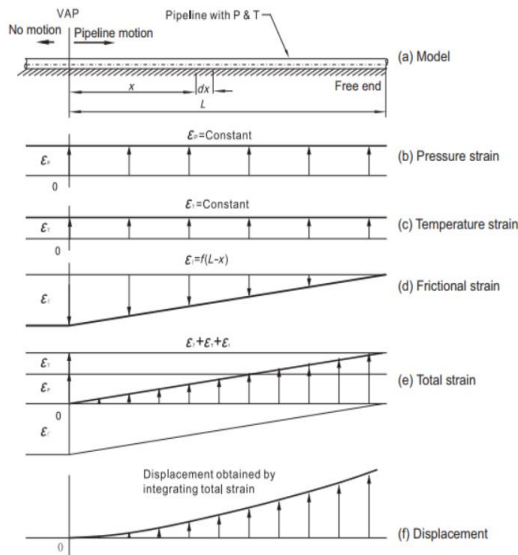
Hambatan anoda pada akhir masa layan bergantung pada jenis anoda yang digunakan. Untuk tipe *bracelet* dapat dihitung dengan persamaan (30).

$$R_a = 0,315 \cdot \frac{\rho}{\sqrt{A}} \quad (30)$$

Analisis Thermal Expansion

Thermal Expansion adalah perpanjangan yang terjadi pada pipa yang disebabkan oleh regangan-regangan longitudinal yang disebabkan oleh tekanan dan temperatur. Walaupun demikian, regangan-regangan tersebut akan tertahan oleh gesekan pipa dengan tanah.

Pipa akan berekspansi dari ujung pipa hingga suatu titik dimana gaya ekspansi dan gaya gesek pipa dan tanah bernilai sama. Titik tersebut disebut *virtual anchor point*. Ilustrasinya dapat dilihat pada **Gambar 4**.



Gambar 4 Kombinasi Regangan pada Thermal Expansion (Bai dan Bai, 2014)

a. Regangan Longitudinal Pada Pipa

Regangan-regangan yang terjadi antara lain regangan akibat efek *end-cap*, efek poisson, perbedaan temperatur, dan gesekan tanah. Regangan akibat gesekan tanah dapat dihitung dengan persamaan (31).

$$\varepsilon_f = \frac{\mu_a \cdot w_{sub} \cdot x}{A_s \cdot E} \quad (31)$$

b. Titik Virtual Anchor

Titik virtual anchor dapat diperoleh dengan mencari titik dimana regangan gesek antara tanah dengan pipa bernilai sama dengan regangan aksial yang terjadi pada pipa. Titik *virtual anchor* dapat diperoleh dengan persamaan (32).

$$x_{vap} = \frac{(\varepsilon_{end} + \varepsilon_{poisson} + \varepsilon_T) \cdot A_s \cdot E}{\mu_a \cdot w_{sub}} \quad (32)$$

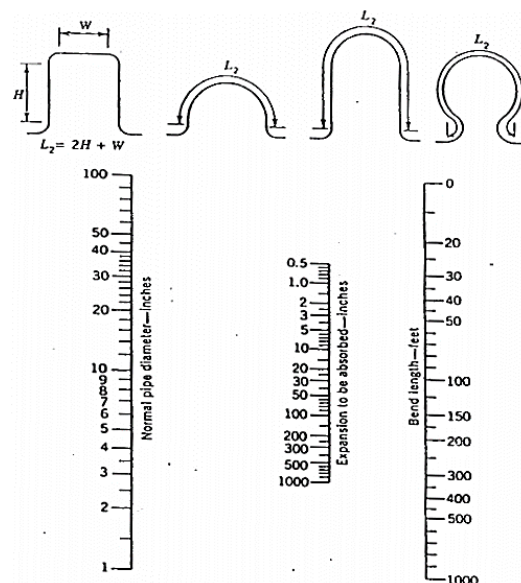
c. Perhitungan Panjang Expansion

Panjang *expansion* adalah penjumlahan seluruh resultan regangan dikalikan jarak yang terjadi dari ujung bebas pipa hingga titik *virtual anchor*, atau yang dapat dilihat pada persamaan (33).

$$\Delta = \int_0^{x_{VAP}} (\varepsilon_{end} + \varepsilon_{poisson} + \varepsilon_T - \varepsilon_f) dx \quad (33)$$

Desain Expansion Spool

Desain dimensi *expansion spool* dapat dilakukan dengan menggunakan nomogram yang dapat dilihat pada **Gambar 5**.

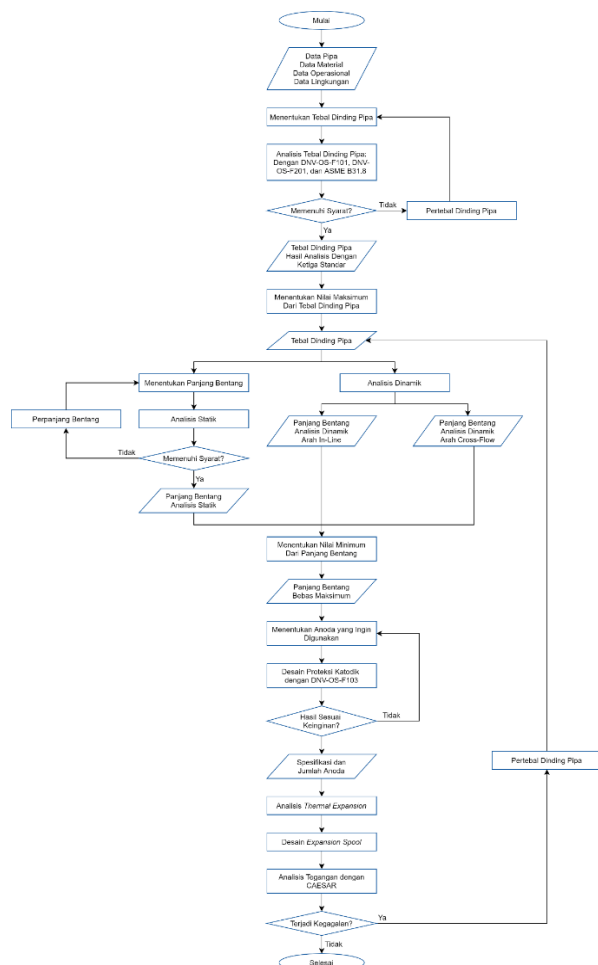


Gambar 5 Nomogram Bend Length Expansion Spool Tipe U (Kannappan, 1986)

Analisis Tegangan dengan CAESAR II
CAESAR II merupakan perangkat lunak tingkat industri untuk melakukan analisis tegangan pada pipa atau pipe stress analysis. Pada tugas akhir ini akan dimodelkan pipeline sepanjang 100 meter, kemudian expansion spool, lalu *riser*.

Metodologi

Metodologi pengerjaan tugas akhir secara keseluruhan dapat dilihat pada **Gambar 6**.



Gambar 6 Diagram Alir Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir

HASIL DAN ANALISA

Hasil Desain Tebal Dinding Pipa *Riser*

Dari hasil perhitungan, diperoleh bahwa kondisi operasi yang paling menentukan. Hasil

desain untuk kondisi operasi dapat dilihat pada **Tabel 1** dan **Tabel 2**.

Tabel 1 Perbandingan Tebal Dinding Karakteristik Kondisi Operasi

Kriteria	Tebal Dinding Karakteristik/Minimum(mm)		
	DNV-OS-F101	DNV-OS-F201	ASME B31.8
Pressure Containment	2,75	2,663	5,6
Luluh (Longitudinal)	-	-	2,8
Collapse	0,475	0,038	0
Buckling (Bending+Pressure)	-	-	0
Propagation Buckling	3,8	0	0
Combined Loading	3,9	3,5	2,88

Tabel 2 Perbandingan Tebal Dinding Nominal Kondisi Operasi

Kriteria	Tebal Dinding Nominal (mm)		
	DNV-OS-F101	DNV-OS-F201	ASME B31.8
Pressure Containment	10	9,9	11,1
Luluh (Longitudinal)	-	-	9
Collapse	7,4	6,9	6,858
Buckling (Bending+Pressure)	-	-	6,858
Propagation Buckling	9,8	6	6,858
Combined Loading	9,9	9,5	9
Max	10	9,9	11,1

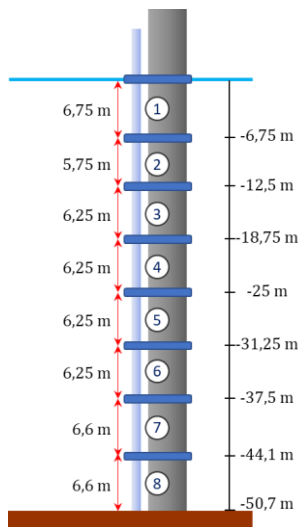
Dari tabel diperoleh tebal sebesar 11,1 mm, kemudian diambil tebal dinding yang tersedia pada API-5L, yaitu sebesar 0,5 in atau 12,7 mm.

Hasil Desain Analisis Bentang Bebas

Dari perhitungan, diperoleh bahwa kondisi operasi yang paling menentukan. Dari hasil bentang bebas maksimum yang diperoleh dari perhitungan, dipilih panjang bentang yang lebih rendah dengan nilai yang lebih teratur agar hasil desain tidak terdapat panjang bentang yang terlalu berbeda-beda yang akan mempersulit instalasi. Hasil desainnya dapat dilihat pada **Tabel 3** dan **Gambar 7**.

Tabel 3 Hasil Desain Bentang Bebas Kondisi Operasi

Bentang	Statik	Dinamik		Min	Pilih	Kum
		Crossflow	Inline			
1	24,57	12,62	7,22	7,22	6,75	6,75
2	25,44	10,92	6,21	6,21	5,75	12,5
3	28,48	11,63	6,57	6,57	6,25	18,75
4	31,81	12,33	6,95	6,95	6,25	25
5	35,1	13	7,30	7,30	6,25	31,25
6	38,34	13,17	7,38	7,38	6,25	37,5
7	41,63	13,77	7,70	7,70	6,6	44,1
8	45,81	14,50	8,09	8,09	6,6	50,7



Gambar 7 Hasil Desain Bentang Bebas

Hasil Desain Proteksi Katodik

Anoda yang digunakan adalah anoda dari Galvotec, dengan spesifikasi yang dapat dilihat pada Tabel 4.

Tabel 4 Spesifikasi Proteksi Katodik

No	Parameter	Satuan	Nilai
1	Tipe anoda		<i>bracelet</i>
2	Material anoda		<i>zinc</i>
3	Tebal anoda	in	1,5
4	Panjang anoda	in	11,25
5	Berdasarkan kebutuhan massa		
	Massa yang diperlukan	kg	0,49
	Massa satu anoda	kg	37,7
	Jumlah anoda	buah	1
6	Berdasarkan kebutuhan arus		
	Arus yang diperlukan	A	0,0021
	Output arus yang disediakan	A	1,21
	Jumlah anoda	buah	1
7	Jumlah anoda yang diperlukan	Buah	1

Hasil Analisis Thermal Expansion

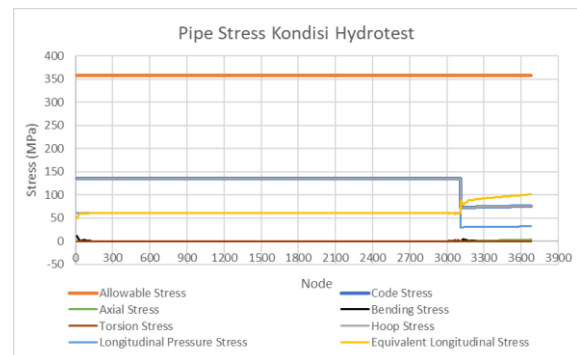
Hasil perhitungan panjang *virtual anchor* untuk kondisi operasi sepanjang 213,38 m, dan kondisi *hydrotest* sepanjang 232,29 m. Untuk panjang *expansion*, pada kondisi operasi sebesar 10,84 mm, dan kondisi *hydrotest* sebesar 9,62 mm.

Desain Dimensi *Expansion Spool*

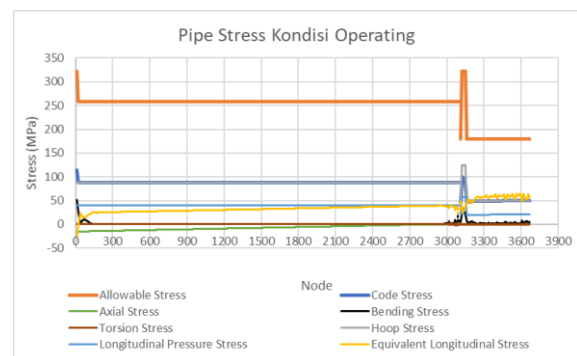
Dari nomogram pada **Gambar 5**, diperoleh panjang Bend Length minimum adalah 20 ft atau 6,4 m. Agar mempermudah, digunakan dimensi $L_2 = 7$ m, $H = 2$ m, dan $W = 3$ m.

Hasil Analisis Tegangan dengan CAESAR

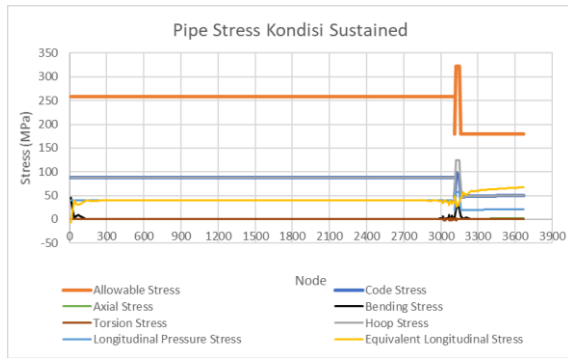
Analisis dilakukan untuk 5 jenis kasus. Hasil untuk nilai maksimum untuk tiap-tiap kasus dapat dilihat pada grafik berikut.



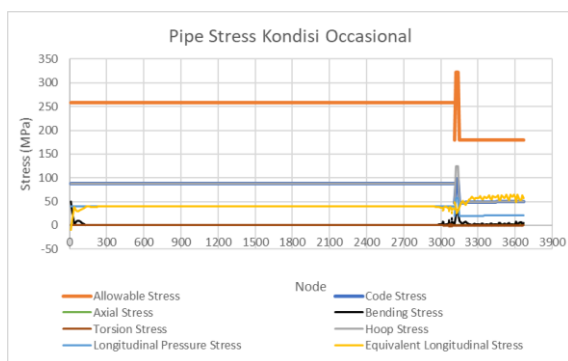
Gambar 8 Grafik Tegangan Pipa Kondisi *Hydrotest*



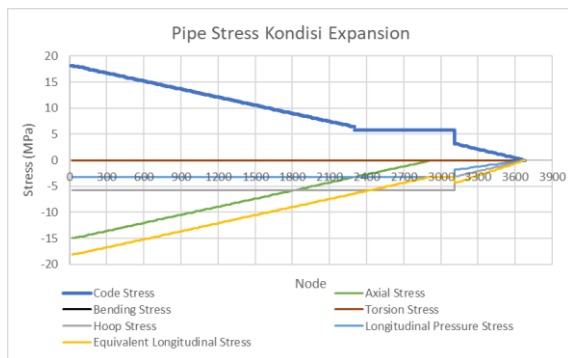
Gambar 9 Grafik Tegangan Pipa Kondisi *Operating*



Gambar 10 Grafik Tegangan Pipa Kondisi Sustained



Gambar 11 Grafik Tegangan Pipa Kondisi Occasional



Gambar 12 Grafik Tegangan Pipa Kondisi Expansion

Dari hasil yang diperoleh pada Gambar 8 hingga Gambar 12, dapat dilihat bahwa hasil yang diperoleh memenuhi syarat. Dilihat dari *allowable stress* yang sebesar 0,72 SMYS pada pipeline dan 0,5 SMYS pada riser, dapat dilihat sebagian besar rasio terbesar terjadi pada beban *hoop stress*. Terdapat beberapa titik dimana *allowable stress* bernilai 0,9 SMYS. Pada titik tersebut rasio terbesar terjadi akibat *combined loading*, yang dikarenakan kenaikan *bending stress*.

Tabel 5 Rangkuman Rasio Terbesar Untuk Setiap Kasus pada Seluruh Bagian Pipa

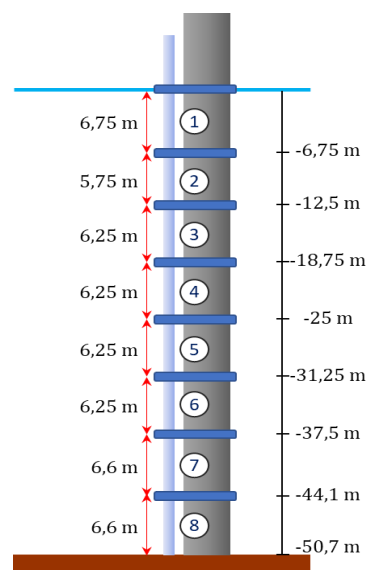
Kasus	Bagian	Node	Rasio Maksimum (%)	Code Stress (MPa)	Allowable Stress (MPa)
Hydrotest (L1)	Pipeline	10	37,8	135,3	358,5
	Expansion Spool	3000	37,8	135,3	358,5
	Riser	3680	21,2	76	358,5
Operasi (L16 W+D1+P1-WAV1)	Pipeline	10	35,5	88,3	258,1
	Expansion Spool	3000	34,2	88,3	258,1
	Riser	3130	30,8	99,39	322,7
Sustained (L20, W+P1)	Pipeline	10	34,2	88,3	258,1
	Expansion Spool	3000	34,2	88,3	258,1
	Riser	3130	30,2	97,45	322,7
Occasional (L33, L25+L20)	Pipeline	10	34,2	88,3	258,1
	Expansion Spool	3000	34,2	88,3	258,1
	Riser	3129	30,6	98,7	322,7
Expansion (L38, L3-L20)	Pipeline	10	-	18,1	-
	Expansion Spool	3000	-	5,8	-
	Riser	3130	-	3,1	-

KESIMPULAN DAN SARAN

KESIMPULAN

Dari pengerjaan tugas akhir diatas, dapat diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Hasil desain tebal dinding dengan DNV-OS-F101 adalah 10 mm, hasil desain dengan DNV-OS-F201 adalah 9,9 mm, dan hasil desain tebal dinding dengan ASME paling konservatif, yaitu sebesar 11,1 mm.
2. Tebal dinding *riser* yang digunakan adalah 12,7 mm.
3. Hasil perhitungan bending bebas aktual dapat dilihat pada **Gambar 13**.



Gambar 13 Hasil Desain Bentang Bebas

4. Hasil desain proteksi katodik diperoleh anoda tipe *bracelet* dari Galvotec dengan bahan *zinc* dengan tebal 1,5 in, panjang 11,25 in sebanyak 1 buah.
5. Dari hasil analisis tegangan, diperoleh beban terbesar terjadi pada pipeline pada kondisi hydrotest, dengan rasio 37,8%.
6. Panjang virtual anchor dan panjang ekspansi hasil dari CAESAR lebih besar 5,91% untuk virtual anchor dan 35,9% untuk panjang ekspansi dari hasil perhitungan.

SARAN

Saran agar pengerjaan tugas akhir dapat menjadi lebih baik lagi adalah sebagai berikut:

1. Sebaiknya hasil tebal dinding yang diperoleh juga diperiksa terhadap analisis instalasi.
2. Dapat dicoba untuk menggunakan standar yang lebih baru, seperti DNV-RP-F105 untuk analisis bentang bebas.
3. Analisis thermal expansion akan menjadi lebih akurat jika memperhitungkan perbedaan suhu sepanjang pipa.
4. Pipeline dimodelkan mengikuti alignment sheet jika tersedia, agar dapat memperoleh hasil analisis tegangan yang lebih baik.

DAFTAR PUSTAKA

Antonio, A. (13 Desember 2019): What is Hoop Stress in pressure vessel?, , diperoleh 6 Maret 2020, melalui situs internet: <https://amarineblog.com/2019/12/13/what-is-hoop-stress-in-pressure-vessel/>.

API 5L (2000): *Specification for Line Pipe*, American National Standards Institute, Washington, DC.

ASME B31.8. (2018): *Gas Transmission and Distribution Piping Systems*, The American Society of Mechanical Engineers, New York.

Bai, Q., dan Bai, Y. (2014): *Subsea Pipeline Design, Analysis, and Installation*, Gulf Professional Publishing, 825.

Cathodic Protection 101. (t.t.): , diperoleh 23 Juni 2020, melalui situs internet: <https://www.cathodicprotection101.com/>.

Cathodic Protection of Pipeline. (t.t.): , diperoleh 17 Juni 2020, melalui situs internet: <https://slideplayer.com/slide/6244681/>.

Choi, H.-S., Do, C.-H., dan Na, Y.-J. (2010): *Expansion Spool Design of an Offshore Pipeline by the Slope Deflection Method*.

DNV 1981 (1981): *Rules for Submarine Pipeline Systems*, Veritas Offshore Technology and Service A/S, Oslo.

DNV-OS-F101 (2013): *Submarine Pipeline Systems*, Veritas Offshore Technology and Service A/S, Oslo.

DNV-OS-F201 (2010): *Dynamic Risers*, Veritas Offshore Technology and Service A/S, Oslo.

DNV-RP-B401 (2005): *Cathodic Protection Design*, Veritas Offshore Technology and Service A/S, Oslo.

DNV-RP-F103 (2010): *Cathodic Protection of Submarine Pipelines by Galvanic Anodes*, Veritas Offshore Technology and Service A/S, Oslo.

DrillingFormulas.Com (t.t.): Burst (Internal Yield Pressure) Property of Tubular, , diperoleh 21 Februari 2020, melalui situs internet: <http://www.drillingformulas.com/burst-internal-yield-pressure-property-of-tubular/>.

Figure 4: Pipe sample after propagating collapse test. (t.t.): , diperoleh 22 Februari 2020, melalui situs internet: https://www.researchgate.net/figure/Pipe-sample-after-propagating-collapse-test_fig4_320209150.

Galvotec Alloys, Inc. - Catalogs - The Anode Company. (t.t.): , diperoleh 24 Juni 2020, melalui situs internet: <http://www.galvotec.com/galvotec-alloys-inc-catalogs-the-anode-company>.

Guo, B., Song, S., Ghalambor, A., dan Tian Ran Lin (2014): *Offshore Pipelines. Design, Installation, and Maintenance*, Elsevier Science, Burlington, 373.

Hot off the presses: 4 new resources for pipeline corrosion protection. (29 Agustus 2018): , diperoleh 23 Juni 2020, melalui situs internet: <https://www.worldpipelines.com/equipment-and-safety/29082018/hot-off-the-presses-4-new-resources-for-pipeline-corrosion-protection/>.

ISO 15589-2 (2012): *Petroleum, petrochemical and natural gas industries — Cathodic protection of pipeline transportation systems — Part 2 : Offshore pipelines*, International Organization for Standardization, Geneva.

Kannappan, S. (1986): *Introduction to Pipe Stress Analysis*, John Wiley & Sons, Tennessee.

Lee, J. (2007): *Introduction to Offshore Pipelines and Risers* (1 ed.), Texas.

Mawat, M. J. (2018): Evaluation Study of Free Spanning Subjected to Hydrodynamic Loads, *Engineering Sciences*, 11.

Palmer, A. C., dan King, R. A. (2008): *Subsea Pipeline Engineering*, PennWell Books, 650.

Pipe collapse due to external hydrostatic pressure (Sutradara). (t.t.): , diperoleh 27 Februari 2020 melalui situs internet: <https://www.youtube.com/watch?v=rwdhbfJ3niI>.

Vernandes, A. (t.t.): Tutorial Menjawab Soal Tentang Korosi dan Pencegahannya, , diperoleh 23 Juni 2020, melalui situs internet: <https://www.avkimia.com/2016/09/tutorial-menjawab-soal-tentang-korosi-dan-pencegahannya.html>.

Vortex Shedding in Water. (t.t.): , diperoleh 8 Maret 2020, melalui situs internet: <https://sciencedemonstrations.fas.harvard.edu/presentations/vortex-shedding>.