

DESAIN DAN ANALISIS PIPELINE CROSSING PADA PIPA BAWAH LAUT

Faridah Zahra¹ dan Ricky Lukman Tawekal²

Program Studi Teknik Kelautan

Fakultas Teknik Sipil dan Lingkungan

Institut Teknologi Bandung

Jl. Ganesha 10 Bandung 40132

¹faridahzahraa@gmail.com dan ²ricky@ocean.itb.ac.id

Abstrak

Eksplorasi dan eksploitasi minyak dan gas bumi lepas pantai tidak dapat terlepas dari teknologi *subsea*. *Subsea pipeline* merupakan bagian dari teknologi *subsea* yang berfungsi untuk mentranspor hasil minyak dan gas bumi lepas pantai dari *manifold* atau sumur ke stasiun penerima, baik FPSO, *fixed platform*, atau fasilitas pengolahan di darat.

Perancangan *subsea pipeline* sebagai sarana transportasi hasil minyak atau gas bumi yang memiliki nilai ekonomi yang tinggi tentu merupakan hal yang harus dilakukan secara cermat dengan mengacu pada standar internasional yang berlaku, seperti DNV, API, ASME, dan sebagainya. Pada umumnya, perancangan *subsea pipeline* yang dilakukan meliputi perancangan tebal dinding pipa, analisis kestabilan pipa untuk memperoleh tebal *concrete coating* yang dibutuhkan, analisis *free span* pipa untuk memperoleh nilai panjang *free span* kritis, serta analisis tegangan pipa pada proses instalasi untuk mengetahui kelayakan pipa untuk diinstal.

Tingkat penggunaan pipa sebagai sarana transportasi hasil eksploitasi minyak dan gas saat ini terus berkembang seiring dengan pertumbuhan industri minyak dan gas yang semakin pesat. Hal tersebut menyebabkan seringnya ditemukan kondisi yang mengharuskan rute pipa yang akan dibangun bersilangan dengan rute pipa eksisting. Kondisi persilangan pipa (*pipeline crossing*) ini akan menimbulkan resiko kegagalan pipa yang cukup besar baik pada pipa baru maupun pipa eksisting. Oleh karena itu, dalam kasus terjadinya *pipeline crossing* dalam pemilihan rute suatu sistem *subsea pipeline* perlu diadakan analisis terhadap kelayakan operasi *pipeline crossing* yang dapat diperoleh melalui analisis tegangan pipa tersebut.

Kata kunci: *subsea pipeline, pipeline crossing, wall thickness, on bottom stability, free span, pipeline installation, stress analysis, soil settlement.*

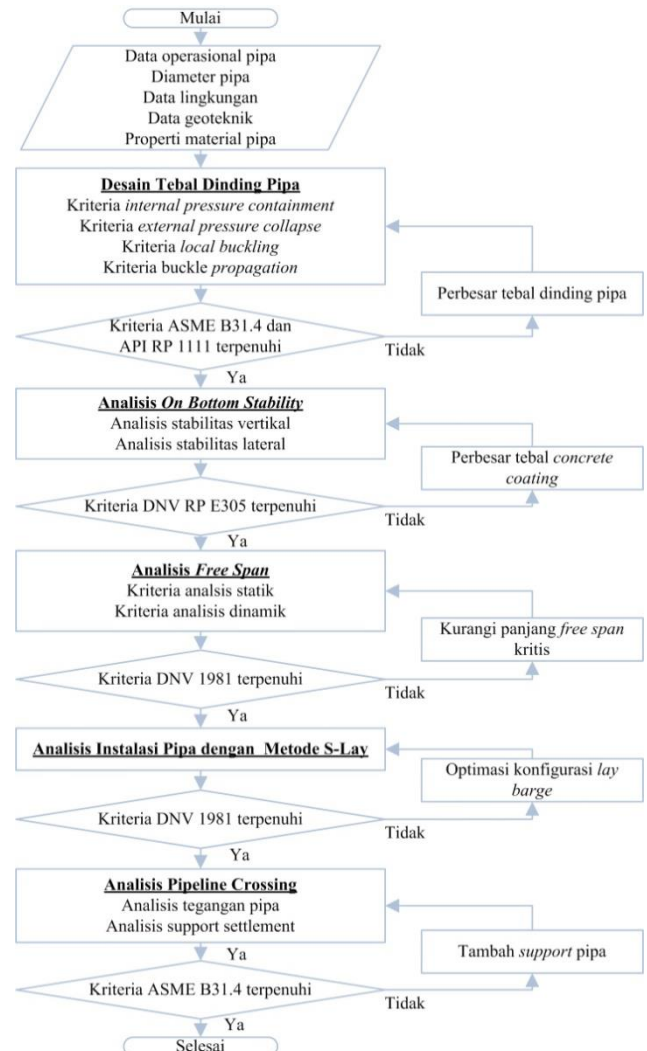
PENDAHULUAN

Eksplorasi dan eksploitasi minyak dan gas bumi lepas pantai tidak dapat terlepas dari teknologi *subsea pipeline* yang berfungsi untuk mentranspor hasil minyak dan gas bumi lepas pantai dari manifold atau sumur ke stasiun penerima. Perancangan *subsea pipeline* sebagai sarana transportasi hasil minyak atau gas bumi yang memiliki nilai ekonomi yang tinggi tentu merupakan hal yang harus dilakukan secara cermat melalui serangkaian proses yang mengacu pada standar internasional yang berlaku, seperti DNV, API, ASME, dan sebagainya. Pada umumnya, perancangan *subsea pipeline* yang dilakukan meliputi perancangan tebal dinding pipa, analisis kestabilan pipa, analisis *free span* pipa, serta analisis instalasi pipa.

Tingkat penggunaan pipa sebagai sarana transportasi hasil eksploitasi minyak dan gas yang terus berkembang sering menyebabkan kondisi yang mengharuskan rute pipa yang akan dibangun bersilangan dengan rute pipa eksisting. Kondisi persilangan pipa (*pipeline crossing*) ini akan menimbulkan resiko kegagalan pipa yang cukup besar baik pada pipa baru maupun pipa eksisting. Kegagalan tersebut dapat terjadi akibat tegangan pipa yang tinggi akibat momen bending pipa di bagian tumpuan *pipeline crossing*, atau berlebihan tekanan pada pipa eksisting karena beban pipa baru di atasnya. Oleh karena itu, dalam kasus terjadinya *pipeline subsea pipeline* perlu diadakan analisis terhadap kelayakan operasi *pipeline crossing* yang dapat diperoleh melalui analisis tegangan pipa tersebut.

TEORI DAN METODOLOGI

Secara umum, metodologi desain *subsea pipeline* dan analisis tegangan *pipeline crossing* yang dilakukan pada tugas akhir ini dapat dilihat pada Gambar 1.



Gambar 1 Diagram alir desain *subsea pipeline* dan analisis tegangan *pipeline crossing*.

Ketebalan pipa dihitung agar pipa yang dibangun kuat terhadap berbagai kondisi yang diakibatkan tekanan internal maupun eksternal.

Pada kriteria *internal pressure containment*, ketebalan pipa didesain untuk mencegah terjadinya ledakan (*burst*) pada pipa (Gambar 2) akibat tekanan di dalam pipa (*hoop stress*) yang dirumuskan

$$\sigma_h = \frac{(P_i - P_e) D}{2t} \quad (1)$$



Gambar 2 Pipa yang mengalami *burst*.

ASME B31.4 menyatakan *hoop stress* yang terjadi pada pipa sebagai berikut

$$\sigma_h \leq F_1 SMYS \quad (2)$$

API RP 1111 menyatakan kriteria tekanan *hydrotest*, tekanan desain, serta tekanan insidental pipa sebagai berikut

$$P_t \leq f_d f_e f_t P_b \quad (3)$$

$$P_d \leq 0.80 P_t \quad (4)$$

$$P_a \leq 0.90 P_t \quad (5)$$

$$P_a = P_i - P_e \quad (6)$$

$$P_b = 0.90 (SMYS + SMTS) \frac{t}{D - t} \quad (7)$$

Pada kriteria *external pressure collapse*, ketebalan pipa didesain ntuk mencegah terjadinya deformasi memipih akibat hilangnya kekuatan penampang melintang pipa yang disebabkan oleh tekanan eksternal yang mengenai pipa (Gambar 3).



Gambar 3 Pipa yang mengalami *collapse*.

API RP 1111 menyatakan tekanan *collapse* pipa harus lebih besar dari tekanan eksternal pada pipa.

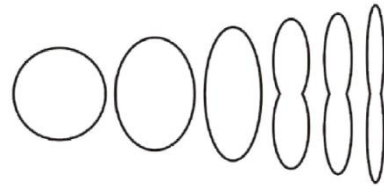
$$P_e - P_i \leq f_0 P_c \quad (8)$$

$$P_c = \frac{P_y P_{el}}{\sqrt{P_y^2 + P_{el}^2}} \quad (9)$$

$$P_y = 2S \left(\frac{t}{D} \right) \quad (10)$$

$$P_{el} = 2E \frac{\left(\frac{t}{D} \right)^3}{1 - \nu^2} \quad (11)$$

Pada kriteria *local buckling*, tebal dinding pipa didesain untuk mencegah terjadinya deformasi plastis pada penampang pipa menjadi oval akibat *longitudinal stress* dan *hoop stress* yang terjadi pada pipa (Gambar 4).

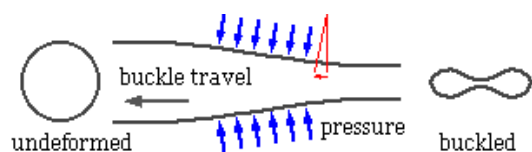


Gambar 4 Ilustrasi terjadinya *local buckling*.

DNV 1981 menyatakan kriteria *local buckling* sebagai berikut

$$\left(\frac{\sigma_L}{\eta_{Lp} \sigma_{Lcr}} \right)^\alpha + \left(\frac{\sigma_h}{\eta_{hp} \sigma_{hcr}} \right) \leq 1 \quad (12)$$

Pada kriteria *buckle propagation*, tebal dinding pipa didesain untuk mencegah terjadinya perambatan deformasi bentuk pada penampang melintang pipa akibat tekanan hidrostatik yang mengenai pipa (Gambar 5).



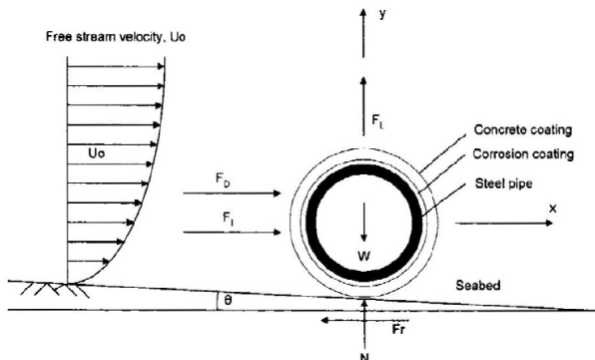
Gambar 5 Skema terjadinya *buckle propagation*.

API RP 1111 menyebutkan bahwa *buckle arrestor* harus digunakan jika kondisi berikut terpenuhi:

$$P_e - P_i \geq f_p P_{pr} \quad (13)$$

$$P_{pr} = 24SMYS \left(\frac{t}{D} \right)^{2.4} \quad (14)$$

Setelah diperoleh nilai tebal dinding pipa, selanjutnya akan dilakukan analisis *on bottom stability*, dengan mengacu pada standar DNV RP E305. Hasil akhir dari analisis *on bottom stability* adalah diperolehnya nilai tebal *concrete coating* yang dibutuhkan untuk menjamin kestabilan pipa baik dalam arah vertikal maupun lateral akibat gaya-gaya lingkungan yang bekerja pada pipa.



Gambar 6 Gaya-gaya lingkungan pada *subsea pipeline*.

Kestabilan vertikal pipa akan tercapai jika berat pipa terendam (*pipe submerged weight*) lebih besar dari gaya apung pipa, syarat tersebut dituliskan pada persamaan berikut

$$\frac{m_s + B}{B} \geq 1.1 \quad (15)$$

Pemeriksaan stabilitas lateral dilakukan dengan memenuhi persyaratan berikut

$$\frac{W_s}{W_{req}} \geq 1 \quad (16)$$

$$W_{req} = \frac{F_D + F_I + \mu F_L}{\mu} F_w \quad (17)$$

Dengan diperolehnya seluruh dimensi pipa yang dibutuhkan, tahap desain selanjutnya adalah melakukan analisis *free span* pipa dengan mengacu pada standar DNV 1981. Pipa yang mengalami *free span* akan mengalami pembebanan statis dan dinamis. Akibat pembebanan statis pipa akan mengalami defleksi yang dapat menyebabkan keruntuhan leleh, sedangkan secara dinamis pipa akan mengalami osilasi yang dapat menyebabkan keruntuhan *fatigue* (lelah). Analisis *free span* dibutuhkan untuk menganalisis batas *free span* yang diizinkan untuk mencegah terjadinya kedua kegagalan diatas.

Analisis statik dilakukan untuk memeriksa tegangan pipa yang terjadi akibat beban statik, atau beban yang dianggap statik (*quasi-static*). Panjang *free span* statik yang diizinkan adalah panjang pipa maksimum yang tegangan padanannya (*equivalent stress*) tidak melebihi tegangan yang diizinkan (. *Equivalent stress* pada pipa dihitung berdasarkan persamaan *equivalent stress* Von Mises yang terdiri dari *hoop stress* (σ_h) dan *longitudinal stress* (σ_l).

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_l^2 + \sigma_h^2} - \sigma_l \sigma_h \quad (18)$$

Tabel 1 Allowable Equivalent Stress untuk Kondisi Instalasi, Hydrotest, dan Operasi

Kondisi	Allowable Equivalent Stress (%SMYS)
Instalasi	72
Hydrotest	90
Operasi	90

Analisis dinamik *free span* pada dasarnya adalah pemeriksaan respon pipa terhadap osilasi yang disebabkan oleh *vortex*. Panjang *free span* kritis dalam kasus terjadinya osilasi pada pipa akibat spesifikasi arus tertentu didasarkan

pada hubungan antara frekuensi natural *free span* pipa tersebut dengan kecepatan tereduksi. Chacko dkk (2005) menyebutkan panjang *free span* kritis untuk kondisi osilasi *cross-flow* dan osilasi *in-line* dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$L_{cf} = \sqrt{\frac{C_{ed} V_{r.cf} D_{tot}}{2\pi (U_s + U_r)}} \sqrt{\frac{EI}{M_{eff}}} \quad (19)$$

$$L_{cf} = \sqrt{\frac{C_{ed} V_{r.in} D_{tot}}{2\pi (U_s + U_r)}} \sqrt{\frac{EI}{M_{eff}}} \quad (20)$$

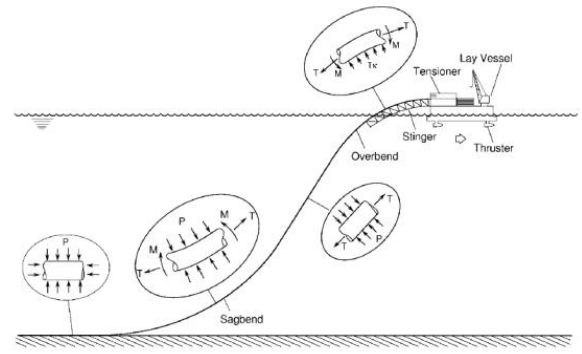
Desain keamanan pipa terhadap VIV dilakukan dengan membandingkan frekuensi *vortex shedding* dengan frekuensi natural pipa yang memiliki nilai *free span* tertentu. Desain pipa yang aman terhadap VIV adalah desain yang memiliki nilai frekuensi natural pipa yang tidak mirip dengan frekuensi *vortex shedding* dengan batasan pada persamaan berikut

$$f_{vs} \leq 0.7 f_n \quad (21)$$

$$f_{vs} = \frac{S_t (U_s + U_r)}{D} \quad (22)$$

$$f_n = \frac{C_{ed}}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{M_{eff} L^4}} \quad (23)$$

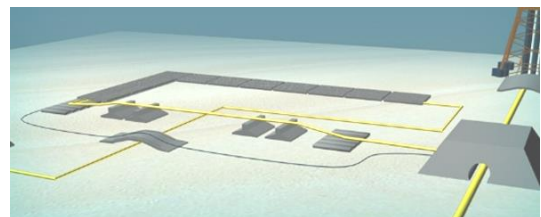
Setelah proses desain pipa selesai, tahap selanjutnya adalah melakukan analisa kelayakan instalasi pipa. Analisis instalasi pipa dilakukan untuk memperkirakan tegangan maksimum yang terjadi pada pipa selama proses instalasi berlangsung.



Gambar 7 Ilustrasi tegangan pada *overbend* dan *sagbend* yang terjadi pada instalasi *subsea pipeline* dengan metode S-Lay.

Kriteria tegangan yang diizinkan sesuai DNV 1981 untuk pipa pada saat instalasi adalah sebesar 96% dari SMYS material pipa. Tetapi untuk memberikan hasil yang lebih konservatif, aturan praktis industri menyatakan kriteria tegangan maksimum pipa pada proses instalasi adalah 85% SMYS pada *overbend* dan 72% pada *sagbend*.

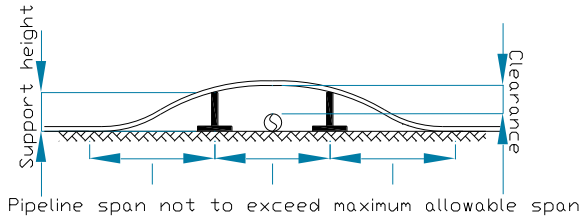
Pada proses pengoperasian *subsea pipeline*, sering ditemukan kondisi persilangan pipa (*pipeline crossing*) yang akan menimbulkan resiko kegagalan pipa yang cukup besar baik pada pipa baru maupun pipa eksisting. Oleh karena itu, dalam kasus terjadinya *pipeline crossing* dalam pemilihan rute suatu sistem offshore pipeline perlu diadakan analisis terhadap kelayakan operasi *pipeline crossing*. Hasil akhir dari analisis *pipeline crossing* yang diinginkan adalah nilai dari jumlah, tinggi, dan jarak antar tumpuan yang akan digunakan. Tumpuan yang memenuhi syarat adalah tumpuan yang menyebabkan pipa baru memenuhi persyaratan pada analisis tegangan dan analisis *support settlement*.



Gambar 8 Ilustrasi *pipeline crossing*.

DNV 1981 menyebutkan bahwa pipa yang mengalami *crossing* harus memiliki jarak *clearance* antar pipa sebesar 0.3 meter, sehingga tumpuan utama pipa harus memiliki tinggi minimal sebesar

$$h_{support} = 0.3 + OD + S_T \quad (24)$$



Gambar 9 Tinggi tumpuan utama dan jarak antar tumpuan.

Penentuan jarak antar tumpuan kemudian dilakukan sedemikian sehingga jarak antar tumpuan tidak akan melebihi nilai *free span* pipa yang diizinkan.

Peningkatan tekanan pada permukaan tanah yang disebabkan beban pipa dan struktur tumpuan pipa akan menyebabkan terjadinya penurunan permukaan tanah (*soil settlement*) yang terdiri dari *immediate settlement* dan *consolidation settlement*.

Immediate settlement atau *elastic settlement* terjadi seketika setelah tanah dibebani tanpa terjadinya perubahan kadar air tanah (*undrained*). Besar penurunan elastik bergantung pada modulus elastik kekakuan tanah dan beban yang diberikan. Dalam Das (2002), penurunan tersebut dapat diperoleh dengan persamaan berikut

$$S_e = \Delta \sigma B_s \frac{1 - \mu_s^2}{E_s} I_p \quad (25)$$

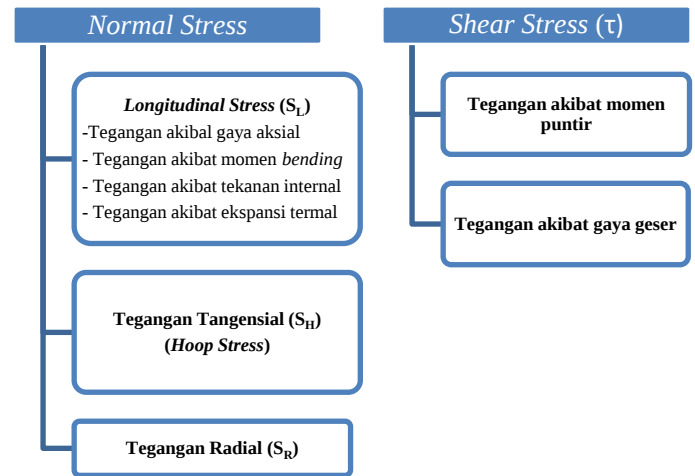
Consolidation settlement merupakan konsolidasi yang terjadi oleh perubahan volume tanah jenuh air selama periode keluarnya air pori tanah yang dapat dihitung dengan persamaan berikut (Das (2002))

$$S_c = \frac{C_c H}{1 + e_0} \log \left(\frac{\sigma'_o + \Delta \sigma'}{\sigma'_o} \right) \quad (26)$$

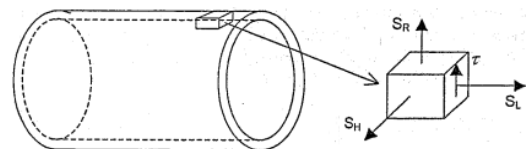
Tegangan pada material merupakan salah satu parameter yang menentukan keberhasilan suatu elemen menahan beban. Tegangan didefinisikan sebagai intensitas beban per satuan luas penampang komponen yang dibebani.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (27)$$

Tegangan yang terjadi pada pipa dapat disebabkan oleh berat sendiri, tekanan, temperatur, dan geometri bentang pipa. Secara umum terdapat dua jenis tegangan pada pipa, yaitu tegangan normal dan tegangan geser. Kedua tegangan tersebut diuraikan pada bagan Gambar 10 dan digambarkan pada Gambar 11.



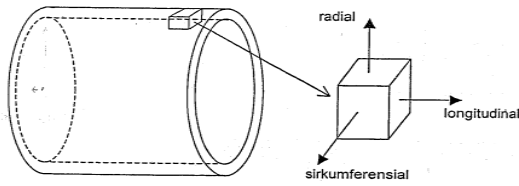
Gambar 10 Tegangan pada pipa.



Gambar 11 Ilustrasi tegangan pada pipa.

Tegangan normal adalah tegangan yang bekerja tegak lurus terhadap penampang pipa. Tegangan normal pada pipa terdiri dari

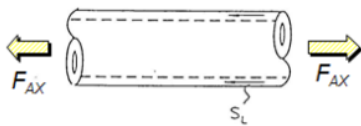
tegangan arah longitudinal, tegangan arah tangensial, serta tegangan arah radial (Gambar 12).



Gambar 12 Tegangan normal pada pipa.

Tegangan akibat gaya aksial terjadi karena adanya gaya yang bekerja sejajar dengan sumbu pipa (Gambar 13) yang dirumuskan pada persamaan berikut

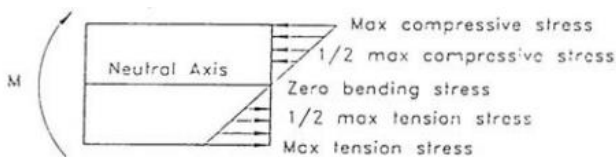
$$\sigma_{LA} = \frac{F_{AX}}{A} \quad (28)$$



Gambar 13 Tegangan longitudinal akibat gaya aksial.

Bending stress terjadi akibat adanya momen *bending* pada pipa (Gambar 14). Tegangan tersebut dapat dirumuskan dalam persamaan berikut

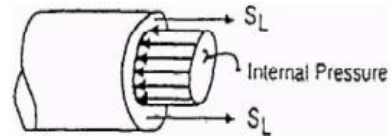
$$\sigma_{LB} = \frac{M_b c}{I} = \frac{M_b R}{I} = \frac{M_b D_o}{2I} \quad (29)$$



Gambar 14 Tegangan longitudinal akibat momen *bending*.

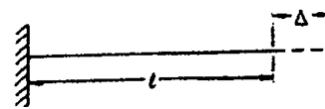
Tegangan longitudinal akibat tekanan internal yang terjadi pada dinding pipa (Gambar 15) dapat dirumuskan dalam persamaan berikut

$$\sigma_{LP} = \frac{(P_i - P_e) D_o}{4t} \quad (30)$$



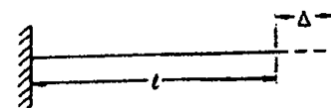
Gambar 15 Tegangan longitudinal akibat tekanan internal.

Thermal stress adalah tegangan yang terjadi akibat adanya ekspansi (pemuai) yang terjadi pada pipa (



Gambar 16). Tegangan tersebut dirumuskan dalam persamaan berikut

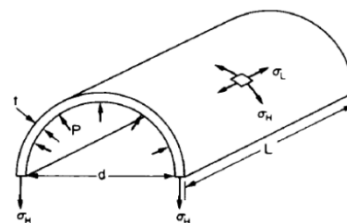
$$\sigma_{LT} = E \alpha_T \Delta T \quad (31)$$



Gambar 16 Ekspansi termal.

Tegangan pada arah tangensial (*hoop stress*) diakibatkan oleh tekanan internal dan eksternal pada pipa (Gambar 17). Diperoleh persamaan *hoop stress* pada pipa adalah

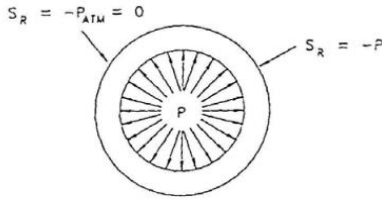
$$\sigma_h = \frac{P_i D_o}{2t} \quad (32)$$



Gambar 17 *Hoop stres*.

Tegangan radial bekerja dalam arah radial pipa (Gambar 18). Tegangan tersebut dapat dihitung

$$\sigma_R = \frac{P_i \left(r_i^2 - \frac{r_i^2 r_o^2}{r^2} \right)}{(r_o^2 - r_i^2)} \quad (33)$$

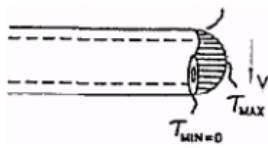


Gambar 18 Tegangan arah radial.

Tegangan geser τ_x adalah tegangan yang bekerja dalam arah sejajar terhadap penampang material yang disebabkan oleh gaya geser dan momen puntir. Besarnya tegangan geser ini terlalu kecil dibandingkan dengan tegangan yang lain sehingga biasanya diabaikan.

Tegangan geser akibat gaya geser bekerja dalam arah sejajar dengan penampang pipa. Diperoleh persamaan untuk menghitung tegangan geser oleh gaya geser adalah

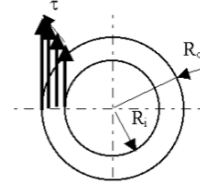
$$\tau_s = \frac{VQ}{Ib} = \frac{V \left[\frac{1}{12} (D^3 - d^3) \right]}{\left[\frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \right] (D - d)} \quad (34)$$



Gambar 19 Distribusi tegangan geser akibat gaya geser pada pipa.

Tegangan geser akibat momen puntir terjadi saat pipa dikenai sepasang momen berlawanan arah (torsi) yang dapat dihitung dengan persamaan

$$\tau_m = \frac{TR}{J} \quad (35)$$



Gambar 20 Distribusi tegangan geser akibat momen puntir pada pipa.

Tegangan ekuivalen merupakan resultan seluruh komponen tegangan yang terjadi pada pipa. Berdasarkan ASME B31.4, persamaan tegangan ekuivalen dirumuskan sebagai tegangan Tresca

$$\sigma_E = 2 \left[\sqrt{\left(\frac{\sigma_H - \sigma_L}{2} \right)^2 + \tau_x^2} \right] \quad (36)$$

Pemodelan *pipeline crossing* untuk analisis *pipeline crossing* akan dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak AutoPIPE. Pemodelan pipa pada AutoPIPE dilakukan dengan membuat suatu segmen pipa yang akan dibagi menjadi banyak elemen, dimana tiap elemen akan memiliki dua buah *nodes*.

Model *pipeline crossing* dibuat sebagai satu buah segmen pipa yang dijangkar pada salah satu ujungnya, sementara pemodelan tumpuan *crossing* akan dilakukan dengan metode *displacement*. Dua buah *displacement* sebesar tinggi tumpuan akan ditempatkan pada dua buah *node* pada lokasi tumpuan *crossing* pipa yang diinginkan, sedemikian sehingga *node* lainnya kan mengalami *displacement* secara natural dan membentuk *natural bend*.

Hasil analisis tegangan pada AutoPIPE dikeluarkan dalam bentuk nilai *hoop stress*, *longitudinal stress*, dan *combined stress* yang terjadi pada setiap *node* pada pipa. ASME B31.4 menyatakan tegangan-tegangan tersebut tidak boleh melebihi nilai SMYS material pipa yang dikalikan dengan faktor desain tertentu (Tabel 2).

Tabel 2 Faktor Desain pada *Offshore Pipeline System*

Hoop Stress (F_1)	Longitudinal Stress (F_2)	Combined Stress (F_3)
0.72	0.80	0.90

HASIL DAN PEMBAHASAN

Perhitungan yang dilakukan adalah perhitungan yang didasarkan dari studi kasus pekerjaan studi pipa di Laut Jawa.

Desain ketebalan pipa dilakukan pada kondisi instalasi, kondisi *hydrotest*, serta kondisi operasi. Dapat dilihat pada Tabel 3 diperoleh nilai tebal dinding terpilih sebesar 0.75 inch.

Tabel 3 Nilai Tebal Dinding Pipa Terpilih

Kriteria	Kondisi	Nilai Ketebalan Pipa (in)			
		ASME B31.4		API RP 1111	
		Nilai	SF	Nilai	SF
Internal Pressure Containment	Hydrotest	0.7	1.05	0.63	1.02
	Operasi	0.43	1.03	0.73	1.02
External Pressure Collapse	Instalasi			0.24	1.3
Local Buckling	Instalasi			0.28	1.12
Buckling Propagation	Instalasi			0.35	1.2
Ketebalan Pipa Desain	0.73 in				
Nilai Ketebalan Pipa Terpilih berdasarkan Kriteria API 5L	API 5L → Pipa OD 6.625" → WT 0.75"				

On bottom stability analysis hanya dilakukan pada kondisi instalasi dan kondisi operasi karena pipa pada kondisi *hydrotest* dipastikan memiliki berat yang lebih besar dari pipa pada kondisi lainnya. Nilai tebal *concrete coating* yang dipilih adalah nilai tebal *concrete coating*

yang paling besar dari uraian perhitungan pada analisis stabilitas vertikal dan lateral pada setiap kondisi. Dapat dilihat pada Tabel 4 diperoleh nilai tebal *concrete coating* terpilih sebesar 1 inch yang telah memenuhi batas minimum tebal *concrete coating* yang dapat dipasangkan pada pipa sebesar 1 inch.

Tabel 4 Nilai Tebal *Concrete Coating* Terpilih

Kondisi	Tebal Concrete Coating (in)	Safety Factor	
		Stabilitas Vertikal	Stabilitas Lateral
Instalasi	1	1.128	2.095
Operasi	0	1.602	2.062
Tebal Concrete Coating Desain	1 inch		

Nilai *free span* yang dipilih adalah nilai *free span* yang paling kecil dari uraian perhitungan pada analisis statik dan dinamik pada setiap kondisi instalasi, *hydrotest*, dan operasi. Pada Tabel 5 dapat dilihat panjang *free span* yang diizinkan adalah 24 m.

Tabel 5 Nilai *Free Span* Kritis Terpilih

Kondisi	Panjang Free Span Kritis (m)		
	Analisis Statik		Analisis Dinamik
	Nilai	SF	
Instalasi	130	1.086	34.085
Hydrotest	50	1.128	32.149
Operasi	60	1.023	24.241
Panjang Free Span Kritis Desain	24.241 m		

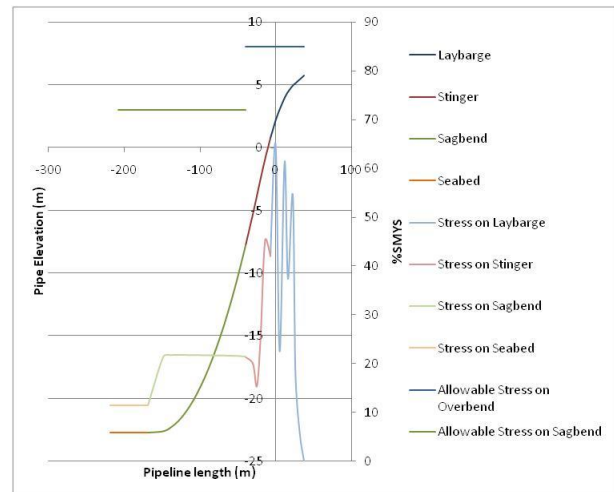
Analisis instalasi pipa dengan perangkat lunak Offpipe dilakukan dengan memasukkan data properti pipa, kedalaman perairan, serta spesifikasi *barge*. Proses optimalisasi nilai tegangan pada pipa akan dilakukan dengan memodifikasi data masukan spesifikasi *barge* sampai batas maksimumnya hingga diperoleh

hasil yang memenuhi syarat kriteria kelayakan instalasi.

Pada Tabel 6 berikut diuraikan hasil optimalisasi nilai tegangan pipa pada beberapa kondisi sudut *trim barge* dan sudut rotasi *stinger hitch*. Dapat dilihat bahwa nilai tegangan berbanding terbalik dengan nilai sudut *trim barge* dan berbanding lurus dengan nilai sudut rotasi *stinger hitch*. Dengan demikian, dapat disimpulkan bahwa kondisi tegangan pada pipa telah memenuhi kriteria kelayakan instalasi sehingga *PLB* Hafar Neptune dapat digunakan pada instalasi pipa pada pekerjaan studi dalam tugas akhir ini dengan konfigurasi *barge* yang optimum sudut *trim barge* sebesar 3^0 dan sudut rotasi *stinger hitch* sebesar 0^0 (Gambar 21).

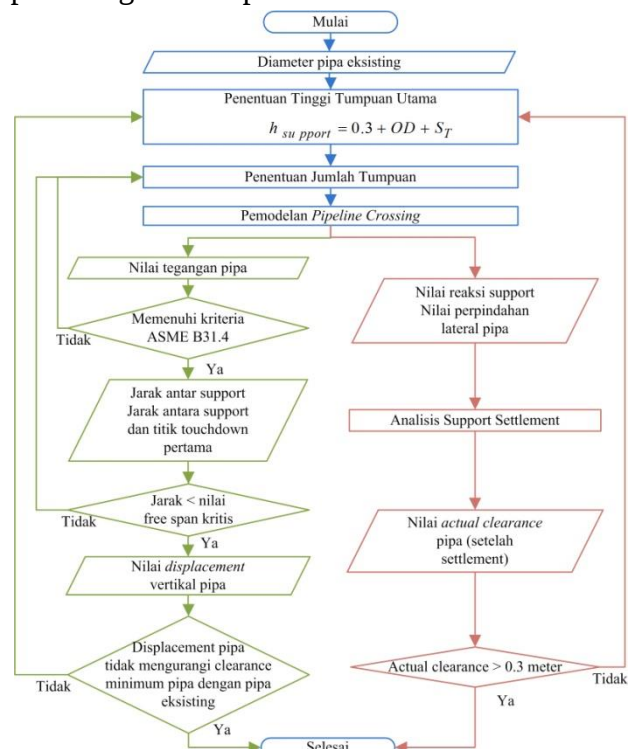
Tabel 6 Nilai Persen *Yield* Maksimum Pipa pada Beberapa Kondisi *Barge*

Sudut Trim Barge	Sudut Rotasi Stinger Hitch	% Yield Maksimum		Layable
		Overbend	Sagbend	
0	0	64.88	21.76	Ya
	5	154.14	21.77	Tidak
	10	189.41	21.76	Tidak
	15	189.4	21.76	Tidak
1	0	64.82	21.76	Ya
	5	153.37	21.76	Tidak
	10	175.15	21.76	Tidak
	15	175.16	21.76	Tidak
2	0	64.81	21.76	Ya
	5	155.86	21.76	Tidak
	10	160.91	21.76	Tidak
	15	160.92	21.76	Tidak
3	0	64.8	21.76	Ya
	5	146.66	21.76	Tidak
	10	146.69	21.76	Tidak
	15	146.7	21.76	Tidak



Gambar 21 Tegangan pipa pada proses instalasi.

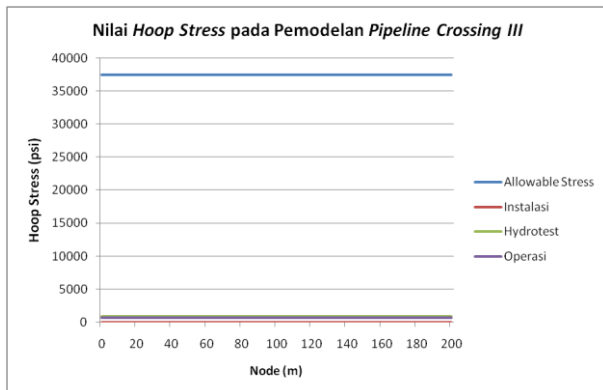
Proses perancangan tumpuan *pipeline crossing* yang dilakukan pada tugas akhir ini diuraikan pada diagram alir pada Gambar 22 berikut.



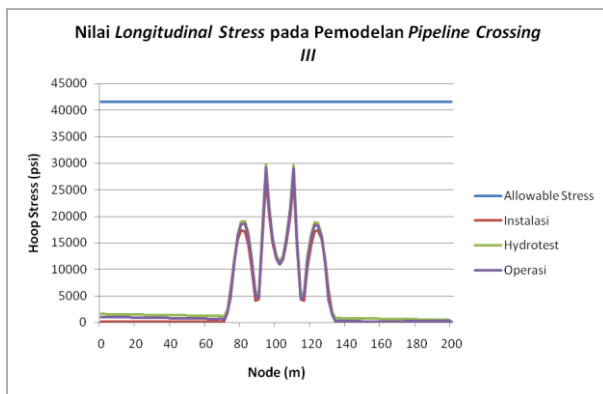
Gambar 22 Diagram alir perancangan tumpuan *pipeline crossing*.

Pada pemodelan *pipeline crossing* tugas akhir ini, pipa dirancang ditahan oleh dua tumpuan dengan tinggi 1 meter dengan jarak antar tumpuan sebesar 18 meter.

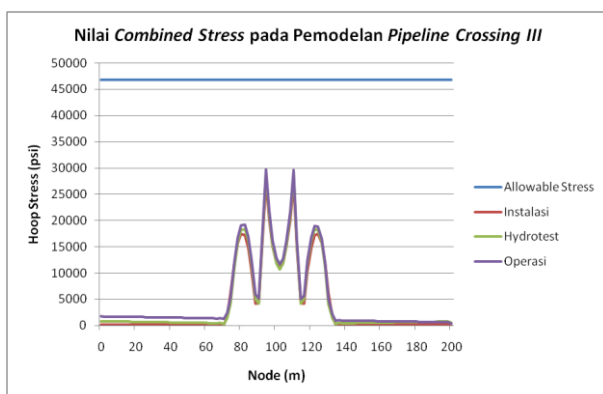
Pada Gambar 23 hingga Gambar 25 berikut diperlihatkan hasil analisis tegangan *pipeline crossing* III.



Gambar 23 Grafik nilai *hoop stress* pada pemodelan *pipeline crossing*.



Gambar 24 Grafik nilai *longitudinal stress* pada pemodelan *pipeline crossing*.



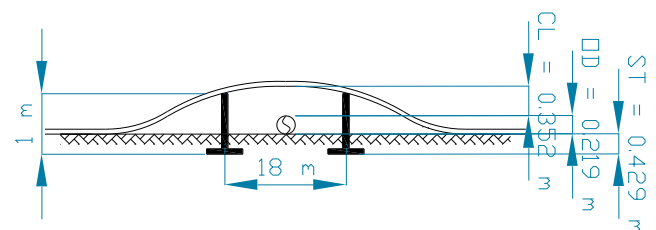
Gambar 25 Grafik nilai *combined stress* pada pemodelan *pipeline crossing*.

Dapat dilihat pada Tabel 7 bahwa tegangan yang terjadi pada pipa telah memenuhi kriteria yang disyaratkan ASME B31.4.

Tabel 7 Tegangan Pipa pada Pemodelan *Pipeline Crossing*

Parameter		Kondisi		
		Instalasi	Hydrotest	Operasi
Hoop Stress	Nilai Maksimum (ksi)	0	0.83	0.66
	Batas Izin (0.72 SMYS) (ksi)	37.44	37.44	37.44
	Rasio	0.0	0.02	0.017
Longitudinal Stress	Nilai Maksimum (ksi)	30.29	31.19	31.08
	Batas Izin (0.8 SMSYS) (ksi)	41.6	41.6	41.6
	Rasio	0.72	0.75	0.74
Combined Stress	Nilai Maksimum (ksi)	30.28	30.36	30.42
	Batas Izin (0.9 SMYS) (ksi)	46.8	46.8	46.8
	Rasio	0.64	0.64	0.65

Pada analisis *support settlement*, diperoleh bahwa pada pemodelan *pipeline crossing* dengan tumpuan setinggi 1 m terjadi *settlement* sebesar 0.429 m, sehingga jarak *clearance* antara pipa baru dan pipa eksisting menjadi 0.352 m. Nilai tersebut telah memenuhi persyaratan *clearance* antar pipa. Dengan demikian, disimpulkan bahwa tumpuan yang dipakai dalam *pipeline crossing* pada pekerjaan studi pada tugas akhir ini adalah tumpuan yang digambarkan pada Gambar 26 berikut



Gambar 26 Tumpuan *pipeline crossing* yang digunakan.

SIMPULAN DAN SARAN

Dari hasil perhitungan desain pipa dan analisis tegangan *pipeline crossing* pada pekerjaan studi pipa di Laut Jawa yang dilakukan pada tugas akhir ini dapat disimpulkan

1. Perhitungan tebal dinding pipa dapat diperoleh dengan mengacu pada standard ASME B31.4 dan API RP 1111. Nilai tebal dinding pipa terpilih pada pekerjaan studi adalah sebesar 0.75 inch.
2. Perhitungan tebal *concrete coating* untuk menjaga kestabilan pipa di bawah laut dapat dilakukan dengan mengacu pada standard DNV RP E305. Nilai tebal *concrete coating* terpilih pada pekerjaan studi adalah 1 inch.
3. Perhitungan nilai *free span* kritis pipa dapat dilakukan dengan mengacu pada standar DNV 1981. Nilai *free span* kritis terpilih pada pekerjaan studi adalah sebesar 24.2 meter.
4. Analisis kelayakan instalasi pipa dilakukan dengan memeriksa tegangan pipa yang terjadi pada proses instalasinya dengan mengacu pada aturan praktis industri. Kondisi *barge* pada pekerjaan studi yang menghasilkan nilai tegangan pipa paling kecil adalah *barge* dengan sudut *trim barge* sebesar 3° dan sudut rotasi *stinger hitch* sebesar 0° menghasilkan tegangan pada *overbend* sebesar 64.8% SMYS dan tegangan pada *sagbend* sebesar 21.7% SMYS.
5. Analisis tegangan *pipeline crossing* dilakukan dengan mengacu pada standar ASME B31.4. Kriteria tumpuan pipa yang memenuhi syarat pada kondisi *pipeline crossing* pekerjaan studi pada tugas akhir ini adalah dua buah tumpuan dengan jarak

antar tumpuan 18 meter dan dengan tinggi tumpuan 1 meter.

6. Tumpuan *pipeline crossing* pada pekerjaan studi setinggi 1 meter memberikan *settlement* tanah sedalam 0.43 meter.

Untuk penulisan lebih lanjut penulis memberikan saran

1. Pada proses perancangan *pipeline crossing*, analisis tegangan sebaiknya dilakukan dengan perangkat lunak yang dapat melakukan simulasi tegangan dengan memodelkan *support*-nya dan mensimulasikan efek tumbukan pipa saat di jatuhkan di atas *support*-nya pada proses instalasi sehingga analisis dapat dilakukan mendekati kondisi aslinya.
2. Perancangan tumpuan *pipeline crossing* harus diikuti dengan perancangan penulangan *concrete sleeper* untuk meyakinkan bahwa dimensi *concrete sleeper* yang digunakan telah memenuhi persyaratan kekuatan beton.

NOMENKLATUR

A = luas penampang	L _{cf} = panjang <i>free span</i> kritis untuk kondisi osilasi <i>cross-flow</i>
B = gaya apung (<i>buoyancy</i>)	L _{il} = panjang <i>free span</i> kritis untuk kondisi osilasi <i>in-line</i>
B _s = lebar <i>support</i>	M _b = momen <i>bending</i>
c = jarak titik yang dianalisis ke sumbu netral	M _{eff} = massa efektif pipa
C _c = <i>compression index</i>	m _s = massa terendam pipa
C _{ed} = konstanta perletakan pada analisis dinamik	OD = diameter pipa
C _{ed} = konstanta perletakan pada analisis dinamik	P = tekanan internal pipa
D = diameter luar pipa	P _a = tekanan insidental
D _o = diameter luar pipa	P _b = tekanan minimum <i>burst</i>
E = modulus elastisitas material	P _c = tekanan tahanan <i>collapse</i> pipa
e ₀ = <i>initial void ratio</i>	P _d = tekanan desain
E _s = modulus elastisitas tanah	P _e = tekanan eksternal
F = gaya	P _{el} = tekanan <i>collapse</i> elastis
f ₀ = <i>collapse factor</i>	P _i = tekanan internal
F ₁ = <i>hoop stress design factor</i>	P _{pr} = <i>critical propagation pressure</i> .
F _{AX} = gaya aksial yang bekerja pada pipa	P _t = tekanan <i>hydrotest</i>
F _D = gaya seret	P _y = tekanan leleh saat terjadinya <i>collapse</i>
f _d = <i>hoop stress design factor</i>	Q = faktor bentuk tegangan geser
f _e = <i>weld joint factor</i> = 1	R = jari-jari pipa
F _I = gaya inersia	S _c = <i>primary consolidation settlement</i>
F _L = serta gaya angkat	S _e = <i>immediate settlement</i>
f _n = frekuensi natural pipa dengan <i>free span</i> tertentu	S _t = angka Strouhal
f _p = faktor desain <i>buckle propagation</i> = 0.8	S _T = total <i>settlement tanah</i> .
f _t = <i>temperature derating factor</i>	t = tebal dinding pipa
f _{vs} = frekuensi <i>vortex shedding</i>	T = besar torsi (momen puntir)
F _w = faktor kalibrasi terhadap berat minimum pipa	t = tebal dinding pipa
H = tebal lapisan tanah	U _r = <i>steady current velocity</i>
h _{tu} = tinggi tumpuan utama	U _s = <i>wave induced current velocity</i>
I = momen inersia penampang	V = gaya geser
= $\frac{\pi(D_o^4 - D_i^4)}{64}$ untuk lingkaran	v = <i>Poisson's ratio</i>
I _p = <i>nondimensional influence factor</i>	V _r = <i>reduced velocity</i>
J = momen inersia polar	W _{req} = berat minimum pipa yang dibutuhkan
= $\frac{\pi(R_0^4 - R_1^4)}{2}$ untuk pipa	W _s = berat pipa terendam
L = panjang span pipa	α _T = koefisien ekspansi termal
	ΔT = perbedaan temperatur
	Δσ' = tekanan efektif tambahan
	Δσ = tekanan yang diberikan
	η _{xp} = <i>usage factor</i> untuk <i>longitudinal stress</i>
	η _{yp} = <i>usage factor</i> untuk <i>hoop stress</i>
	μ _s = <i>poisson's ratio</i>
	σ = tegangan
	σ' ₀ = tekanan efektif awal

σ_h = <i>hoop stress</i>	σ_{LT} = tegangan longitudinal akibat ekspansi termal
σ_{LA} = tegangan longitudinal akibat gaya aksial	σ_{Lcr} = <i>critical longitudinal stress</i>
σ_{LB} = tegangan longitudinal akibat momen <i>bending</i>	σ_{hcr} = <i>critical hoop stress</i>
σ_{LP} = tegangan longitudinal akibat tekanan internal	τ_m = tegangan geser oleh momen puntir
	τ_s = tegangan geser oleh gaya geser

DAFTAR PUSTAKA

American Petroleum Institute. 1999. *API Recommended Practice 1111: Design, Construction, Operation, and Maintenance of Offshore Hydrocarbon Pipelines (Limit State Design)*. Washington: API Publishing Services.

American Petroleum Institute. 2000. *API Specification 5L: Specification for Line Pipe*. Washington: API Publishing Services.

American Society of Mechanical Engineers. 1999. *ASME B31.4-1998 Edition: Pipeline Transportation Systems for Liquid Hydrocarbons and Other Liquids*. New York: The American Society of Mechanical Engineers.

Chacko, Jacob. et al. 2005. *Offshore Pipeline*. Oxford: Elsevier Ltd.

Das, Braja M. 2002. *Principles of Geotechnical Engineering*. California: Brooks/Cole.

Det Norske Veritas. 1982. *DNV Rules for Submarine Pipeline Systems 1981*. Oslo: Det Norske Veritas.

Det Norske Veritas. 1988. *DNV RP E305: On-Bottom Stability Design of Submarine Pipeline*. Oslo: Det Norske Veritas.

Det Norske Veritas. 2000. *DNV Classification Notes: Environmental Conditions and Environmental Loads*. Oslo: Det Norske Veritas.