

Desain By Pass Line dan Pig Launcher pada Gas Trunkline BS Kambitin II- BS III Tanjung, Proyek Adaro Wilayah Field Tanjung Kalimantan Selatan

Marizta Perdani Putri ^{1*}, Moh. Miftachul Munir ², Muhammad Shah ³

Program Studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya,
Indonesia^{1*}

Program Studi D-IV Teknik Pengelasan, Jurusan Teknik Bangunan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya,
Indonesia²

Jurusan D-III Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri
Surabaya, Indonesia³

Email: mariztaperdani@gmail.com^{1*}; mas.munir@gmail.com^{2*}; muh.shah@yahoo.com^{3*};

Abstract - Pig launcher on pigging system is a cleaning facility of trunkline installation for “EPC Tanjung Area Upgrading Production Facility and Dismantling Production Facility” project connected to bypass line from gas scrubber KBII-V-0001. The design of pig launcher is based on ASME Sec. VIII div. 1 checked with PV Elite while the PG-1007-A-3”, PG-1008-A-3”, PG-0011-A-2” and PG-0010-A-6” bypass line is based on ASME B31.3 using AutoCAD Plan 3D. Local stress shell in cylindrical shells due to by pass line loadings using WRC 107 and method of finite elements shows that stress that happen is much lower from the limits. Flange Check of nozzle outlet to analyze the failure caused by piping force and moment using CAESAR II software shows that equivalent of pressure is much lower from limits.

Keywords: finite elements method, flange check, local stress shell, pig launcher, software

Nomenclature

vc concentrated shear load in the circumferential direction (lb)

vL concentrated shear load in the longitudinal direction (lb)

Mc external overtuning moment in the circumferential direction with respect to the shell (lb in)

ML external overtuning moment in the longitudinal direction with respect to the shell (lb in)

Rm mean radius of cylindrical shell (in)

Ro outside radius of cylindrical attachment (in)

T thickness of cylindrical shell (in)

x coordinate in longitudinal direction of shell

φ coordinate in circumferential direction of shell

β attachment parameter

γ shell parameter

Mφ, Mx bending moment in shell wall in the circumferential and longitudinal direction with respect to the shell

INφ, Nx membrane force in shell wall in the circumferential and longitudinal direction with respect to the shell

σφ normal stress in the circumferential direction with respect to the shell (psi)

σx normal stress in the longitudinal direction with respect to the shell (psi)

τx shear stress in the x face in the φ direction with respect to the shell (psi)

τφ shear stress in the φ face in the x direction with respect to the shell (psi)

L pipe span (inch)

Z modulus section (inch³)

W total of weight (lb/inch)

S allowable stress (psi)

E modulus elasticity (psi)

I moment inertia (inch⁴)

Δ allowable deflection (inch)

P internal design pressure (psi)

D outside diameter (inch)

Y Y coefficient

C corrosion allowance

1. PENDAHULUAN

“EPC Upgrading Production Facility and Dismantling Production Facility di Wilayah Field Tanjung” merupakan proyek pemanfaatan lahan bersama yang sedang dikerjakan oleh perusahaan minyak dan gas yang berlokasi di area Tapian Timur, Kalimantan Selatan. Proyek tersebut meliputi pembongkaran fasilitas migas, pengembangan fasilitas produksi pada Block Station, instalasi jalur flowline pada masing-masing sumur baru, instalasi jalur trunkline Block Station Kambitin II ke Block Station III Tanjung serta pigging system pada jalur trunkline.

Sistem pigging merupakan suatu sistem pembersihan atau inspeksi dengan cara meluncurkan benda padat (pig) untuk mengangkat kotoran yang menempel pada dinding pipa sehingga dibutuhkan perangkat peluncur dan penerima pig (Cordell, 1990) [1]. Peluncur pig atau pig launcher termasuk jenis bejana tekan. Berdasarkan UG-22 ASME

Section VIII Divisi 1, beban yang harus dipertimbangkan untuk merancang bejana tekan adalah internal atau external design pressure, weight of vessel dalam kondisi operasi maupun tes dan attachment seperti nozzle.

2. METODOLOGI.

2.1 Prosedur Penelitian

Desain *pig launcher* untuk gas *trunkline* 6 inch, material API 5LB dengan *temperature* 170F dan tekanan 75 psi dilakukan berdasarkan aturan *code* digunakan untuk menghitung tebal, *maximum allowable working pressure* dan kebutuhan tebal nozzle sedangkan perancangan *saddle* berdasarkan *pressure vessel handbook* dari Eugene Megyesy. Data perhitungan tersebut digunakan untuk pengecekan desain pada *software* PV Elite.

Perancangan jalur *by pass* sesuai dengan ASME B31.3 digunakan untuk menghitung tebal minimal pipa maupun *pipe bend* dan jarak antar *support*. Routing jalur *by pass* dari gas scrubber KBII-V001 yang terhubung pada *pig launcher* dilakukan pada *software* AutoCAD Plan 3D.

Tegangan yang terjadi pada *major barrel* percabangan *nozzle kicker line* yang terhubung dengan jalur *by pass* dilakukan secara manual sesuai bulletin WRC 107 dan FEM dibantu *software* ANSYS karena perlu adanya analisa pada sambungan nozzle yang terhubung dengan jalur perpipaan sedangkan flange check dengan metode *pressure equivalen* menggunakan *software* CAESAR II.

Hasil dari desain ini berupa *general arragemet*, *detail drawing for pig launcher* dan *isometric drawing for by pass line* yang digunakan untuk instalasi pada sistem *pigging*.

2.2 Tinjauan Pustaka

2.2.1 Prosedur Penelitian

Penentuan dimensi *pig launcher* mengacu pada *handbook* seperti ditunjukkan pada Tabel 1 sesuai dengan diameter *pipeline* yang akan dibersihkan sehingga didapatkan panjang major dan minor barrel dari *pig launcher*.

Tabel 1 Dimensi *Pig Launcher*

Pipelin e Diameter	ByPa ss Line	Kick er Line	Drai n Line	Major Barrel Diameter	Majo r Barr el Leng th	Mino r Barr el Leng th
6	2	2	2	10	110	59

Note: All Dimensions are in imperial units
 Sumber: McAllister ,2014 [2]

2.2.2 Tebal komponen

Penentuan tebal *major* dan *minor barrel* berdasarkan tekanan internal tidak boleh lebih tipis

dari hasil perhitungan menggunakan persamaan 1 dan 2 (ASME, 2015) [3].

a. Barrel

$$t = (P Ro)/(SE + 0,4P) \quad (1)$$

b. Conical section

$$t = PD/(2 \cos\alpha(SE + 0,4P)) \quad (2)$$

2.2.3 Maximum allowable working pressure

MAWP merupakan tekanan maksimal yang mungkin akan dicapai selama pengoperasian *equipment* dengan nilai ketebalan yang digunakan setelah menghitung ketebalan menggunakan desain *pressure*. Maksimum tekanan kerja tidak boleh melebihi *allowable working pressure* yang dihitung sesuai persamaan 3 dan 4.

a. Barrel

$$P = SEt/(Ro - 0,4t) \quad (3)$$

b. Conical section

$$P = (2SEt \cos\alpha)/(D - 0,8t \cos\alpha) \quad (4)$$

2.2.4 Perancangan nozzle

Nozzle merupakan saluran berupa silinder pada *vessel* yang menghubungkan dengan *equipment* lain atau untuk mempermudah *maintenance*. Standar yang digunakan untuk menentukan tebal *nozzle* sesuai spesifikasi *client* yaitu untuk NPS 2 inch tebal yang digunakan minimal sch 80. Pengecekan kekuatan *nozzle* tersebut sesuai *Eugene Megyessy handbook* [4] yang bertujuan untuk meminimalisir terjadinya patahan pada jalur-jalur sambungan

2.2.5 Perancangan saddle

Perancangan *saddle* sesuai Eugene Megyessy *handbook* [4] dengan mempertimbangkan berat yang ditumpu masing-masing *saddle* dan perhitungan tebal minimal web plate seperti pada persamaan 5. Tegangan yang terjadi pada *saddle* harus dipertimbangkan dan dibandingkan dengan *allowable stress* masing-masing tegangan.

$$Twp = 3A/R \quad (5)$$

2.2.6 Material

Material komponen seperti *major* dan *minor barrel of pig launcher* sesuai material *pipeline* yaitu API 5L B sedangkan material untuk komponen lainnya merujuk pada pemilihan material berdasarkan *temperature* Tabel 2.

Tabel 2 Pemilihan Material

Service Temperatur e (F)	Plat	Pipe	Forging s	Pressur e Bolting
+61 - +775	SA28 3 gr. C, SA51 5 gr 55, 60, 65	SA53, SA106 .	SA 181 gr I or II, SA105 gr. I or II.	Bolts SA193 gr B7, Nuts SA194 gr 2H.

Sumber: Hendry B, 1989 [5]

2.2.7 Perancangan By Pass Line

Perancangan *by pass line* dengan cara menghitung tebal minimum pipa dan belokan (*pipe bend*) seperti pada persamaan 7 dan 10, sedangkan perhitungan *allowable pipe span* menggunakan persamaan 11 atau 12.

a. Tebal Minimum Pipa

$$tm = PD / (2 (SEW + PY)) \quad (6)$$

$$t = (tm + c) / (1 - mt) \quad (7)$$

b. Tebal Minimum Belokan

- *Intrados*

$$I_{intra} = (4 (R_1/D) - 1) / (4 (R_1/D) - 2) \quad (8)$$

- *Extrados*

$$I_{extra} = (4 (R_1/D) + 1) / (4 (R_1/D) + 2) \quad (9)$$

- Tebal minimum

$$t = PD / (2 [(SEW/I) + PY]) \quad (10)$$

c. Jarak antar support

Berdasarkan *Pipe Stress Analysis Handbook by Lc. Peng, 2001* jarak antar support dihitung berdasarkan *allowable stress dan deflection* dan dipilih nilai yang terkecil diantara keduanya.

- Berdasarkan *allowable stress*

$$L = \sqrt{(10ZS/w)} \quad (11)$$

- Berdasarkan defleksi

$$L = \sqrt[4]{((128 E I \Delta)/w)} \quad (12)$$

2.2.8 Analisa local stress pada cylindrical vessel akibat beban nozzle

Beban yang harus dipertimbangkan dalam merancang bejana tekan seperti beban eksternal yang diterima *nozzle* dalam hal ini beban external yang diterima *nozzle* merupakan beban *by pass line* yang didapatkan dari *software CAESAR II* berupa *sustained and expansion load*. Menurut penelitian Andrade 2015 [6], metode analisa local stress pada nozzle yang sering digunakan adalah *Welding Research Council 107 (WRC 107)*. WRC 107 merupakan metode empiris yang digunakan untuk mengestimasi tegangan pada spherical dan cylindrical shell yang dibebani oleh *attachment* atau nozzle (K. R. Wichman, 1979) [7]. Berikut ini persamaan yang digunakan

a. Parameter shell

$$\gamma = (R_m) / T \quad (13)$$

b. Parameter nozzle

$$\beta = ([0.875 r]_o) / R_m \quad (14)$$

c. Membran stress concentration factor

$$Kn = 1 + [1 / (5.6 (r) / 2T)]^{0.65} \quad (15)$$

d. Membran stress concentration factor

$$[Kb = 1 + [1 / (9.4 (r) / 2T)]]^{0.8} \quad (16)$$

e. Tegangan kombinasi membrane dan bending

$$\sigma_i = K_n Ni / T \pm K_b 6Mi / T^2 \quad (17)$$

f. Tegangan geser round attachment

$$\tau_{\phi x} = \tau_{x\phi} = M_T / (2 [[\pi r]_o]^2 T) \quad (18)$$

$$\tau_{x\phi} = V_C / (\pi r_o T) \cos \theta \quad (19)$$

$$\tau_{\phi x} = V_L / (\pi r_o T) \sin \theta \quad (20)$$

g. Combined stress intensity

$$S = 1/2 [\sigma_x + \sigma_{\phi} \pm \sqrt{((\sigma_x - \sigma_{\phi})^2 + 4\tau^2)}] \text{ or } \sqrt{((\sigma_x - \sigma_{\phi})^2 + 4\tau^2)} \quad (21)$$

2.2.9 Finite element analysis

Finite element method merupakan metoda matematis yang digunakan untuk menyelesaikan persamaan diferensial parsial dan integral yang kompleks dengan menggunakan analisa *numeric* (Evgeny, 2001) [8] Tujuan FEA pada penelitian ini adalah untuk mengetahui lokasi tegangan terbesar akibat beban *eksternal kicker line nozzle*. Data yang dibutuhkan dalam analisa menggunakan FEM seperti geometri dan external load.

2.2.10 Flange Check

Pada industri perpipaan khususnya dibidang desain, flange termasuk permasalahan penting. Parameter yang mempengaruhi kebocoran pada flange seperti *internal pressure, gasket selection, flange stiffness, pressure rating* yang tidak cukup, *pipng force and moment*. Flange check analysis pada penelitian ini hanya mempertimbangkan dari segi *pipng force and moment*. Pada penelitian ini menggunakan *pressue equivalen method (Peq)*. Formula Peq dapat dilihat pada persamaan 22 momen bending didapatkan dari output software CAESAR II dan *allowable pressure* sesuai persamaan 23.

$$Pt = Pd + 4F / (\pi G^2) + 16M / (\pi G^3) \quad (22)$$

$$Pt < \text{pressure rating of flange} \quad (23)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Perancangan Pig Launcher ASME VIII

Data desain yang digunakan untuk merancang bejana tekan dapat dilihat pada Tabel 3 untuk dimensi dan material dapat dilihat pada Tabel 4 sedangkan *sketch of pig launcher* ditunjukkan pada Gambar 1.

Tabel 1 Data Desain

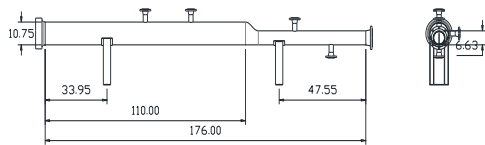
No.	Parameter	Symbol	Value	Units
1.	Tekanan Desain	P	75	psi
2	Temperatur Desain	T	170	F
3.	Corrosion Allowance	CA	0.125	inch
4.	Joint Efficiency	E	1	-

Sumber: Desain Basis, PPS

Tabel 2 Data Dimensi dan Material

No.	Component	Material	Dimension (inch)		Allowable Stress @ T _{design} (psi)*
			Length	NPS	
1.	Major Barrel	API 5L B	110	10	20000
2.	Reducer	SA-234 WPB	7	10 x 6	17100
3.	Minor Barrel	API 5L B	59	6	20000
4.	Nozzle	A 106 B	3.5	2	17100
5.	Saddle	SA 283 C/ SA 36	-	-	15700

Sumber: ASME II D, 2017 [9]



Gambar 1 Pig Launcher Sketch

Note: All Dimensions are in imperial units

3.1.1 Perhitungan Tebal dan MAWP Komponen

Rangkuman dari perhitungan tebal dan MAWP masing-masing komponen pig launcher berdasarkan data desain pada Tabel 3 dan Tabel 4, dapat dilihat pada Tabel 5.

Tabel 3 Tebal dan MAWP Komponen Pig launcher

No.	Component	Minimum Thickness (inch)	Nominal Thickness (inch)	MAWP (psi)
1.	Major Barrel	0,1451	0,365	1396,06
2.	Reducer	0,1509	0,365	1024,72
3.	Minor Barrel	0,1374	0,280	1749,73

Sumber: Hasil Perhitungan

3.1.2 Nozzle

Hasil perhitungan kekuatan dan jalur patahan nozzle menghasilkan tebal minimal dan kekuatan kemungkinan jalur patahan yang selanjutnya digunakan untuk memilih tebal nozzle (pipa) yang tersedia dipasaran. Hasil tebal nominal ditunjukkan pada Tabel 6.

Tabel 4 Rangkuman Perhitungan Nozzle

No.	Nozzle	NPS/Sch/Rating	Face/Type	Outside Projection (inch)	Nominal Thickness (inch)
1.	Kicker Line	2/80/#150	RF/WN	3,5	0,218

2.	To PSV	2/80/#150	RF/WN	3,5	0,218
3.	PI	2/80/#150	RF/WN	3,5	0,218
4.	Spare	2/80/#150	RF/WN	3,5	0,218
5.	Drain	2/80/#150	RF/WN	3,5	0,218
6.	Outlet Gas	6/40/#150	RF/WN	-	0,280

Sumber: Hasil Perhitungan

3.2 Saddle

Penentuan posisi saddle diharapkan proporsional dan dapat menopang pig launcher dalam kondisi desain maupun operasi. Komponen pig launcher memiliki bentuk yang tidak simetris sehingga peletakan saddle harus mempertimbangkan berat yang ditumpu masing-masing saddle sehingga diperlukan analisa tegangan pada saddle tersebut sesuai Eugene Megyessy Handbook. Letak saddle terhadap node seperti pada Gambar 1 dengan hasil perhitungan tebal web plate sebesar 0,25 inch tidak menyebabkan tegangan circumferential, tangensial dan longitudinal stress yang melebihi batas masing-masing tegangan yang diijinkan.

3.3 Desain Pig Launcher pada Software PV ELITE

Pengecekan desain pig launcher menggunakan software PV ELITE dengan cara memasukkan data perhitungan sesuai Tabel 5 dan Tabel 6 dan data desain pada general input dan dijalankan (dilakukan proses running) untuk memastikan bahwa desain tersebut aman. Model pig launcher pada software PV ELITE dapat dilihat pada Gambar 2



Gambar 2 Model Pig Launcher pada Software PV ELITE

3.4 Perhitungan Tebal Pipa pada Jalur By Pass dan Jarak Antar Support

Tebal pipa pada jalur by pass NPS 2", 3" dan 6" setelah dilakukan perhitungan, dipilih sch 40 dengan tebal masing-masing 0,154; 0,216 dan 0,28 inch. Jarak antar support pipa terpanjang yang diperhitungkan adalah pipa 3 inch dan pipa 6 inch. Hasil perhitungan support pipa berdasarkan Pipe Stress Engineering Handbook (Peng, 2009) [10] dapat dilihat pada Tabel 7.

Tabel 5 Tebal Pipa dan Jarak antar Support

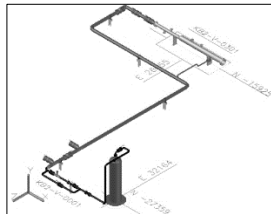
No.	Line Number	Maksimum Span (m)	Jumlah support	NPS/Sch	Tebal (inch)

			<i>t</i>)
1.	PG-1007-A-3"	6,79	2	3/40	0,216
2.	PG-0010-A-6"	10	4	6/40	0,280
3.	PG-1008-A-3"	6,79	-	3/40	0,216
4.	PG-0011-A-2"	5,8	-	2/40	0,154

Sumber: Hasil Perhitungan

3.5 Desain Jalur By Pass

Desain jalur *by pass* harus sesuai dengan *plot plan* dan *P&ID Block Station Kambitin II* dengan memperhatikan *access operation*, *access maintenance* dan meminimalisir kebutuhan material. Gambar 3D jalur *by pass* dan *pig launcher* ditampilkan pada Gambar 3.



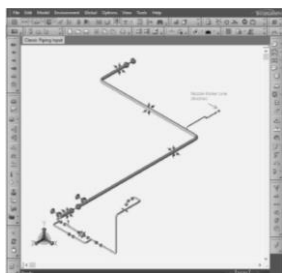
Gambar 3 Gambar 3D by Pass Line dan Pig Launcher

3.6 Analisa Local Stress Shell WRC 107

Sambungan jalur *by pass* yang terhubung dengan *nozzle kicker line* diasumsikan sebagai *anchor* sehingga didapatkan beban yang berupa *force and moment*. Nilai beban tersebut dapat dilihat pada Tabel 8 yang didapatkan dari *software CAESAR II* seperti yang ditampilkan pada Gambar 4.

Perhitungan *local stress shell* WRC 107 akibat beban *sustain* dan *ekspansi* menghasilkan nilai tegangan lokal berupa *stress summary* pada masing-masing titik seperti yang ditunjukkan pada Tabel 9 sedangkan *acceptance criteria* masing-masing kategori tegangan dapat dilihat pada Tabel 10.

Berdasarkan perhitungan manual WRC 107 nilai *membrane stress*, *bending stress* dan tegangan total sebesar 1104 psi, 2396 psi dan 4957 psi. Nilai tersebut dapat diterima karena tidak melebihi masing-masing *allowable stress*.



Gambar 4 Model By Pass Line, CAESAR II

Tabel 6 Beban Eksternal pada *Nozzle Kicker Line*

No	Beban	Nilai Beban					
		P (lb)	VL (lb)	Vc (lb)	Mc (lbin)	ML (lbin)	MT (lbin)
1.	Sustain	0	1	-20	13,2	-1300	183,6
2.	Ekspansi	-50	2	-1	108	-117,6	-1,2

Sumber: CAESAR II, 2016

Tabel 7 *Stress Summary*

Type of Stress	Stress Value At (psi)							
	Au	AL	Bu	BL	Cu	CL	Du	DL
Circ. Pm (SUS)	1029	1104	1029	1104	1029	1104	1029	1104
Circ. PL (SUS)	1292	1292	-1292	-1292	4	4	-4	-4
Circ. Q (SUS)	2635	2635	2635	2635	59	59	59	59
Circ. Q (EXP)	101	-24	609	218	208	270	829	631
Long. Pm (SUS)	515	552	552	552	515	552	515	552
Long. PL (SUS)	401	401	401	401	7	7	-7	-7
Long. Q (SUS)	4078	4078	4078	4078	32	32	32	32
Long. Q (EXP)	89	147	721	518	70	120	568	304
Shear Pm (SUS)	0	0	0	0	0	0	0	0
Shear PL (SUS)	15	15	-15	-15	0	0	0	0
Shear Q (SUS)	-57	-57	-57	-57	57	57	57	57
Shear Q (EXP)	1	1	1	1	1	1	1	1
Pm (SUS)	1029	1104	1029	1104	1029	1104	1029	1104
Pm+ PL (SUS)	2321	2396	262	187	1034	1109	1025	1100
Pm+ PL+ Q	4957	2396	2898	2448	1093	1049	966	1160

Sumber: Hasil Perhitungan

Tabel 8 *Allowable Stress Categories*

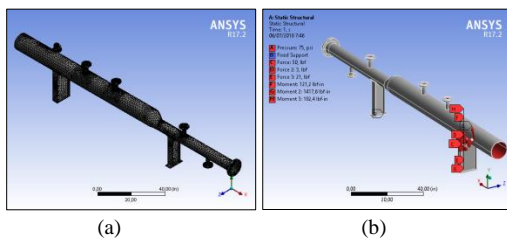
Type of Stress	MAX (psi)	Allowable (psi)	Result
Pm (SUS)	1104	20000	PASSED
Pm+ PL (SUS)	2396	30000	PASSED

			D
Pm+ PL+ Q (Total)	4957	60000	PASSE D

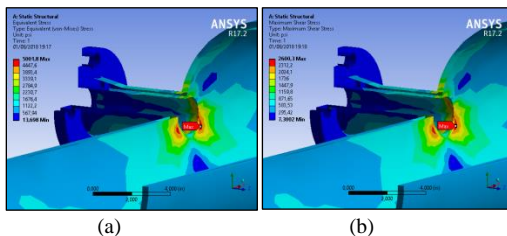
Sumber: Hasil Perhitungan

3.7 Analisa Finite Element

Tegangan ekuivalen atau *von mises* akibat *internal pressure* dan beban eksternal *nozzle* dianalisa menggunakan *finite element method* dibantu *software ANSYS*. Proses *meshing* dan Input beban yang ditanggung oleh geometri yang berupa tekanan internal, *force and moment* akibat jalur *bypass* dapat dilihat pada Gambar 5(a) dan Gambar 5(b) sehingga didapatkan nilai tegangan *von mises* pada *kicker line nozzle* dan *maximum shear stress* pada *kicker line nozzle* seperti pada Gambar 6(a) dan Gambar 6(b). Berdasarkan analisa tersebut, didapatkan nilai tegangan *von mises* terbesar pada *nozzle* sebesar 5001,8 psi, tegangan geser terbesar pada *nozzle* sebesar 2680,3 psi sehingga berdasarkan teori kegagalan *tresca*, *maximum shear stress* tersebut dapat diterima karena tidak melebihi *yield strength*.



Gambar 5 Proses Meshing Geometri Pig launcher (a) Input Beban (b)



Gambar 6 Tegangan Von-mises pada Kicker Line Nozzle a) Tegangan principal pada Kicker Line Nozzle (b)

3.8 Flange Check Software CAESAR II

Flange check dengan metode *pressure equivalent* digunakan untuk memeriksa bahwa nilai *pressure equivalent* yang terjadi pada *nozzle* keluaran *pig launcher* masih memenuhi batas aman, dalam hal ini batas aman yang digunakan adalah *maximum allowable working pressure* dari *flange* tersebut. Nilai *axial force* dan *bending moment* didapatkan dari pemodelan *software CAESAR II*. Berdasarkan perhitungan, nilai *pressure equivalent* yang terjadi sebesar 75,57 psi, nilai tersebut masih dapat diterima karena tidak melebihi batas aman sebesar 285 psi.

4. KESIMPULAN

Hasil desain *pig launcher* yang dikenai beban *external* akibat desain jalur *by pass* menunjukkan bahwa tidak terjadi tegangan berlebih pada membran *major barrel* yang bisa mengakibatkan patahan pada *kicker line nozzle*. Analisa pada *outlet gas flange* akibat *piping force and moment* menunjukkan bahwa nilai *pressure equivalent* tidak melebihi batas aman. Sehingga dapat disimpulkan bahwa desain tersebut aman untuk dilakukan fabrikasi dan selanjutnya digunakan pada instalasi *sistem pigging* pada *Block Station Kambitin II*.

5. PUSTAKA

- [1] Cordell, J. a. (1990). All about Pigging. New York: Clarion Technical Publisher.
- [2] Mc Allister, E.W. (2014). Pipeline Rules of Thumb Handbook. New York: Professional publishing.
- [3] ASME. (2015). Rules for Construction of Pressure Vessel. New York: The American society of Mechanical engineers.
- [4] Megyesy, E. (2001). Pressure Vessel Handbook. Tulsa, Oklahoma: Pressre Vessel Publishing, INC.
- [5] Bednar, H. (1989). Pressure Vessel Design Handbook. Florida: Krieger Publishing Company.
- [6] Andrade, T. L. (2015). Analysis of Stress in Nozzle/ Shell of Cylindrical Pressure Vessel Under Internal Pressure and External Load in Nozzle. JERA ISSN: 2248-9622, 84-91.
- [7] K.R Wichman, A. (1979). Local Stress in Spherical and Cylindrical Shell due to External Loading. New York: United Engineer Center.
- [8] Evgeny, B. (2001). Introduction to the Finite Elements Methode. Riga: Riga Technical University.
- [9] ASME. (2017). Properties Materials ASME II Part D. New York: The American Society of Mechanical Engineers.
- [10] Peng, L. &. (2009). Pipe Stress Engineering. Houston: ASME Press.