

DESIGN KONSTRUKSI BEJANA TEKANUNTUK SEPARATOR GAS (KAP. 9 MMSCFD), OIL (KAP. 200 BARREL/HARI) DAN WATER (KAP. 200 BARREL/HARI)

Ir. Aznam barun¹,. Fitroh Malik²

Lecture¹,College Student²,Departmen of machine, Faculty of Engineering,
University muhammadiyah Jakarta,Jalan cempaka Putih Tengah 27 Jakarta Pusat 10510,
Telp 021-4244016,4256024, Email : aznam_barun@yahoo.co.id

ABSTRAK

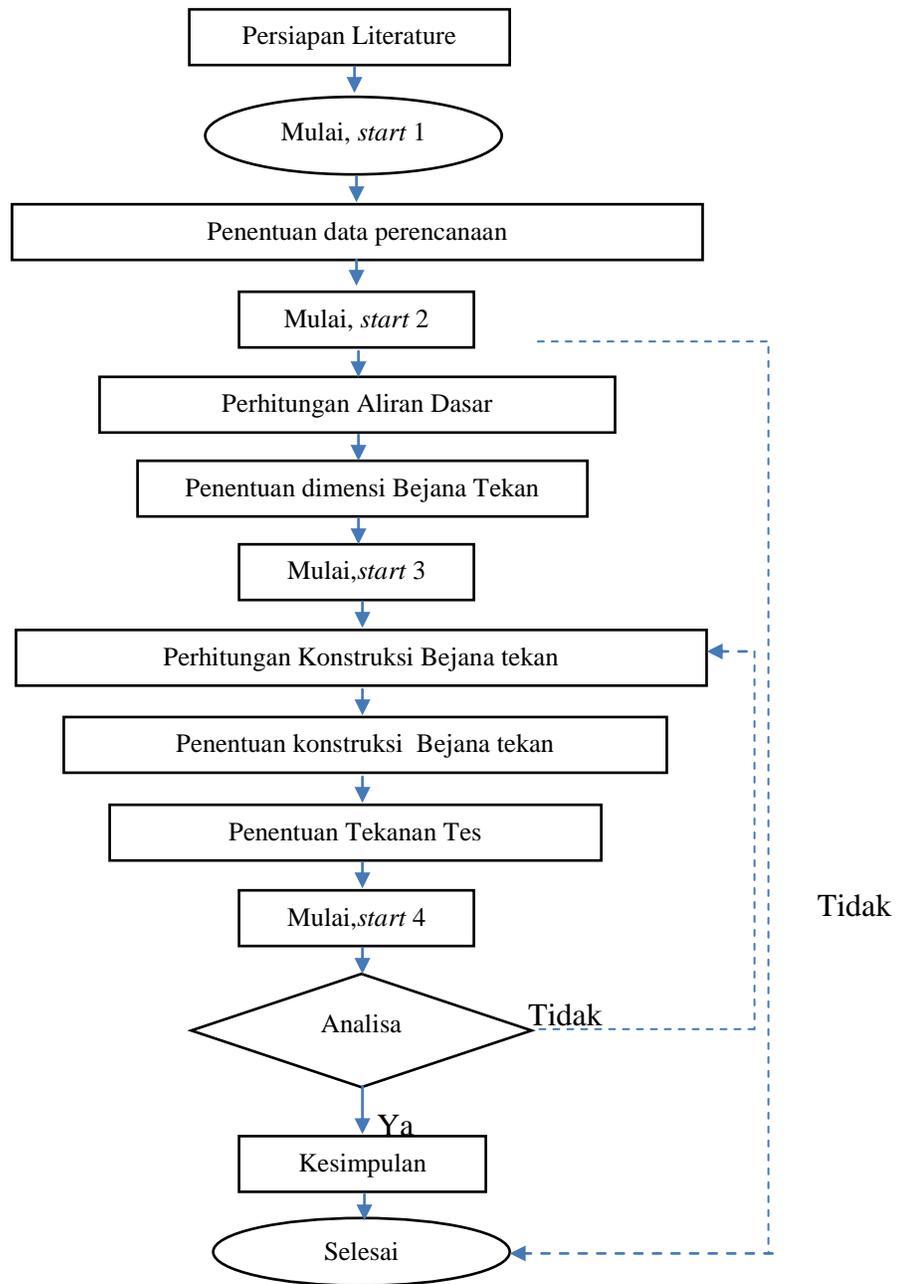
Separator adalah suatu bejana dimana campuran fluida yang tidak larut kedalam satu sama lainnya dapat dipisahkan. fluida hidrokarbon tersebut dialirkan dari reservoir ke permukaan melalui banyak sumur. Dari kepala sumur fluida hidrokarbon tersebut dialirkan ke peralatan pemisah dan selanjutnya dialirkan ke tempat pengumpulan, pengolahan ataupun penjualan. Persyaratan jual untuk minyak dan gas serta peralatan pengolahan fluida hidrokarbon yang hanya dapat bekerja untuk satu fasa hidrokarbon saja, maka tiap-tiap fasa perlu dipisahkan terlebih dahulu sebelum dikirim ke peralatan pengolahan ataupun pengapalan. Karena fluida dari sumur minyak atau sumur gas terdiri dari campuran minyak, air, gas, uap minyak, uap air dan padatan maka untuk memisahkan masing-masing komponen perlu peralatan khusus, yaitu separator. Proses pemisahan dengan pemecahan Emulsi dengan metode Metode gravitasi

Kata Kunci : Separator 3 (Three) Phase

1.PENDAHULUAN

Dengan meningkatnya jumlah penduduk dunia dan seiring pula dengan meningkatnya kebutuhan bahan bakar, maka untuk mengatasi kebutuhan tersebut harus disesuaikan dengan penggunaan yang seefisien mungkin. Dan telah banyak tambang – tambang minyak bumi diketemukan dipermukaan bumi diberbagai Negara, yang nilai jualnya berbeda. Hal ini disebabkan oleh berbagai macam, antara lain: Biaya hidup yang berbeda pada berbagai Negara tersebut, Peralatan yang cukup mahal , Kualitas minyak mentah yang dihasilkan , Lokasi dan transportasi, Dan lain – lain. Hal ini yang menjadi tantangan bagi Para ilmuwan untuk saling berlomba mendapatkan cara seefisien mungkin agar kebutuhan bahan bakar dipenuhi dengan kualitas yang tinggi dan harga jual yang murah. Penelitian ini mencoba merencanakan alat pemisah minyak mentah yang bernama separator three phase. Alat ini digunakan untuk memisahkan air, minyak mentah dan gas dari suatu tambang minyak. Tujuan desain ini adalah merencanakan salah satu bagian dari peralatan test proses pemisahan – minyak mentah atau hasil pemisahan antara gas, minyak mentah dan air yang benar-benar bersih, yang selanjutnya dapat diproses lebih lanjut.

2. DIAGRAM ALIR



Gambar 2.1. Diagram alir desain konstruksi bejana tekan

3. METODE PENELITIAN

Didalam penulisan Perancangan konstruksi bejana tekan 3 phase separator ini, harus dibuat data desain sebagai acuan perencanaan antara lain Kapasitas yang diinginkan untuk:

- Q_g = Kapasitas aliran gas = 9.000.000 ft³/hari
- Q_a = Kapasitas aliran air = 200 barrel/hari
- Q_m = Kapasitas aliran minyak = 200 barrel/hari
- Data rapat relative (specific gravity) untuk:
 - Gas = 0.7
 - Minyak = 0.83
 - Air = 1.03
- Tekanan dan temperature bejana tekan
- Tekanan kerja $P_2 = 1000$ Psig = 1014.7 Psia
- Tekanan perencanaan $P_1 = 1300$ Psig = 1314.7 Psia
- Temperature kerja $T_2 = 140$ F = 600 R
- Temperature perencanaan $T_1 = 200$ F = 660 R
- Waktu yang dibutuhkan untuk aliran sepanjang bejana tekan pada kondisi normal, $t = 5$ menit
- Berat molekul gas, $M_{wg} = 20.3$
- Jenis bejana tekan: Separator 3 Phase Material
- Silinder = ASTM A.516 Gr.70
- Kepala Bejana tekan (head) = ASTM A.516 Gr.70
- Type Head = Ellipsoidal 2:1
- Neck Manhole = ASTM A.516 Gr.70
- Neck Nozzle = ASTM A106 Gr.B
- Flange = ASTM A105

4. DATA HASIL PENELITIAN

4.1 ANALISA PERHITUNGAN KEKUATAN DINDING BEJANA TEKAN

Berdasarkan perhitungan didapatkan data-data ukuran dan ketebalan bejana tekan, yang dapat digunakan sebagai analisa. Dengan Data sebagai berikut:

Diameter dalam bejana tekan	ID = 28 in	= 711 mm
Panjang Bejana tekan, S/S	L = 10 ft	= 3048 mm
Ketebalan Pelat Shell	$t_s = 1.102$ in	= 28 mm
Ketebalan pelat head	$t_h = 1.25$ in	= 31.75 mm
Tekanan perencanaan	$P = 1301$ Psig	= 91.49 Kgf/cm ²
Tekanan kerja	$P_o = 1000$ Psig	= 70.32 Kgf/cm ²
Tekanan tes	$P_t = 1726.712$ Psig	= 121.43 Kgf/cm ²

Temperature Perencanaan	T = 200 F = 660 R
Temperature kerja	To = 140 F = 600 R
Faktor Korosi (Corrosion Allowance)	Ca = 0.125 in = 3.175 mm
Maksimum tegangan yang diijinkan untuk Material Sa = SA.516 Gr.70	
= 20000 Psig = 1406.45 Kgf/cm ²	

Analisa kekuatan dinding bejana tekan meliputi:

- analisa kekuatan dinding bejana tekan terhadap kemungkinan pecah belah
- analisa kekuatan dinding bejana tekan terhadap kemungkinan putus.
- analisa kekuatan dinding bejana tekan terhadap tekanan tes (*hydrostatic test*)

4.1.1. Analisa kekuatan dinding bejana tekan terhadap kemungkinan pecah belah

$$\begin{aligned}
 S_b &= P \cdot ID / (2 \cdot t_s) \\
 &= 1301 \cdot 28 / (2 \cdot 1.102) \\
 &= 16528.13 \text{ Psig} = 1162.32 \text{ Kgf/cm}^2
 \end{aligned}$$

Berdasarkan analisa diatas dinding bejana tekan akan mengalami tegangan maksimum yang diakibatkan oleh tekanan dalam bejana tekan yang searah terhadap sumbu dari bejana tekan sebesar 16528.13 Psig. Sedangkan material dari bejana tekan tersebut memiliki maksimum tegangan ijin 20000 Psig yaitu lebih besar daripada tegangan maksimum yang terjadi ($S_a \geq S_b$). Maka dinding bejana tekan tersebut mampu menahan tekanan yang ada pada bejana tekan tersebut dan dinyatakan aman

4.1.2 Analisa kekuatan dinding bejana tekan terhadap kemungkinan putus

$$\begin{aligned}
 S_b &= P \cdot ID / (4 \cdot t_s) \\
 &= 1301 \cdot 28 / (4 \cdot 1.102) \\
 &= 8264.07 \text{ Psig} = 581.16 \text{ Kgf/cm}^2
 \end{aligned}$$

Berdasarkan analisa diatas dinding bejana tekan akan mengalami tegangan maksimum yang diakibatkan oleh tekanan dalam bejana tekan yang tegak lurus terhadap sumbu dari bejana tekan sebesar 325.25 Psig. Sedangkan material dari bejana tekan tersebut memiliki maksimum tegangan ijin 20000 Psig yaitu lebih besar daripada tegangan maksimum yang terjadi ($S_a \geq S_b$). Maka dinding bejana tekan tersebut mampu menahan tekanan yang ada pada bejana tekan tersebut dan dinyatakan aman.

4.1.3 Analisa kekuatan dinding bejana tekan terhadap Tekanan Tes

$$S_h = (P \cdot R / (t_s \cdot E)) + (0.6 \cdot P / E)$$

Analisa menggunakan rumus diatas untuk mengetahui tegangan yang terjadi pada dinding bejana tekan dan dinding pipa bejana tekan yang diakibatkan oleh tekanan dalam bejana tekan. Sedangkan material dari dinding bejana tekan tersebut memiliki kekuatan regangan (yield Strength) sebesar 38000 Psig dan untuk material pipa SA106 B sebesar 35000 Psig. Tegangan yang diijinkan maksimum 90% dari kekuatan regangan material ($S_h \leq 0.9 \cdot S_y$). Maka dinding bejana tekan tersebut mampu menahan tekanan yang ada pada bejana tekan tersebut selama pengujian dan dinyatakan aman. Berikut table 4.1 memperlihatkan hasil perhitungan bahwa semua tegangan yang terjadi (S_h) ketika bejana tekan dikenakan tekanan tes (P), Lebih kecil 0.9 x regangan (S_y). Maka Bejana tekan aman dites dengan tekanan 1727.72 Psig.

Tabel 4.1 Tegangan yang terjadi selama Tes Air (Hydrotest) Tabel.4.1

No	Identifies	(P=Ptest +Pstatic)	Td (°F)	Stress		Remark
		Psig		Sh (psig)	0.9*Sy	
1	Shell	1727.72	70	23168.34	34200.00	aman
2	Ellipsoidal Head	1727.72	70	19684.52	34200.00	amapn
3	N1	1727.72	70	24749.40	31500.00	aman
4	N2	1727.72	70	24749.40	31500.00	aman
5	N3	1727.72	70	25618.91	31500.00	aman
6	N4	1727.72	70	25618.91	31500.00	aman
7	N5	1727.72	70	25618.91	31500.00	aman
8	N6	1727.72	70	25618.91	31500.00	aman
9	N7	1727.72	70	25618.91	31500.00	aman
10	N8	1727.72	70	25618.91	31500.00	aman
11	N9	1727.72	70	25618.91	31500.00	aman
12	N10	1727.72	70	25618.91	31500.00	aman
13	N11	1727.72	70	25618.91	31500.00	aman
14	MH	1727.72	70	24503.23	34200.00	aman

4.2 ANALISA UMUR DESAIN TOERI UNTUK BEJANA TEKAN

Bejana tekan ini didesain untuk pemakaian 25 tahun, berdasarkan perhitungan didapatkan data-data ukuran dan ketebalan bejana tekan, yang dapat digunakan sebagai analisa untuk menghitung umur bejana tekan lalu didapat komponen terlemah berada pada dinding shell bejana tekan karena maksimum tekanan kerja yang diijinkan berada pada kondisi shell bejana tekan. Maka didapat data untuk shell dinding bejana tekan sebagai berikut:

Ketebalan Pelat Shell	ts	= 1.102 in	= 28 mm
Ketebalan Min. Perencanaan	tdsn	= 27.5 mm	
Ketebalan yang diperlukan	tr	= tdsn – Ca	= 27.5-3.175
		= 24.325 mm	
Faktor Korosi (Corrosion Allowance)	Ca	= 0.125 in	= 3.175 mm

Berdasarkan Pressure Vessel Handbook, Eugene F. Megyesy, bahwa laju kecepatan korosi untuk 5 mil per tahun yaitu 1.5875 mm sama dengan 12 tahun umur pemakaian.

$$\text{Pengurangan ketebalan karena korosi adalah} = ts - tr = 28 - 24.325 = 3.675 \text{ mm}$$

Jadi Maksimal umur pemakaian bejana tekan ini adalah

$$\text{Umur bejana tekan} = 3.675 \text{ mm} \times (12 \text{ tahun} / 1.5875 \text{ mm}) = 27.78 \text{ tahun} = 27 \text{ tahun}$$

Berdasarkan analisa diatas bejana tekan aman digunakan selama 27 tahun

4.3. PERHITUNGAN

4.3.1 PERHITUNGAN UNTUK ALIRAN DASAR

4.1.1.1 BERAT SPESIFIK CAIRAN DAN GAS

- Untuk minyak, = $51,79 \text{ lb/ft}^3 = 0,83 \times 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$
- Untuk air, = $64,27 \text{ lb/ft}^3 = 1,03 \times 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$
- Untuk gas, $\gamma_g = P \times M_{wg} / (R \times T \times Z)$
- Untuk berat spesifik air dan minyak, (γ_c) = $58,03 \text{ lb/ft}^3 = 0,93 \times 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$

4.2.1.2 KAPASITAS GAS YANG DIGUNAKAN

- Kapasitas Aliran Gas, Q_g'
Actual aliran massa gas = $1115,88 \text{ lb/menit} = 507,218 \text{ kg/menit}$
Gas density = $3,6049 \text{ lb/ft}^3 = 5,77 \times 10^{-5} \text{ kg/cm}^3$
Kapasitas aliran gas, $Q_g' = 309,5 \text{ ft}^3/\text{menit} = 8764,06 \text{ Liter/menit}$

4.2.1.3 KAPASITAS MINYAK DAN AIR ATAU CAIRAN YANG DIGUNAKAN

- Kapasitas aliran minyak, $Q_m = 0,78 \text{ ft}^3/\text{menit} = 22 \text{ Liter/menit}$
- Kapasitas aliran air, $Q_a = 0,78 \text{ ft}^3/\text{menit} = 22 \text{ Liter/menit}$
- Jadi total volume cairan yang ada di dalam bejana tekan $V_{liq} = 7,8 \text{ ft}^3 = 220,871$
- Volume of Vessel = $31,2 \text{ ft}^3 = 883,484 \text{ Liter}$

4.2.1.4 UKURAN BEJANA TEKAN V_{vessel} , $D_{min} = 2,15 \text{ ft} = 655,32 \text{ mm}$

Jadi ditentukan :

Diameter dalam bejana tekan = $28 \text{ inch} = 711 \text{ mm}$

Range $L/D = 2 \sim 5$ (See GPSA)

Dengan panjang bejana tekan $10 \text{ ft} = 3048 \text{ mm}$

$L/D = 3048/711 = 4,29$, Jadi OK

4.3.2 PERHITUNGAN TEBAL DINDING BEJANA TEKAN

- Penentuan bahan dari bejana tekan tersebut :

Shell = SA516 Gr 70

Head = SA516 Gr 70

Neck Nozzle = SA106 Gr B

Neck Manhole = SA516 Gr 70

Flange = SA105

Reinforce = SA516 Gr 70

Korosi yang diijinkan, $C_a = 3,175 \text{ mm} = 0,125 \text{ in}$

- Penentuan joint efisiensi

Joint efisiensi shell = 1

Joint Efisiensi Head = 1

Perhitungan tebal dinding silinder Shell

- Tegangan keliling silinder shell (searah sumbu sambungan silinder) dengan rumus : $t_{dsn} = t_s + C_a = 0,956 + 0,125 = 1,081 \text{ in} = 27,5 \text{ mm}$ (A)
- Tegangan pada searah sumbu silinder shell (pada keliling sambungan) dengan rumus : $t_{dsn} = t_s + C_a = 0,454 + 0,125 = 0,579 \text{ in} = 14,7 \text{ mm}$ (B)
- Minimum tebal dinding shell berdasarkan UG 16 b ASME Sec VIII $t_{min} = 0,25 \text{ in} + C_a = 0,25 + 0,125 = 0,375 \text{ in} = 9,5 \text{ mm}$ (C)
- Tebal Perencanaan dinding shell = maksimum A, B, C = $27,5 \text{ mm}$

- Aktual nominal tebal pelat dinding shell, $t_s = 28 \text{ mm} = 1.102 \text{ in} \rightarrow \text{OK}$
- Perhitungan Tekanan Maksimum yang diijinkan di shell pada kondisi bahan terkena korosi dan pada kondisi tidak korosi, dengan rumus :
 - a. Kondisi Korosi

$$P_{MAWP} = S \times E \times (t_s - C_a) / (R + (0.6 \times (t_s - C_a)))$$

$$P_{MAWP} = 20000 \times 1 \times (1.102 - 0.125) / (14.125 + (0.6 \times (1.102 - 0.125)))$$

$$P_{MAWP} = 1328.24 \text{ Psig}$$
 - b. Kondisi baru

$$P_{MAPCN} = S \times E \times t_s / (R + (0.6 \times t_s))$$

$$P_{MAPCN} = 20000 \times 1 \times 1.102 / (14.125 + (0.6 \times 1.102))$$

$$P_{MAPCN} = 1503.28 \text{ Psig}$$
- Perhitungan Ellipsoidal Head (2:1) dengan rumus : $t_{dsn} = t + C_a = 0.917 + 0.125 = 1.042 \text{ in} = 26.5 \text{ mm (A)}$
- Minimum tebal dinding shell berdasarkan UG 16 b ASME Sec VIII $t_{min} = 0.25 \text{ in} + C_a = 0.25 + 0.125 = 0.375 \text{ in} = 9.5 \text{ mm (B)}$
- Tebal Perencanaan dinding Head = maksimum A, B = 26.5 mm
- Aktual nominal tebal pelat dinding Head, $t_h = 31.75 \text{ mm} = 1.25 \text{ in} \rightarrow \text{OK}$
- Perhitungan Tekanan Maksimum yang diijinkan di head pada kondisi bahan terkena korosi dan pada kondisi tidak korosi, dengan rumus :
 - a. Kondisi Korosi $P_{MAWP} = 1362.69$
 - b. Kondisi baru $P_{MAWP} = 1769.91 \text{ Psig}$

4.3.3 PERHITUNGAN UKURAN PIPA NOZZLE DAN TEBAL DINDING

PIPA

4.2.3.1 PERHITUNGAN UKURAN PIPA UNTUK MASUK CAIRAN (INLET NOZZLE)

- Berat aliran dasar (Wg)
 - i. Gas, $W_g = Q_g' \times \rho_g = 1115.7165 \text{ Lb/menit}$
 - ii. Minyak, $W_m = Q_m' \times \rho_m = 40.39 \text{ lb/menit}$
 - iii. Air, $W_a = Q_a' \times \rho_a = 50.13 \text{ lb/menit}$
- Berat spesifik campuran, $\rho_c = 3.878 \text{ lb/ft}^3$
- Kecepatan aliran campuran pada pipa yang diijinkan $V_{pipa} = 60 / \sqrt{\rho_c} = 60 / \sqrt{3.878} = 30.47 \text{ ft/sec} = 1828.2 \text{ ft/menit}$
- Diameter pipa minimum, $D_{min} = 5.58 \text{ in}$
- Diameter pipa minimum, $D_{min} = 6 \text{ in sch.80}$

4.2.3.2 PERHITUNGAN UKURAN PIPA UNTUK KELUAR GAS (GAS OUTLET NOZZLE)

- Kecepatan aliran gas pada pipa yang diijinkan $V_{pipa} = 60 / \sqrt{\rho_g} = 60 / \sqrt{3.61} = 31.58 \text{ ft/sec} = 1894.8 \text{ ft/menit}$
- Diameter pipa minimum, $D_{min} = 5.472 \text{ in}$
- Diameter pipa minimum, $D_{min} = 6 \text{ in sch.80}$

4.2.3.3 PERHITUNGAN UKURAN PIPA UNTUK KELUAR MINYAK (OIL OUTLET NOZZLE)

- Kecepatan aliran minyak pada pipa yang diijinkan 3 ~ 8 ft/sec (180 ~ 480 ft/menit), ditentukan 180 ft/menit
- Diameter pipa minimum, $D_{min} = 0.89 \text{ in}$
- Diameter pipa minimum, $D_{min} = 2 \text{ in sch.160}$

4.2.3.4 PERHITUNGAN UKURAN PIPA UNTUK KELUAR AIR (WATER OUTLET NOZZLE)

- Kecepatan aliran air pada pipa yang diijinkan 3 ~ 8 ft/sec (180 ~ 480 ft/menit), ditentukan 180 ft/menit
- Diameter pipa minimum, $D_{min} = 0.89$ in
- Diameter pipa minimum, $D_{min} = 2$ in sch.160

4.2.3.5 PERHITUNGAN TEBAL PIPA UNTUK NOZZLE – NOZZLE

Pipa digunakan sebagai alat saluran untuk pemasukan dan pengeluaran aliran yaitu cairan dan gas dimana pipa – pipa tersebut terhubung langsung dengan badan bejana tekan dan sekaligus menerima tekanan. Data yang direncanakan

- Tekanan yang direncanakan, $P = 1300 + \text{Static Head} = 1301.01$
- Temperatur yang direncanakan, $T = 200$ °F
- Diameter Luar pipa, D_n
- Jari – jari dalam Luar pipa, R
- Material Pipa/coupling
- Harga Tegangan Maksimum yang diijinkan untuk Pipa pada kondisi
- Temperatur yang direncanakan, S_n
- Joint Efisiensi, E
- Korosi yang diijinkan, $C_a = 0.125$ in

4.3.4 PERHITUNGAN TEKANAN TES

Menurut ASME Sec VIII Div.1

1. Pengetesan di Workshop

jika maksimum tekanan kerja yang diijinkan (MAWP) bejana tekan dihitung maka tekanan test harus $1.3 \times \text{min MAWP}$

Jika maksimum tekanan kerja yang diijinkan bejana tekan tidak dihitung maka tekanan test harus $1.3 \times \text{tekanan perencanaan}$

2. Pengetesan di Lapangan

jika maksimum tekanan kerja yang diijinkan (MAWP) bejana tekan dihitung maka tekanan test harus $1.5 \times \text{min MAWP}$

Jika maksimum tekanan kerja yang diijinkan (MAWP) bejana tekan tidak dihitung maka tekanan test harus $1.5 \times \text{tekanan perencanaan}$

Ringkasan Maksimum Tekanan kerja yang diijinkan

Tabel 4.2. Tekanan Perencanaan dan Maksimum Tekanan Kerja yang diijinkan(MAWP)

No	Identifies	($P=P_d+P_{static}$)	Td (°F)	MAWP	
		Psig		(psig)	(kg/cm^2)
1	Shell	1301.01	200	1328.24	93.41
2	Ellipsoidal Head	1301.01	200	1362.69	95.83
3	N1	1301.01	200	1712.04	120.40
4	N2	1301.01	200	1712.04	120.40

5	N3	1301.01	200	3845.06	270.40
6	N4	1301.01	200	3845.06	270.40
7	N5	1301.01	200	3845.06	270.40
8	N6	1301.01	200	3845.06	270.40
9	N7	1301.01	200	3845.06	270.40
10	N8	1301.01	200	3845.06	270.40
11	N9	1301.01	200	3845.06	270.40
12	N10	1301.01	200	3845.06	270.40
13	N11	1301.01	200	3845.06	270.40
14	MH	1301.01	200	1547.50	108.83
15	Flange 600#	1301.01	200	1350.00	94.94

Min MAWP = 1328.24 Psig

Jadi Tekanan test = $1.3 \times \text{min MAWP} = 1.3 \times 1328.24 = 1726.712 \text{ Psig}$
 $= 121.4 \text{ Kg/cm}^2$

4.3.5 PERHITUNGAN PENUNJANG BEJANA TEKAN

Kekuatan Penunjang Bejana tekan juga harus diperhitungkan karena memastikan kekuatan Bending dari bejana tekan pada kedua penunjang. Hal yang harus di rencanakan antara lain: Data perencanaan untuk saddle

- Material penunjang bejana tekan = A36
- Lebar saddle, $b = 5.9 \text{ in} = 150 \text{ mm}$
- Tebal saddle, $t_w = 0.236 \text{ in} = 10 \text{ mm}$
- Tebal Pelat Penguat, $t_{wear} = 28 \text{ mm}$
- Tinggi saddle dari center shell ke Pelat bawah, $h_w = 1000 \text{ mm}$
- Jarak tambahan pelat penguat = 25 mm
- Jarak Saddle ke Sambungan Las Head ke Shell = 400 mm
- Sudut Saddle, $\theta = 120^\circ$
- Konstanta $K_1=0.335$, $K_2=1.171$, $K_3=0.319$, $K_4=0.88$, $K_5=0.401$,
 $K_6=0.053$, $K_7=0.76$, $K_8=0.603$, $K_{11}=0.204$

Sebelum Menghitung Kekuatan bejana tekan pada Saddle dan kekuatan saddle terlebih dahulu harus menghitung Berat bejana tekan tersebut

- Berat Shell = $3.14 \times D \times t_s \times L \times \text{Rho} = 3311.12 \text{ Lb} = 1505.1 \text{ Kg}$
- Berat Head = $1.084 \times D^2 \times t_h \times \text{Rho} = 325.11 \text{ Lb} = 147.8 \text{ Kg}$
- Berat Shell & 2 Head = Berat 2 Head + Berat shell = $3961.34 \text{ Lb} = 1800.6 \text{ Kg}$
- Berat Accessories (Nozzle, Manhole dll) = $10\% \times \text{Berat Shell \& 2 Head} = 396.134 \text{ Lb} = 180.06 \text{ Kg}$
- Berat bejana tekan = Berat Shell & Head + Berat Accessories = $4357.47 \text{ Lb} = 1980.7 \text{ Kg}$
- Berat isi air penuh = $0.25 \times 3.14 \times D^2 \times L \times \text{Rho} = 2777.87 \text{ Lb} = 1262.7 \text{ Kg}$
- Berat Total = Berat Bejana tekan + Berat isi = $7135.34 \text{ Lb} = 3243.3 \text{ Kg}$
- Beban pada tiap saddle = Berat Total / 2 = $3567.7 \text{ Lb} = 1621.7 \text{ Kg}$

Perhitungan tegangan yang terjadi pada bejana tekan diantara dua saddle oleh tekanan dalam perencanaan (internal pressure)

$$Sip = P \times R / (2 \times t_s) = 8264.13 \text{ Psig}$$

Perhitungan tegangan Bending pada longitudinal bejana tekan

- tegangan yang terjadi di tengah

$$S1_{span} = Q (L^2 - 4AL + 2R^2 - 2H^2 - 16AH/3) / (4 \pi R^2 ts (L + 4H/3)) = 57.91 \text{ Psig}$$

$$S1_{span-tension} \text{ (at the top)} = S_{ip} + S1 = 8322.04 \text{ Psig}$$

$$S1_{span-compress} \text{ (at the bottom)} = S_{ip} - S1 = 8206.22 \text{ Psig}$$

- tegangan yang terjadi di saddle

$$S1_{span} = (QA / (KR^2 ts (L + 4H/3))) (4H/3 + A - R^2/2A + H^2/2A)$$

$$S1_{saddle-tension} \text{ (at the top)} = S_{ip} + S1_{saddle} = 8409.92 \text{ Psig}$$

$$S1_{saddle-compression} \text{ (at the bottom)} = S_{ip} - S1_{saddle}$$

$$= 8183.17 \text{ Psig}$$

- Maksimum Tegangan yang terjadi harus lebih kecil dari hasil perkalian $E \times S_{shell}$, maka akan tegangan longitudinal bejana tekan akan aman. $E \times S_{shell} = 1 \times 20000 = 20000 \text{ Psig}$

Perhitungan Tegangan geser pada tangensial shell

$$S2 = (K2Q/Rts) (L - 2A) / (L + 4H/3) = 178.87 \text{ Psig}$$

$$\text{tegangan yang terjadi tidak boleh lebih dari } 0.8 \times S_{shell} = 16000 \text{ Psig}$$

Perhitungan penambahan tegangan di head :

$$S3 = K5 \times Q/R \times t_h = 81.75 \text{ Psig} \quad S3 \text{ ditambah tegangan } S_{ip} \text{ tidak boleh melebihi } 1.25 \times S_{thead} = 86209 \text{ Psig}$$

Perhitungan tegangan yang terjadi pada keliling silinder bejana tekan

Tegangan yang terjadi pada pinggir saddle

$$S4 (L \leq 8R) = -(Q / (4ts(b + 1.56R^{0.5}ts^{0.5}))) - (12K6QR / (Lts^2)) = -272.31 \text{ Psig}$$

$$S4 \text{ tidak boleh melebihi } 1.5 \times S_{shell} = 103450.5 \text{ Psig}$$

Tegangan yang terjadi pada pelat penguat

$$S5 = -K7Q / (ts(b + 1.56R^{0.5}ts^{0.5})) = -162.06 \text{ Psig}$$

$$S5 \text{ tidak boleh melebihi } 0.5 \times S_{shell} = 18486 \text{ Psig}$$

Perencanaan kekuatan Saddle

Gaya horizontal yang terjadi pada Pelat saddle

$$F = K11 \times Q = 727.8 \text{ lb} = 1601.16 \text{ Kg}$$

Luas effective potongan saddle yang diperlukan

$$A = 1/3 \times R \times t_w = 2.203 \text{ in}^2 = 1421.3 \text{ mm}^2$$

Tegangan yang terjadi pada Pelat Saddle

$$S_w = F/A = 330.42 \text{ Psig}$$

S_w tidak boleh lebih besar dari Maksimum Tegangan yang terjadi

$$= 2/3 \times S_y = 24000 \text{ Psig}$$

Pelat saddle harus diberikan tulangan/penguat untuk menahan Tekukan/buckling

4.3.6 PERHITUNGAN LIFTING LUG

Data Perencanaan

$$\text{Berat bejana tekan, } W = 7135.34 \text{ Lb} = 3243.3 \text{ Kg}$$

$$\text{Jumlah Lug, } n = 2$$

$$\text{Beban pada tiap Lug, } Q = W/n = 7135.34/2 = 3567.67 \text{ Lb}$$

$$\text{Radius Lug, } R = 2 \text{ in} = 50 \text{ mm}$$

Diameter Lubang Lug = 25 mm

Tegangan yang diijinkan Material Lug A36, $S = 16600$ Psig

Korosi yang diijinkan, $C_a = 0.125$ in = 3.175 mm

Panjang Lasan, $A = 11.8$ in = 300 mm

beban yang diijinkan untuk material lasan, $f = 9.6$ Kips per in

Tebal Lug

$$t = Q / (2 \times S \times (R - D/2) + C_a) = 3567.67 / (2 \times 16600 \times (2 - 1/2) + 0.125)$$

$$t = 0.197 \text{ in} = 5 \text{ mm}$$

ditentukan tebal Lug = 12 mm

Tebal lasan/tinggi lasan (Fillet Weld Leg)

Beban pada lasan Fillet

$$W = Q/A = (3567.67/1000)/11.8 = 0.302 \text{ Kips per lin.in}$$

$$\text{Tebal lasan} = W/f = 0.302/9.6 = 0.0315 \text{ in} = 0.8 \text{ mm}$$

ditentukan tebal lasa = 8 mm

5.1. KESIMPULAN

Oleh sebab itu dipandang dari fungsi dengan tidak mengabaikan faktor keamanan, maka perencanaan tersebut dapat dibagi dalam 3 bagian besar yang terpenting :

1. Perencanaan shell

Dalam perencanaan unit shell terdapat perbedaan tebal bahan yang dipakai, pada kenyataan yang telah memenuhi persyaratan/ klasifikasi bahan untuk tekanan diatas 1300 Psi, maka dengan ini harus memakai bahan yang lebih tebal. Dengan tebal 28 mm maka didapat perhitungan tekanan kerja maksimum yang diijinkan bahan yang terkena korosi adalah sebesar 1328.24 Psi. dan pada kondisi baru belum terkena korosi tekanan maksimum yang diijinkan bisa mencapai 1503.28 Psi.

2. Perencanaan head

Dalam perencanaan unit head terdapat perbedaan tebal bahan yang dipakai, pada kenyataan yang telah memenuhi persyaratan/ klasifikasi bahan untuk tekanan diatas 1300 Psi, maka dengan ini harus memakai bahan yang lebih tebal. Dengan tebal 31.75 mm maka didapat perhitungan tekanan kerja maksimum yang diijinkan bahan yang terkena korosi adalah sebesar 1362.69 Psi. dan pada kondisi baru belum terkena korosi tekanan maksimum yang diijinkan bisa mencapai 1769.92 Psi.

3. Perencanaan pipa

Untuk pipa keluar yang pemilihannya diperoleh dari hasil perhitungan yang memenuhi syarat untuk tekanan yang direncanakan adalah :

- Pipa saluran minyak mentah mempunyai ukuran 2 inch sch.160
- Pipa saluran saluaran air mempunyai ukuran 2 inch sch.160
- Pipa saluran saluaran gas mempunyai ukuran 2 inch sch.160

4. Perencanaan penunjang bejana tekan

Pada penunjang sering terjadi kelengkungan, karena beban dari separator tersebut maka untuk itu perlu diperhitungkan tebal dan bahan yang dipergunakan, dari perhitungan atau hasil perhitungan bahwa beban kritis pada penunjang tidak melebihi beban yang diijinkan.

5.2. SARAN

Hal-hal lain yang perlu diperhatikan dalam merencanakan bejana tekan adalah Penyetelan pressure safety valve harus 10% lebih besar dari tekanan perencanaan selain itu untuk separator hal yang perlu diperhatikan adalah dalam menentukan level alarm antara lain *low level shutdown, low level, normal level, high level, highr level shutdown* karena untuk mengatur permukaan cairan, harus diperhatikan kapasitas cairan yang ada pada bejana tekan, karena apabila permukaan cairan sudah melampaui batas maka air dan minyak mentah akan tercampur. Dan pada pipa saluran gas akan kemasukan minyak mentah, untuk mengatsi hal tersebut adalah dengan cara menutup aliran masuk dengan menggunakan control valve yang dihubungkan ke level alarm.

DAFTAR REFERENSI

1. Dennis Moss, Pressure Vessel Design Manual, Third Edition, USA, 2004.
2. Eugene F. Megyesy, Pressure Vessel Handbook, Twelfth Edition, Tulsa, Oklahoma, 2001.
3. Ken Arnold & Maurice Stewart, Surface Production Operation, Second Edition, Houston, 1999.
4. Robert. H. Humphreys, "Gas Processor Suppliers Association, Twelfth Edition, Tulsa, Oklahoma, 2004.
5. The American Society of Mechanical Engineer, ASME Sec.VIII Div.1 , 2010 Edition, 2011 Addenda, Three Park Avenue, New York, 2011.

