

**Perancangan bejana tekan vertikal berisi udara untuk peralatan
pneumatik kapasitas $8,25 \text{ m}^3$
Dengan tekanan kerja $5,7 \text{ kg/cm}^2$**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat
untuk memperoleh gelar
Sarjana Teknik



Oleh :

Edi Cahyono
NIM. I0499020

**JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS SEBELAS MARET
SURAKARTA
2004
PERANCANGAN BEJANA TEKAN VERTIKAL BERISI UDARA**

**UNTUK PERALATAN PNEUMATIK KAPASITAS 8,25 M³
DENGAN TEKANAN KERJA 5,7 kg/cm²**

Disusun oleh :

Edi Cahyono
NIM. I0499020

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

Dody Ariawan, ST, MT
NIP. 132 230 848

Ir Wijang Wisnu R, MT
NIP. 132 231 469

Telah dipertahankan di hadapan Tim Dosen Penguji pada hari Rabu tanggal 26
Januari 2005

Eko Surojo, ST, MT :
NIP. 132 258 057

Wahyu Purwo Raharjo, ST, MT :
NIP. 132 282 685

Mengetahui

Ketua Jurusan Teknik Mesin
FT - UNS

Ir. Agustinus Sujono, MT

NIP.131 472 632

MOTTO

Kegagalan bukanlah akhir dari sesuatu, tetapi jadikan kegagalan sebagai suatu awal untuk lebih maju dan meraih keberhasilan.

Ingat lima perkara sebelum lima perkara

".....orang yang kuat adalah orang yang dapat menahan hawa nafsunya..... "

(H. R. Bukhari dan Muslim)

".....jangan berduka cita terhadap apa yang luput dari kamu dan jangan terlalu gembira terhadap apa yang diberikan-Nya kepadamu..... "

(Q. S. Al Hadid : 23)

Persembahan setulus-tulusnya kepada:

- ◇ Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat dan hidayahNya
- ◇ Ibu dan Ayahanda yang telah membimbingku
- ◇ Keluarga besar San Sumarja (alm) dan Suwardi (alm)

Terima Kasih

Allah Yang Maha Besar, Engkau salalu tunjukan kebesaranMu padaku
Ibunda tercinta, kau tumpahkan darah dan peras keringat tuk
membesarkanku

Ayahanda tercinta, segala pengorbananmu, perlindunganmu dan
keikhlasanmu tuk membimbingku (atas ijinNya)

Keluarga di Cilacap, doa dan dukungan yang tak pernah berhenti

Keluarga di Banyumas, dan Allah akan membalas segala kebaikan.

Vivi, segala motivasi yang kamu berikan adalah inspirasi yang membuat
aku tetap bertahan pada jalan yang sebenarnya

Teman-teman Mesin '99 (Agung, Aris, Jatmiko, Suyanto_Dian, Wisnu,
Agus Jhon 'K', Eko Bogel, Ardian_Udin, Ari_dokter he...., Aris PPeng,
Barokah_The only one girl, Bayu_@dis, Bowo_Evi, Erpan_manusia
diam, Gunadi_Wa..., Handi_Blek, Hari_man, Hari_Bom2, Hari_Paijo,
Hendiyanto_Kuro2, Joko_Girmanteng, Mascuk, Taufik_Topik, Anto,
Nurhadi_Buat, Woro Kapur_Icha, Rahmat_Jeng..., Sargiyono_Gion,
Jum_minten, Yono_KeMTeM, Tamami_Tamam, Topan_Dunk,
Very_Uthur, Zaki_Boithak dan Azam. Kalian membuat aku muda walau
dengan panggilan 'tua'.

Cicuk Subagyo, Maman Bahrudin, Mateus Winu Aji hanya kalian yang
tahu.

Anak-anak Bahari dan alumni (Arif, Winu, Yono, Bayu, Handi, Zakim, Hariman, Woro, Aris I, Aris S, Tamam, Hendro, Yoga, Hastho, Prast, Sampan, Jackwir, Herdi, Dirin, Kino, Hercules, Suryo, Azam) Kunto, terima kasih ploternya.

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan ke hadirat Allah Ta'ala yang telah melimpahkan rahmat, hidayah, serta pertolongan sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini. Semoga hasil pengerjaan tugas akhir ini dapat menambah wawasan keilmuan dalam bidang teknik, khususnya teknik mesin, Tidak lupa penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Bpk. Ir. Agustinus Sujono, MT selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin UNS.
2. Bpk. Dody Ariawan, ST, MT dan Bpk. Ir Wijang Wisnu R, MT selaku pembimbing dan dosen penguji dalam pengerjaan tugas akhir ini yang telah memberikan banyak arahan dan masukan.
3. Bapak-bapak Dosen Jurusan Teknik Mesin yang telah memberikan ilmunya kepada penulis.
4. Kedua orangtuaku dan adikku tercinta atas saran dan dorongan yang diberikan.
5. Seluruh rekan-rekan Teknik Mesin Universitas Sebelas Maret Surakarta, terutama angkatan '99.
6. Seluruh pihak yang telah membantu selama pengerjaan tugas akhir ini yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Kami menyadari bahwa dalam laporan tugas akhir ini masih banyak terdapat kekurangan, untuk itu masukan dan saran yang membangun selalu penulis harapkan untuk kesempurnaan penulisan laporan sejenis pada masa yang akan datang.

Kami juga berharap semoga laporan tugas akhir ini bisa bermanfaat bagi pembaca seluruhnya.

Surakarta, Januari 2005

Penulis

**PERANCANGAN BEJANA TEKAN VERTIKAL BERISI UDARA
UNTUK PERALATAN PNEUMATIK KAPASITAS 8,25 M³
DENGAN TEKANAN KERJA 5,7 kg/cm²**

Abstrak

Tujuan dari perancangan ini adalah untuk menentukan dimensi bejana dengan kapasitas 8,25 m³ dengan tekanan kerja 5,7 kg/cm² yang aman dan sesuai dengan kondisi lingkungan di pulau Jawa.

Bentuk bejana yang dirancang harus mempertimbangkan fungsi, nilai estetika dan lingkungan kerja bejana. Beban yang terjadi pada bejana antara lain tekanan desain, bobot mati bejana, beban angin, beban karena gempa dan beban kombinasi. Untuk merancang bejana tekan (pressure vessel) digunakan standar ASME Section VIII.

Dimensi hasil perhitungan perancangan harus disesuaikan dengan komponen yang ada. Dari perancangan ini didapat tebal shell sebesar 0,437 in dan tebal head sebesar 0,437 in.

Kata kunci : bejana tekan, vertikal, udara, pneumatik, ASME Section VIII

***DESIGN OF 8,25 M³ AIR CONTENTS VERTICAL PRESSURE VESSEL FOR
PNEUMATIC EQUIPMENTS
WITH WORKING PRESSURE 5,7 KG/CM²***

Abstract

The purpose of this design is to determine the dimension of 8,25 m³ vessel with working pressure 5,7 kg/cm² safely according to environment condition in the Java Island.

The shape of the vessel designed must be considered to the function, esthetics and the working condition of the vessel. The loads of the vessel are design pressure, dead load, wind load, seismic load, and combination load. To design pressure vessel use ASME Section VIII for standard.

The design calculation dimension results must be accomodated with the parts in the market. This design obtained the thickness of the shell is 0,437 in and the thickness of the head is 0,437 in.

Key word: *pressure vessel, vertical, air, pneumatic, ASME Section VIII*

DAFTAR ISI

	Halaman
Halaman Judul.....	i
Halaman Pengesahan	ii
Motto dan Persembahan.....	iii
Terima Kasih.....	iv
Kata Pengantar	v
Intisari	vi
Abstract	vii
Daftar Isi	viii
Daftar Gambar.....	ix
Daftar Lampiran.....	x
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar belakang	1
1.2 Tujuan dan Manfaat.....	1
1.3 Perumusan Masalah.....	2
1.4 Batasan Masalah	2
1.5 Sistematika Penulisan.....	2
BAB II DASAR TEORI	3
2.1 Tinjauan Pustaka	3
2.2 Bejana Tekan Dinding Tipis	4
2.3 Beban pada Bejana Tekan.....	7
2.4 Komponen Utama Bejana Tekan	11
2.5 Pengelasan Bejana Tekan.....	20
BAB III METODOLOGI PERANCANGAN.....	23
3.1 Standar Perancangan yang Digunakan.....	23
3.2 Alur Perancangan	28
BAB IV DATA dan PERHITUNGAN PERANCANGAN.....	29
4.1 Data Perancangan.....	29
4.2 Tekanan Desain.....	30
4.3 Temperatur Desain.....	30
4.4 Perhitungan Ketebalan Shell dan Head.....	31
4.5 Desain Opening	45
4.6 Desain Skirt Support	88
4.7 Skema Aliran Udara.....	99
4.8 Perawatan Bejana Tekan.....	99
BAB V PENUTUP.....	101
Daftar Pustaka	103
Lampiran	104

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.	Bejana tekan silindris
Gambar 2.2	Tegangan yang terjadi pada dinding bejana
Gambar 2.3	Tegangan pada penampang melintang bejana
Gambar 2.4	Luas proyeksi A_1
Gambar 2.5	Opening tanpa reinforcements
Gambar 2.6	Opening dengan reinforcements
Gambar 2.7	Skirt support
Gambar 2.8	Base ring
Gambar 2.9	Kategori sambungan las pada bejana
Gambar 3.1	Shell
Gambar 3.2	Head
Gambar 3.3	Opening
Gambar 3.4	Flange
Gambar 3.5	Skirt support
Gambar 3.6	Base ring
Gambar 3.7	Alur perancangan
Gambar 4.1	Shell
Gambar 4.2	Ellipsoidal head
Gambar 4.3	Reinforcements inlet-outlet opening
Gambar 4.4	Kekuatan sambungan inlet-outlet opening
Gambar 4.5	Slip on flange
Gambar 4.6	Reinforcements inspection opening
Gambar 4.7	Kekuatan sambungan inspection opening
Gambar 4.8	Slip on flange
Gambar 4.9	Reinforcements drain opening
Gambar 4.10	Kekuatan sambungan drain opening
Gambar 4.11	Slip on flange

- Gambar 4.12 Skirt support
 Gambar 4.13 Base ring
 Gambar 4.14 Skema aliran udara

DAFTAR LAMPIRAN

		Halaman
Lampiran I	Tabel tegangan ijin maksimum untuk bahan ferrous.....	104
Lampiran II	Grafik geometri komponen dibawah tekanan luar atau pembebanan kompresi.....	107
Lampiran III	Grafik untuk menentukan tebal shell dibawah tekanan luar	109
Lampiran IV	Reinforcements Opening	110
Lampiran V	Tabel proyeksi luar nozel.....	111
Lampiran VI	Tabel A dan Tabel B untuk desain anchor bolts.....	112
Lampiran VII	Tabel D dn Tabel E untuk desain base ring	113
Lampiran VIII	Kecepatan angin dari BMG	114
Lampiran IX	Properti pipa.....	115
Lampiran X	Tegangan ijin maksimum pipa.....	121
Lampiran XI	Flanges	125
Lampiran XII	Ring.....	127
Lampiran XIII	Berat pelat	128
Lampiran XIV	Berat bolts	132
Lampiran XV	Gambar Teknik	133

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada tanggal 20 maret 1905 sebuah ledakan terjadi di sebuah pabrik sepatu di kota Brocton di negara bagian Massachusetts Amerika Serikat. Ledakan yang menewaskan 58 orang dan melukai 117 orang serta menyebabkan kerugian material sebesar seperempat juta dolar Amerika ini berasal dari sebuah boiler (Robert C, 1993). Di Indonesia, sebuah bejana tekan pabrik bahan-bahan kimia PT. Petro

Widada di Gresik juga meledak pada awal tahun 2004. Ledakan ini menyebabkan korban jiwa, luka-luka dan kerugian material (Kompas, 2004).

Ledakan bejana bertekanan bisa saja terjadi karena banyak faktor antara lain lingkungan kerja tidak sesuai dengan lingkungan desain, fluida kerja tidak sesuai dengan fluida desain, terjadinya retak yang diakibatkan oleh adanya beban dinamis dan tekanan kerja melebihi tekanan desain bejana.

Kebutuhan bejana bertekanan dewasa ini semakin meningkat seiring dengan pesatnya perkembangan industri di tanah air. Hampir semua perusahaan yang bergerak di bidang manufaktur membutuhkan bejana bertekanan. Aplikasi dari bejana bertekanan bisa berupa tangki udara, tangki bahan bakar gas, tangki bahan-bahan kimia baik gas maupun cair, dan tabung hampa udara.

Dengan berkembangnya industri manufaktur dan penggunaan alat-alat pneumatik bejana tekan menjadi kebutuhan pokok yang tidak bisa dipisahkan. Untuk memenuhi kebutuhan perusahaan akan bejana tekan maka diperlukan perancangan yang berstandar internasional sehingga akan memiliki tingkat keamanan yang baik dan diakui dunia internasional.

1.2 Perumusan Masalah

Bagaimanakah perancangan bejana tekan berkapasitas $8,25 \text{ m}^3$ yang berisi udara bertekanan dengan tekanan kerja $5,7 \text{ kg/cm}^2$ yang aman dan ekonomis

1.3 Tujuan dan Manfaat

Tujuan perancangan ini adalah merancang bejana tekan vertikal berisi udara kapasitas $8,25 \text{ m}^3$ dengan tekanan kerja $5,7 \text{ kg/cm}^2$.

Perancangan ini diharapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut:

Dapat sebagai referensi dalam perancangan bejana bertekanan, khususnya bejana bertekanan yang berisi udara maupun gas lain.

.

1.4 Batasan Masalah

Dalam perancangan ini, masalah dibatasi sebagai berikut:

- a. Bejana tekan yang dirancang adalah bejana tekan vertikal.
- b. Bejana berisi udara kering.
- c. Perancangan hanya pada komponen bejana tekan saja tidak termasuk komponen distribusi fluida kerja (perpipaan).

1.5 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan terdiri dari:

- a. Bab I Pendahuluan, berisi latar belakang perancangan, tujuan dan manfaat perancangan, perumusan masalah, batasan masalah dan sistematika penulisan.
- b. Bab II Dasar Teori, berisi tinjauan pustaka, bejana tekan dinding tipis, beban yang terjadi pada bejana, komponen-komponen utama bejana tekan dan pengelasan bejana tekan.
- c. Bab III Metodologi Perancangan, berisi standar yang digunakan untuk desain *shell*, desain *head*, desain *opening*, desain *flange*, desain *bolts* dan *nuts*, desain *supports* dan diagram alir perancangan.
- d. Bab IV Data dan Perhitungan Perancangan, berisi data perancangan, tekanan desain, temperatur desain, perhitungan ketebalan dinding *shell*, ketebalan *head*, dimensi *opening*, dimensi *skirt support*, skema aliran udara dan perawatan bejana tekan.
- e. Bab V Penutup, berisi hasil akhir perancangan.

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka

Menurut Popov (1978) bejana tekan ber dinding tipis adalah bejana yang memiliki dinding yang idealnya bekerja sebagai membran, yaitu tidak terjadi lenturan dari dinding tersebut. Sebenarnya bola merupakan bentuk bejana tekan tertutup yang paling ideal bila isinya memiliki berat yang bisa diabaikan, tetapi pada kenyataannya pembuatan bejana tekan berbentuk bola sangat sulit sehingga orang lebih memilih bejana tekan berbentuk silinder. Bejana berbentuk silindris pada umumnya baik kecuali pada sambungan-sambungan lasnya.

Untuk menghasilkan kekuatan sambungan las yang baik maka material yang digunakan untuk merancang bejana tekan harus memenuhi persyaratan yang tertulis dalam UG-4 sampai UG-15 dan harus memiliki sifat mampu las yang baik (UW-5 ASME). Sedangkan bahan yang mengalami tegangan karena tekanan harus memenuhi salah satu dari spesifikasi yang terdapat dalam *ASME Section II* dan harus dibatasi pada bahan yang diijinkan dalam *Part of Subsection C* (UG-4(a), ASME). Selain itu suhu desain harus tidak kurang dari suhu rata-rata logam dari seluruh tebalnya yang mungkin terjadi pada kondisi operasi bejana tersebut (UG-20(a), ASME) dan tidak boleh melampaui suhu maksimum yang tertera dalam setiap spesifikasi dan grade material untuk harga tegangan tarik ijin maksimum yang diberikan dalam tabel *Material Section II Part D*(UG-23).

Bejana yang tercakup dalam *Divisi of Section VIII* harus didesain berdasarkan kondisi yang paling ekstrim pada kombinasi tekanan dan suhu bersamaan yang diperkirakan terjadi pada kondisi operasi normal (UG-21, ASME).

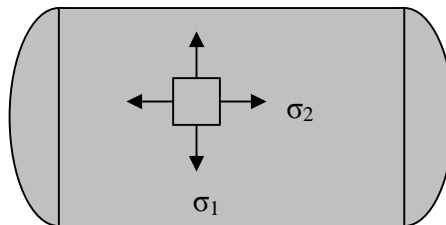
Kegagalan retak pada bejana baja karbon bisa terjadi karena pecah ulet atau karena penggabungan void-void mikro, retak getas (*brittle fracture*) atau retak pecah, atau sobekan yang terjadi karena retak rapuh. Penurunan temperatur, penambahan takikan, dan laju pembebanan yang tinggi akan mendorong terjadinya retak rapuh.

Perubahan dari retak rapuh ke retak ulet tergantung pada ukuran butir dan komposisi baja yang merupakan sifat dari material tersebut (R.L Sindelar, dkk, 1999)

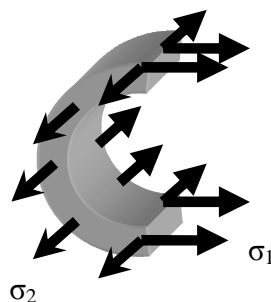
Menurut Tom Siewert (..), retak awal dimulai pada daerah yang memiliki struktur mikro yang keras yang dikenal peka terhadap tegangan retak hidrogen. Struktur mikro yang keras ini terbentuk selama pengelasan pada saat perbaikan.

2.2 Bejana Tekan Dinding Tipis

Penelaahan bejana tekan dapat dimulai dengan meninjau bejana tekan silindris seperti sebuah ketel, seperti yang terlihat pada Gambar 2.1. Sebuah segmen dipisah tersendiri dari bejana ini dengan membuat dua bidang tegak lurus terhadap sumbu silinder tersebut dan sebuah bidang tambahan yang membujur melalui sumbu yang sama, seperti terlihat pada Gambar 2.2. Tegangan-tegangan yang terjadi pada irisan silinder tersebut adalah tegangan normal. Tegangan ini merupakan tegangan utama. Tegangan-tegangan ini yang dikalikan dengan masing-masing luas dimana mereka bekerja akan menjaga keseimbangan elemen silinder ketika melawan tekanan dalam.



Gambar 2.1 Bejana tekan silindris

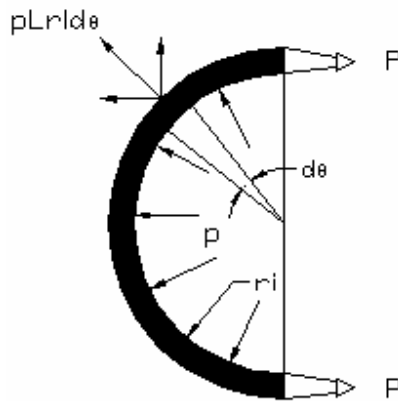


Gambar 2.2 Tegangan yang terjadi pada dinding bejana

Misalkan tekanan dalam yang melebihi tekanan luar p (tekanan terukur), dan radius dalam silinder sebesar r_i . kemudian gaya pada suatu luasan yang kecil tak berhingga $Lr_i d\theta$ (dimana $d\theta$ adalah sudut kecil tak berhingga) dari silinder tersebut yang disebabkan oleh tekanan dalam yang bekerja tegak lurus adalah $pLr_i d\theta$ seperti Gambar 2.3. Komponen gaya yang bekerja dalam arah mendatar adalah $(pLr_i d\theta)\cos\theta$. Jadi gaya perlawanan total sebesar $2P$ yang bekerja pada segmen silindris adalah

$$2P = 2 \int_0^{\pi/2} pLr_i \cos\theta d\theta = 2pr_i \dots \dots \dots (2.1)$$

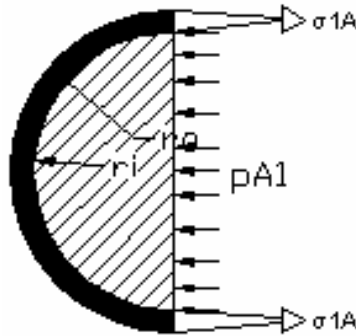
Karena bentuk bejana yang simetri, maka setengah gaya total ini mendapatkan perlawanan pada potongan melalui silinder sebelah atas dan setengah lagi pada sebelah bawah. Tegangan normal σ_2 yang bekerja sejajar dengan sumbu silinder tidak masuk dalam integrasi di atas.



Gambar 2.3 Tegangan pada penampang melintang bejana

Kedua gaya P melawan gaya yang disebabkan oleh tekanan dalam p , yang bekerja tegak lurus dengan luas proyeksi A_1 dari segmen silindris terhadap garis tengah silinder, seperti Gambar 2.4. Luas ini dalam Gambar 2.2 adalah $2r_i L$, jadi bisa dituliskan bahwa

$$2P = A_1 p = 2r_i L p \dots \dots \dots (2.2)$$



Gambar 2.4 Luas proyeksi A_1

Gaya ini mendapat perlawanan dari gaya-gaya yang terbentuk di dalam material dalam potongan membujur. Diketahui bahwa jari-jari luar silinder adalah r_o dan jari-jari dalam silinder r_i luas potongan yang membujur adalah

$$2A = 2L(r_o r_i) \dots \dots \dots (2.3)$$

Jika tegangan normal rata-rata yang bekerja pada potongan membujur adalah σ_1 , maka gaya yang mendapat perlawanan dari dinding silinder adalah

$$2L(r_o r_i) \sigma_1 \dots \dots \dots (2.4)$$

Dengan mempersamakan kedua gaya tersebut maka

$$2r_i L p = 2L(r_o r_i) \sigma_1 \dots \dots \dots (2.5)$$

Berhubung $r_o - r_i$ adalah tebal t maka persamaan diatas bisa ditulis sebagai berikut

$$\sigma_1 = \frac{p r_i}{t} \dots \dots \dots (2.6)$$

Tegangan normal seperti yang ditulis diatas sering disebut sebagai tegangan keliling (*circumferential stress*)

Tegangan normal yang lain σ_2 bekerja membujur atau searah dengan sumbu silinder seperti terlihat pada Gambar 2.2.

Dengan membuat sebuah irisan melalui bejana yang tegak lurus terhadap sumbu silinder, gaya yang dibentuk oleh tekanan dalam adalah

$$P\pi r_i^2 \dots\dots\dots(2.7)$$

Dan gaya yang terbentuk oleh tegangan membujur σ_2 dalam dinding adalah

$$\sigma_2(\pi r_o^2 - \pi r_i^2) \dots\dots\dots(2.8)$$

Dengan menyamakan kedua gaya ini maka akan didapat tegangan arah membujur σ_2 .

$$P\pi r_i^2 = \sigma_2(\pi r_o^2 - \pi r_i^2) \dots\dots\dots(2.9)$$

$$\sigma_2 = \frac{pr_i^2}{r_o^2 - r_i^2} = \frac{pr_i^2}{(r_o + r_i)(r_o - r_i)} \dots\dots\dots(2.10)$$

karena $r_o - r_i$ adalah tebal dinding silinder dan penurunan persamaan ini terbatas pada bejana berdinding tipis, maka $r_o \approx r_i \approx r$, jadi

$$\sigma_2 = \frac{pr}{2t} \dots\dots\dots(2.11)$$

2.3 Beban yang Bekerja pada Bejana Tekan

Bejana tekan dikenai bermacam-macam pembebanan yang berbeda-beda pada setiap komponennya. Kategori dan intensitas gaya-gaya ini menjadi fungsi dari pembebanan alami dan geometri serta konstruksi dari komponen bejana.

2.3.1 Tekanan Desain

Tekanan desain adalah tekanan yang digunakan untuk menentukan ketebalan *shell* minimum yang diperlukan bejana. Tekanan desain besarnya diatas tekanan operasi (10% dari tekanan operasi atau minimum 10 psi) ditambah dengan besarnya *static head* dari fluida kerja. Tekanan desain minimum untuk bejana *Code nonvacuum* adalah 15 psi. Untuk tekanan desain yang lebih kecil *Code* tidak berlaku.

Bejana dengan tekanan operasi terukur harganya negatif umumnya didesain untuk bejana vakum.

Tekanan Kerja Ijin Maksimum (*Maximum Allowable Working Pressure*) didefinisikan sebagai tekanan maksimum yang terukur yang diijinkan yang diukur pada bagian paling atas dari bejana pada kondisi operasi dan pada tekanan desain. Definisi ini berdasarkan asumsi sebagai berikut:

- Pada kondisi korosi
- Masih di bawah pengaruh temperatur desain
- Pada kondisi operasi normal
- Di bawah pengaruh pembebanan lain

Tekanan yang dialami bejana bisa dikategorikan menjadi dua jenis yaitu tekan dalam (*internal pressure*) dan tekanan luar (*external pressure*). Tekanan dalam pada bejana berasal dari fluida yang dikandung oleh bejana itu sendiri, biasanya adalah bejana yang memiliki tekanan kerja lebih besar dari tekanan atmosfer. Sedangkan tekanan luar adalah tekanan untuk bejana vakum.

Tekanan desain dirumuskan sebagai berikut.

$$P_d = P_o + a + \text{StaticHead} \dots \dots \dots (2.11)$$

- dimana
- P_d = Tekanan desain, psi
 - P_o = Tekanan operasi, psi
 - a = $0,1P_o$ atau 10 psi minimum
 - Static head* = $\rho.g.H$
 - ρ = densitas udara, lbm/ft³
 - g = percepatan gravitasi bumi, ft/sec²
 - H = Tinggi bejana, ft

2.3.2 Bobot Mati Bejana (*Dead Load*)

Dead load adalah beban yang berupa berat bejana itu sendiri dan elemen-elemen lain yang terpasang secara permanen pada bejana. Berat bejana bias digolongkan menjadi 3, yaitu

- **Bobot kosong**
Adalah berat bejana tanpa insulasi luar, *fireproofing*, panel-panel operasi, atau struktur luar dan perpipaan. Pada dasarnya ini adalah berat bejana yang hanya terdiri dari *shell* dan *head*.
- **Bobot operasi**
Adalah berat bejana pada kondisi terpasang dan beroperasi penuh. Ini adalah berat bejana dengan tambahan insulasi internal maupun eksternal, *fireproofing*, segala elemen internal, *opening* yang menghubungkan system perpipaan, semua struktur yang diperlukan pada system bejana, dan peralatan yang lain (*heat exchangers*).
- **Shop test dead load**
Berat bejana yang hanya terdiri dari *shell* saja setelah proses pengelasan selesai dan diisi dengan fluida tester (air).

2.3.3 Beban Angin

Angin yang dimaksud adalah angin dengan aliran yang turbulen dipermukaan bumi dengan kecepatan yang bervariasi. Angin disini juga diasumsikan sebagai angin yang mempengaruhi kecepatan rata-rata tertentu pada fluktuasi aliran turbulen tiga dimensi lokal. Arah aliran biasanya horizontal meskipun bisa saja menjadi vertikal ketika melewati permukaan yang berintangian.

Kecepatan angin diukur berdasarkan ketinggian standar 30 ft. Tekanan angin dirumuskan sebagai berikut.

$$P_w = 0,0025xV_w^2 \dots\dots\dots(2.12)$$

dimana P_w = Tekanan angin, psf
 V_w = Kecepatan angin, mph

Akibat tekanan angin ini maka terjadi geseran dan momen. Tegangan geser akibat beban angin dirumuskan sebagai berikut.

$$V = P_w DH \dots\dots\dots(2.13)$$

dan momen terbesar di dasar bejana akibat beban angin adalah

$$M = P_w D H h \dots\dots\dots(2.14)$$

sedangkan momen pada ketinggian h_T

$$M_T = M - h_T (V - 0,5 P_w D h_T) \dots\dots\dots(2.15)$$

- dimana
- V = tegangan geser akibat beban angin, lb
 - D = diameter luar bejana, ft
 - H = panjang *vessel*, ft
 - h_T = jarak antara dasar bejana dengan sambungan *skirt*, ft
 - h = H/2

2.3.4 Beban karena Gempa

Kekuatan seismik pada bejana berasal dari pergerakan getaran yang tidak teratur secara tiba-tiba di dalam tanah tempat bejana berada dan bejana terpengaruh oleh gerakan tersebut. Faktor utama yang merusakkan struktur bejana akibat getaran adalah intensitas dan durasi gempa yang terjadi. Gaya dan tegangan yang terjadi selama gempa pada struktur adalah transien, tegangan dinamik alami, dan tegangan kompleks.

Untuk menyederhanakan prosedur desain komponen vertikal pergerakan gempa biasanya diabaikan dengan asumsi pada arah vertikal struktur memiliki kekuatan yang cukup untuk menahan pergerakan gempa.

Gaya aksi akibat gempa arah horizontal pada bejana direduksi dalam gaya statik ekuivalen. Hal yang terpenting untuk mengatasi kekuatan gempa pada sebuah struktur adalah struktur yang paling beresiko mengalami kegagalan terhadap pengaruh seismik gempa harus didesain untuk bisa menahan gaya geser horizontal minimum yang diterima pada bagian dasar bejana pada segala arah.

Tegangan yang terjadi pada bejana tekan vertikal akibat beban seismik adalah tegangan geser di dasar bejana dan momen. Tegangan geser dasar adalah tegangan geser total akibat beban seismik pada dasar bejana. Tegangan geser V untuk bejana dengan silinder *shell* yang kaku bisa dirumuskan sebagai berikut

$$V = ZIKCSW \dots\dots\dots(2.16)$$

dimana:

- Z = faktor seismik
- I = koefisien *occupancy importance*
- K = faktor gaya horizontal
- C = koefisien numeris
- S = koefisien numeris untuk struktur yang beresonansi
- W = berat total bejana

Harga koefisien numeris bisa ditentukan dengan persamaan berikut

$$C = \frac{1}{15\sqrt{T}} \dots\dots\dots(2.17)$$

Harga C tidak boleh lebih dari 0.12.

Nilai S bisa ditentukan dengan persamaan di bawah ini

- S=1.5 jika $T \leq 2.5$
- S=1.2+0.24T-0.48T² jika $T > 2.5$

Sedangkan harga T bisa dicari dengan menggunakan persamaan berikut

$$T = 0.0000265 \left(\frac{H}{D} \right)^2 \sqrt{\frac{wD}{t}} \dots\dots\dots(2.18)$$

dimana:

- H = panjang bejana termasuk skirt, ft
- D = diameter luar bejana, ft
- w = berat total bejana, lb
- t = tebal vessel yang (dibutuhkan sudah termasuk factor korosi), in

Sedangkan momen yang terjadi akibat gempa dirumuskan sebagai berikut.

$$M = [F_t H + (V - F_t)(2H / 3)] \dots\dots\dots(2.19)$$

dimana $F_t = 0,7TV$ atau $F_t = 0$ untuk $T \leq 0,7$

2.4 Komponen Utama Bejana Tekan

Komponen utama bejana tekan merupakan komponen yang paling dominan dan selalu ada pada setiap bejana tekan. Komponen-komponen ini antara lain; *shell*, *head*, *nozzle*, *support* dan *skirt support*.

2.4.1 *Shell*

Shell adalah komponen yang paling utama yang berisi fluida yang bertekanan. Pada umumnya ada dua tipe *shell* yang ada yaitu *shell* silindris dan *spherical shell*. Tetapi hanya *shell* silindris sering digunakan dalam desain bejana tekan.

Ketebalan *shell* dipengaruhi oleh tekanan desain. Tekanan desain dibedakan menjadi dua yaitu tekanan desain internal dan tekanan desain eksternal. Untuk menentukan ketebalan *shell* harus memperhatikan beban yang terjadi pada *shell*. Arah penyambungan *shell* juga akan mempengaruhi perhitungan ketebalan *shell*.

A. Ketebalan *shell* berdasarkan *internal pressure design*

Berdasarkan standar ASME, ketebalan *shell* berdasarkan *internal pressure* bisa ditentukan dengan persamaan berikut:

1. Sambungan memanjang (*longitudinal joint*)

Untuk sambungan jenis ini ketebalan shell harus bisa menahan tegangan yang terjadi. Tegangan yang dominan pada sambungan memanjang adalah tegangan arah melingkar atau *circumferential stress*. Besarnya ketebalan shell ditentukan dengan persamaan berikut:

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} \dots\dots\dots(2.20)$$

dimana:

- t = ketebalan minimum *shell* yang diperlukan, mm
- P = tekanan desain internal, psi (kPa)
- R = jari-jari dalam *shell*, mm
- S = tegangan ijin maksimum, psi (kPa)
- E = efisiensi sambungan las

2. Sambungan melingkar (*circumferential joint*)

Sambungan melingkar harus bisa menahan tegangan arah longitudinal atau *longitudinal stress*. Untuk memenuhi kriteria tersebut maka ketebalan *shell* dapat ditentukan dari persamaan berikut:

$$t = \frac{PR}{2SE + 0,4P} \dots\dots\dots(2.21)$$

B. Ketebalan *shell* berdasarkan tekanan luar (*external pressure design*)

Ketebalan *shell* untuk beberapa tipe sambungan berdasarkan *external pressure* dapat ditentukan dari persamaan di bawah ini.

1. Untuk silinder dengan $D_o/t \geq 10$

$$P_a = \frac{4B}{3(D_o/t)} \dots\dots\dots(2.22)$$

atau dengan persamaan

$$P_a = \frac{2AE}{3(D_o/t)} \dots\dots\dots(2.23)$$

2. Silinder dengan harga $D_o/t < 10$

Tentukan harga faktor A dan factor B dari grafik UGO-28.0 dan UCS-28.2. Jika D_o/t kurang dari 4 maka faktor A dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$A = \frac{1,1}{(D_o/t)^2} \dots\dots\dots(2.24)$$

Untuk harga A lebih besar dari 0,1 maka harga A yang dipakai adalah 0,1.

Kemudian untuk menentukan harga tekanan eksternal ijin maksimum P_a bisa ditentukan dengan persamaan berikut:

$$P_{a1} = \left[\frac{2,167}{(D_o/t)} - 0,0833 \right] B \dots\dots\dots(2.25)$$

dan

$$P_{a2} = \frac{2S}{D_o/t} \left[1 - \frac{1}{D_o/t} \right] \dots\dots\dots(2.26)$$

Diantara harga P_{a1} dan P_{a2} dicari harga yang paling kecil kemudian dijadikan sebagai tekanan kerja ijin maksimum eksternal P_a , kemudian bandingkan dengan

P (tekanan desain eksternal). Apabila P_a lebih kecil dari P maka ketebalannya harus diperbesar dari harga semula.

2.4.2 Head

Seluruh bejana tekan harus ditutup dengan *head*. *Head* lebih banyak berbentuk kurva dari pada pelat datar. Bentuk kurva lebih banyak memiliki keuntungan antara lain kuat sehingga ketebalan *head* bisa lebih tipis, lebih ringan walaupun agak mahal.

Berikut tipe head dan persamaan unuk menentukan ketebalanya.

A. Ketebalan head berdasarkan tekanan internal.

a) *Sphere dan hemispherical head*

$$t = \frac{PR}{2SE + 0,8P} \dots\dots\dots(2.27)$$

b) *Ellipsoidal head*

$$t = \frac{PD}{2SE + 1,8P} \dots\dots\dots(2.28)$$

c) *Cone dan conical head*

$$t = \frac{PD}{2 \cos \alpha (SE + 0,4P)} \dots\dots\dots(2.29)$$

d) *ASME flanged and dished head*

Jika perbandingan $L/r = 50/3$

$$t = \frac{0,885PL}{SE + 0,8P} \dots\dots\dots(2.30)$$

Jika perbandingan L/r kurang dari $50/3$

$$t = \frac{PLM}{2SE + P(M - 0,2)} \dots\dots\dots(2.31)$$

e) *Circular flat head*

$$t = d\sqrt{0,13P / SE} \text{ atau} \dots\dots\dots(2.32)$$

$$t = dx\sqrt{CP / SE}$$

B. Ketebalan Head Berdasarkan Tekanan Eksternal

a) *Sphere dan hemispherical head*

Prosedur untuk menentukan ketebalan head.

- asumsikan ketebalan head kemudian hitung harga A.
- Masukkan harga A pada grafik material Fig G ASME
- Dari grafik tersebut akan ditemukan harga B kemudian substitusikan ke persamaan berikut.

$$P_a = \frac{B}{(R_o / t)} \dots\dots\dots(2.33)$$

Jika P_a perhitungan di atas lebih besar dari tekanan desain maka ketebalan yang diasumsikan aman digunakan, tetapi jika P_a lebih kecil dari tekanan desain maka ketebalan yang diasumsikan harus diperbesar dan prosedur diulangi lagi.

b) *Ellipsoidal head*

Penentuan ketebalan ellipsoidal head sama dengan prosedur diatas tetapi $R_o = k_1 \times D_o$, dimana $k_1 = 0.9$ (Tabel UG-37 ASME)

c) *ASME flanged and dished head*

Prosedur untuk menentukan ketebalan head sama hanya harga R_o adalah sama dengan D_o .

d) *Cone and conical section*

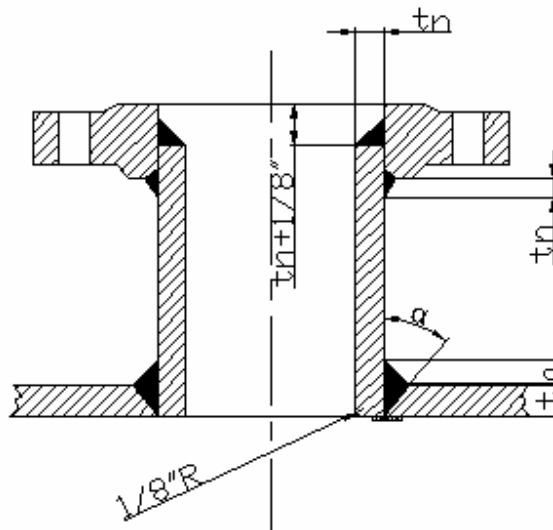
Prosedur untuk menentukan ketebalan head pada prinsipnya sama tetapi untuk head tipe ini menggunakan tabel UGO-28 ASME dengan harga P_a dibawah ini.

$$P_a = \frac{4B}{3(D_l / t_e)} \text{ dimana } t_e = t \cos \dots\dots\dots(2.34)$$

2.4.3 *Nozzle/Opening*

Nozel adalah komponen silinder yang berupa lubang yang menembus *shell* atau *head* dari bejana tekan. Nozel memiliki beberapa fungsi antara lain:

- Merapatkan pipa yang berfungsi untuk mengalirkan fluida dari atau ke bejana tekan.
- Sebagai tempat untuk sambungan instrumen, seperti *level gauges*, *thermowells* atau *pressure gauges*.
- Sebagai tempat masuk orang untuk mempermudah perawatan.
- Sebagai tempat untuk akses langsung ke peralatan lain misalnya *heat exchanger*.



Gambar 2.5 *Opening tanpa reinforcements*

Keterangan gambar.

- t_n = tebal dinding leher nozel tanpa korosi ijin, in
- t = tebal shell tanpa korosi ijin, in
- a = ukuran lasan minimal, in
= harga terkecil dari t atau t_n atau 0,375 in

Ketebalan dinding shell yang dibutuhkan (t_r)

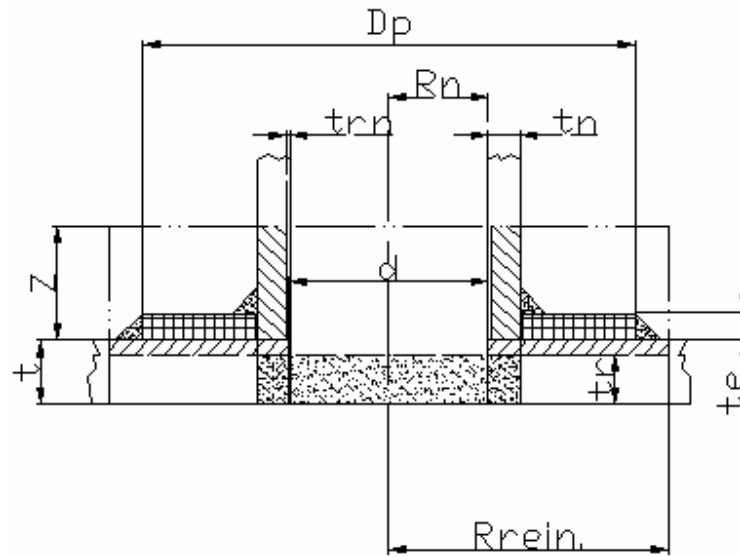
$$t_r = \frac{PR}{SE - 0,6P} \dots\dots\dots(2.35)$$

Ketebalan dinding nozel yang diperlukan (t_m)

$$t_m = \frac{PR_n}{SE - 0,6P} \dots\dots\dots(2.36)$$

dimana P = tekanan desain, psi

- R = diameter dalam vessel, in
- R_n = diameter dalam nozel, in
- S = tegangan ijin maksimum, psi
- E = efisiensi sambungan las



Gambar. 2.6 Reinforcements opening

Keterangan gambar.

- D_p = diameter luar elemen *reinforcements*, in
- d = diameter akhir *opening*, in
- R_n = jari-jari dalam nozel, in
- t = tebal dinding *shell*, in
- t_e = tebal pelat *reinforcements*, in
- t_r = tebal dinding *shell* yang diperlukan, in
- t_n = tebal dinding nozel, in
- t_m = tebal dinding nozel yang diperlukan, in

Luas total *reinforcements* yang diperlukan dibawah tekanan dalam tidak boleh kurang dari A.

$$A = dt_r F + 2t_n t_r F(1 - f_{r1}) \dots \dots \dots (2.37)$$

dimana $F =$ faktor koreksi, 1
 $f_{r1} = 1$

sedangkan luas total *reinforcements* berdasarkan tekanan luar hanya 50% dari luas *reinforcements* dibawah tekanan dalam dengan t_r adalah ketebalan dinding yang diperlukan berdasarkan perhitungan tekanan luar.

2.4.4 *Support*

Komponen ini berfungsi untuk menahan bejana tekan agar tidak berpindah atau bergeser. Penyangga ini harus bisa menahan beban baik berupa beban berat bejana ataupun beban dari luar seperti angin dan gempa bumi. Perancangan penyangga tidak seperti desain bejana tekan karena penyangga tidak mempunyai tekanan.

A. *Saddle Supports*

Tabung horizontal biasanya disangga dengan *saddle supports* pada dua tempat. Struktur seperti ini akan menyebarkan berat bejana sehingga akan menghindari terjadinya tegangan lokal pada *shell* pada titik sangga. Dimensi penyangga tergantung pada ukuran dan kondisi desain dari bejana tekan.

B. *Leg Supports*

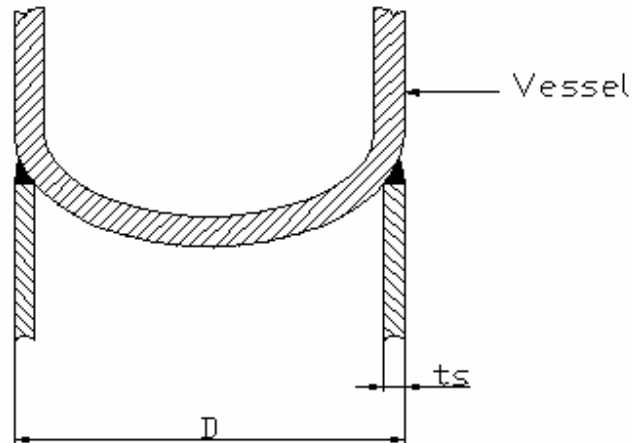
Bejana tekan vertikal kecil biasanya menggunakan penyangga tipe *leg support*. Perbandingan maksimum antara panjang leg dengan diameter bejana tekan biasanya 2:1. Banyaknya *leg* yang dibutuhkan tergantung pada ukuran bejana tekan dan besarnya beban yang diterima.

C. *Lug Supports*

Lug support adalah penyangga yang penyambungannya langsung dilas di *shell*. Jenis penyangga seperti bisa juga digunakan pada bejana tekan vertikal. *Lug support* bisa digunakan pada bejana tekan dari ukuran kecil sampai medium (diameter 1 sampai 10 ft) dan bejana tekan dengan perbandingan tinggi dan diameter antara 2:1 sampai 5:1.

D. *Skirt Supports*

Bejana tekan silindris vertikal biasanya menggunakan penyangga tipe *skirt support*. Penyangga *skirt* adalah perpanjangan *shell* yang dilas lebih rendah dari *shell* pada bejana tekan vertikal silindris. Sedangkan *skirt* untuk bejana tekan tipe *spherical* dilas didekat garis tengah bejana.



Gambar 2.7 Skirt support

Ketebalan *skirt* dipengaruhi oleh beban yang bekerja pada *skirt* pada saat vessel beroperasi maupun pada saat pengujian hidrostatik. Beban yang bekerja pada *skirt* adalah berat total bejana dan momen. Berikut persamaan untuk menentukan ketebalan *skirt*.

$$t = \frac{12M_T}{R^2 \pi S E} + \frac{W}{\pi D S E} \dots\dots\dots(2.38)$$

- dimana
- M_T = momen pada sambungan skirt dengan vessel, lb.ft
 - W = berat total bejana, lb
 - R = jari-jari luar lingkaran skirt, in
 - D = diameter luar lingkaran skirt, in
 - S = tegangan ijin maksimum material skirt, psi
 - E = efisiensi sambungan las
(0,6 untuk sambungan butt weld)

E. *Anchor bolts dan base ring*

Anchor bolts berfungsi untuk mengunci bejana agar tetap pada pondasinya. Beban yang bekerja pada *anchor bolts* adalah beban momen akibat angin maupun gempa bumi. Ukuran *anchor bolts* ditentukan dengan menggunakan luas total yang dibutuhkan untuk melawan momen yang bekerja pada dasar bejana. Luas total *anchor bolt* yang dibutuhkan dirumuskan sebagai berikut.

$$A_b = 2\pi \frac{12M - Wzd}{C_t S_a jd} \dots\dots\dots(2.39)$$

- dimana, A_b = luas total *anchor bolts*, in²
 M = momen total pada sambungan *skirt*, lb.ft
 W = total berat bejana pada kondisi tegak, lb
 S_a = tegangan ijin maksimum material *bolt*, psi
 d = diameter keliling *bolts*, in

Variabel C_t , z , C_c dan j ditentukan dari tabel D *Values of Constants as Function of K*, sedangkan harga K ditentukan dari persamaan berikut.

$$K = \frac{1}{1 + \frac{S_a}{nf_{cb}}} \dots\dots\dots(2.40)$$

- dimana, f_{cb} = tegangan tekan di beton/cor pada lingkaran *bolt*, psi
 n = perbandingan rasio modulus elastisitas baja dan beton
 (tabel F *Properties of Concrete Four Mixture*)

Besarnya beban tarik pada *anchor bolts* dirumuskan sebagai berikut.

$$F_t = \frac{M - Wzd}{jd}, lb \dots\dots\dots(2.41)$$

Tegangan tarik pada *anchor bolt* dirumuskan sebagai berikut.

$$S_a = \frac{F_t}{t_s r C_t} \text{ dimana } t_s = \frac{A_b}{\pi d} \dots\dots\dots(2.42)$$

Beban tekan pada beton adalah

$$f_{cb} = \frac{F_c}{(l_4 + n t_s) r C_c} \dots\dots\dots(2.43)$$

dimana $F_c = F_t + W$

$l_4 = l - t_s$

Persamaan tegangan tarik pada baja dan tekan pada beton

$$S_a = n f_c \dots\dots\dots(2.44)$$

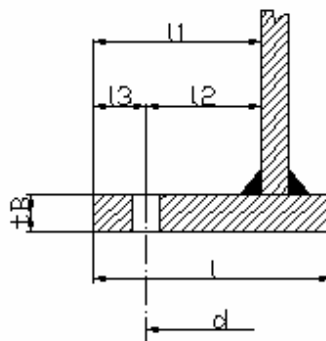
Ketebalan *base ring* bisa ditentukan dari persamaan berikut.

$$t_B = l_1 \sqrt{\frac{3 f_c}{S}}, \text{ (tanpa gusset)} \dots\dots\dots(2.45)$$

$$t_B = \sqrt{\frac{6 M_{\max}}{S}}, \text{ (dengan menggunakan gusset)} \dots\dots\dots(2.46)$$

dimana $S =$ tegangan ijin maksimum material *base ring*, psi

$M_{\max} =$ Table *F Pressure Vessel Handbook*



Gambar 2.8 Base ring

2..5 Pengelasan Bejana Tekan

Sambungan las pada bejana tekan dikategorikan menjadi beberapa bagian menurut standar ASME Part UW.

1) Kategori A

Sambungan berlas longitudinal yang berada pada badan utama, ruang hubung, transisi diameter atau nozel; tiap sambungan berlas yang berada pada bejana berbentuk bola, pada *formed head* atau *flat head*, atau pada pelat sisi dari suatu bejana bersisi-datar; sambungan berlas melingkar yang menghubungkan *hemisferis head* ke badan utama, ke transisi diameter, ke nozel atau ke ruang hubung.

2) Kategori B

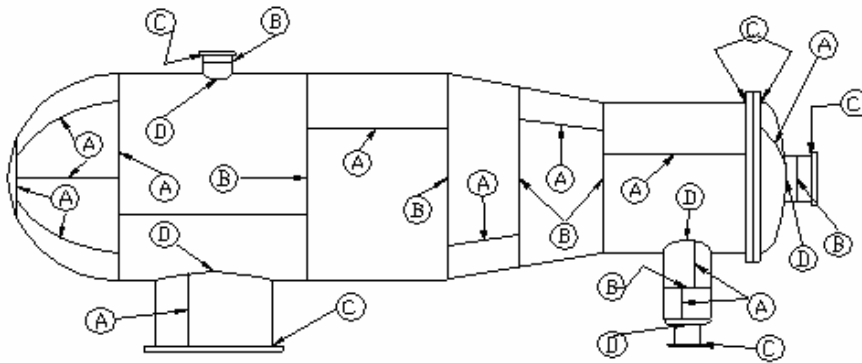
Sambungan berlas melingkar yang berada pada badan utama, ruang hubung, nozel, atau transisi diameter termasuk sambungan antara transisi dan silinder baik pada ujung besar maupun ujung kecilnya; sambungan berlas melingkar yang menghubungkan *formed head* selain *hemisferis* ke badan utama, ke transisi diameter, ke nozel atau ke ruang hubung.

3) Kategori C

Sambungan berlas yang menghubungkan flensa, *Van Stone Lap*, dudukan *tube*, atau *flat cover* ke badan utama, ke *formed head*, ke transisi diameter, ke nozel atau ke ruang hubung; tiap sambungan berlas yang menghubungkan satu pelat sisi ke palat sisi lainnya dari bejana bersisi-datar.

4) Kategori D

Sambungan berlas yang menghubungkan ruang hubung atau nozel ke badan utama, ke bejana berbentuk bola, ke transisi diameter, ke head atau bejana bersisi datar, dan sambungan yang menghubungkan nozel ke ruanghubung (untuk nozel pada ujung kecil dari trnsisi diameter, lihat kategori B).



Gambar 2.7 Kategori Sambungan Las Pada Bejana Tekan

Tipe-tipe sambungan las bejana tekan:

1. *Double-welded butt joint*



2. *Single-welded butt joint*



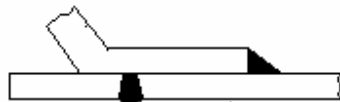
3. *Single-welded butt joint with backing strip*



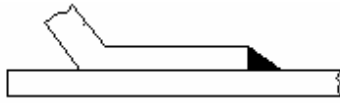
4. *Double-full fillet lap joint*



5. *Single-full fillet lap joint with plug welds*



6. *Single-full fillet lap joint without plug welds*



BAB III

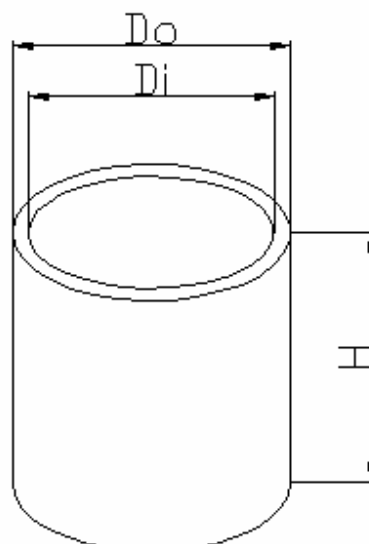
METODOLOGI PERANCANGAN

3.1 Standar Perancangan Yang Digunakan

Semua komponen dirancang berdasarkan standar ASME Section VIII.

A. *Shell*

Desain *shell* berdasarkan standar ASME UG-27 dan UG-28. *Shell* berupa silinder. UG-27 menyatakan bahwa ketebalan shell di bawah tekanan dalam harus tidak boleh kurang dari ketebalan hasil perhitungan dengan formula yang telah ditentukan. Sedangkan UG-28 menyatakan bahwa aturan untuk mendesain *shell* atau tabung pada ASME Section VIII hanya untuk *shell* tipe silindris dan *spherical*.



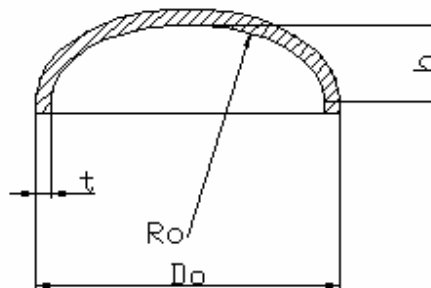
Gambar. 3.1 *Shell*

Keterangan gambar

- D_o = Diameter luar bejana
- D_i = Diameter dalam bejana
- H = Panjang *shell*

B. Head

Desain *head* berdasarkan standar ASME UG-32 yang menyatakan bahwa ketebalan *head* yang dibutuhkan pada titik paling tipis setelah proses pembentukan harus dihitung berdasarkan persamaan yang telah ditentukan. Desain *head* yang dipakai adalah *ellipsoidal heads* seperti pada ASME UG-32 (d). Perbandingan antara *major axis* dan *minor axis* adalah 2:1.



Gambar.3.2 Head

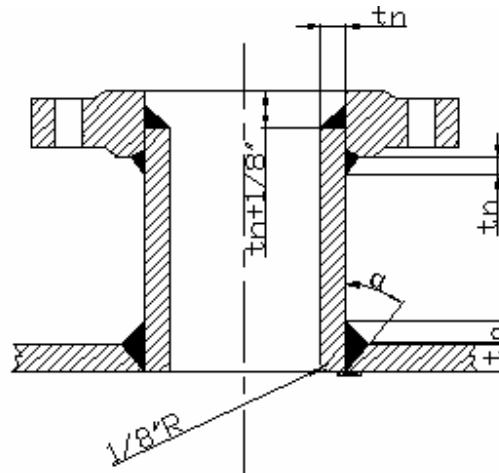
Keterangan gambar

- D_o = Diameter luar *head*
- R_o = Jari-jari *ellipsoidal*
- t = Tebal *head*
- h = Tinggi *head*

C. Opening

Desain *opening* berdasarkan standar ASME UG-36 yang menyatakan bahwa *opening* pada *vessel* atau *head* lebih baik berbentuk lingkaran, elips atau *obround*.

Opening yang akan dirancang adalah berbentuk silindris dengan penyambungan las. *Inspection opening* didesain berdasarkan ASME UG-46.



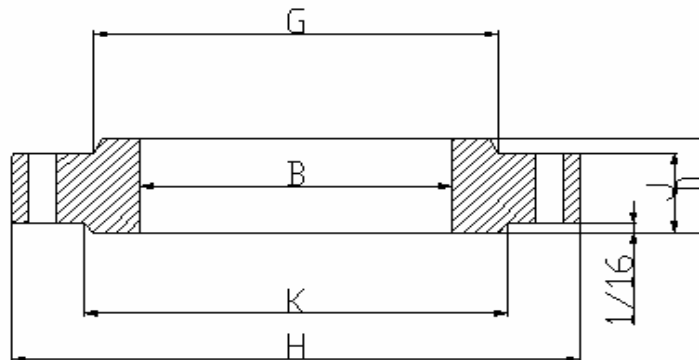
Gambar 3.3 *Opening*

Keterangan gambar

- t_n = Tebal dinding leher nozel
- α = Sudut lasan
- t = Tebal *shell*
- a = Ukuran lasan minimal

D. *Flange*

Desain *flanges* berdasarkan ASME UG-44 yang menyatakan bahwa bentuk *flange* harus mengacu pada rating tekanan-temperatur, ketebalan serta dimensi yang lain harus memenuhi standar, salah satunya adalah ASME/ANSI B16.5.



Gambar 3.4 Flange

Keterangan gambar

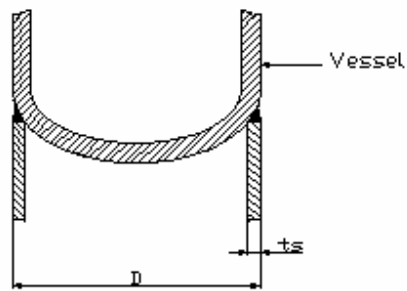
- B = Diameter *bore*
- D = Panjang *hub*
- G = Diameter hub belakang
- H = Diameter luar *flange*
- J = Tebal *flange*
- K = Diameter luar permukaan sentuh

E. Bolts dan Nuts

Desain *bolt* mengacu pada ASME UG-12 dan UG-13. UG-12 menyatakan bahwa *bolts* dan *studs* bisa digunakan untuk menyambung komponen yang bisa dilepas. Sedangkan UG-13 menyatakan bahwa *nuts* harus menyesuaikan aplikasi *Part of Subsection C* (UCS-11 dan UNF-13)

F. Skirt Support

Desain penyangga mengacu pada ASME UG-54. Jenis penyangga yang digunakan adalah *skirt support*. UG-54 menyatakan bahwa semua vessel harus ditopang dan penyangga tersebut harus disusun dan atau disambung ke dinding *vessel* sedemikian sehingga bisa menopang beban maksimum.



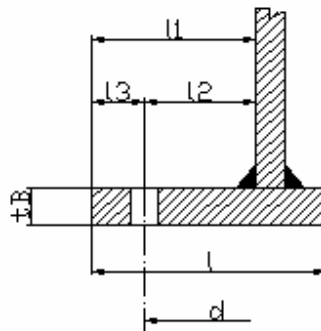
Gambar.3.5. Skirt support

Keterangan gambar

- D = Diameter luar *skirt*
- t_s = Tebal *skirt*

G. Base Ring Support

Desain *base ring* tanpa *gusset*.



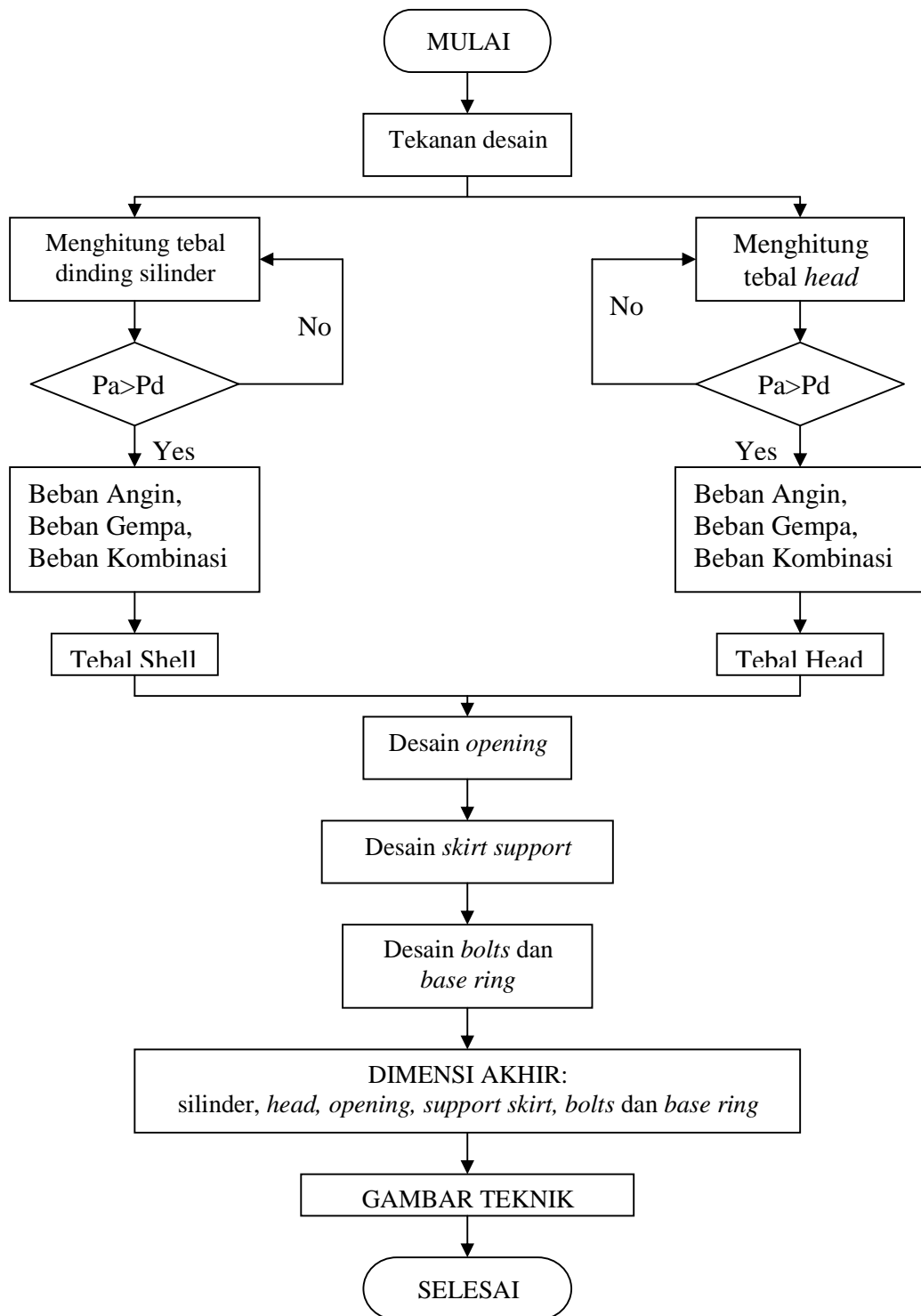
Gambar 3.6 Base Ring

Keterangan gambar

- d = Diameter keliling lingkaran *bolts*
- t_B = Tebal *base plate*

- l = Lebar pelat *base ring*
- l₁ = Jarak ujung *base plate* ke *skirt*
- l₂ = Jarak lubang *bolt* ke *skirt*
- l₃ = Jarak ujung *base plate* ke lubang *bolt*

3.2 Alur Perancangan



Gambar 3.8 Alur Perancangan

BAB IV

DATA dan PERHITUNGAN PERANCANGAN

4.1 Data Perancangan

Panjang *vessel* keseluruhan L : 192 in (*ellipsoidal head*)

Panjang silinder : 163 in

Kapasitas bejana : 8,25 m³ = 503580 in³

Tekanan operasi : 125 psi

Temperatur operasi : 600°F

Zona gempa : 2 (diasumsikan)

Diameter *opening* : 16 in

Kecepatan angin : 54 km/jam (Sumber, BMG)

Faktor korosi : 1/16 in (dengan asumsi pertumbuhan korosi 5 mils
pertahun atau 1/16 in per 12 tahun,
sumber Buthod)

Udara pada kondisi operasi (tekanan 125 psi dan temperatur 600°F) fasanya berupa gas.

Diameter dalam (Di) bejana ditentukan dengan persamaan berikut:

$$L = \frac{4V}{\pi D^2} \quad (\text{Sumber, Buthod, 1986})$$

Di mana: L : Panjang silinder + 2/3 panjang *head* tanpa *skirt* = 192 in

V : Volume bejana = 503580 in³

Di : Diameter dalam bejana

Diameter dalam bejana (Di)

$$D_i = \sqrt{\frac{4V}{L\pi}}$$
$$D_i = \sqrt{\frac{(4)(503580)}{(192)\pi}}$$
$$D_i = 57,788 \text{ in}$$

dibulatkan menjadi 58 in

4.2 Tekanan Desain

Tekanan desain (P_d) dirumuskan sebagai berikut:

$$P_d = P_o + a + \text{static head}$$

di mana P_o = Tekanan operasi

$$a = 0,1P_o \text{ (Henry H. Bednar, P.E, Pressure Vessel Design handbook) } = 12,5 \text{ psi}$$

Tekanan operasi bejana tekan didesain sebesar 125 psi dengan pertimbangan bahwa tekanan kerja alat-alat pneumatik yang digunakan sekitar 8 bar.

Untuk menentukan harga *static head* maka diasumsikan isi dari *vessel* adalah gas ideal, sehingga akan diperoleh harga R udara pada kondisi kritis = $0,3704 \text{ psi.ft}^3/\text{lbm.R}$. Maka bisa ditentukan densitas gas ideal sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \rho_{\text{gas ideal}} &= \frac{P_o}{(RT)} \text{ dimana } T = \text{temperatur operasi} = 600^\circ\text{F} = 252,44^\circ\text{R} \\ &= \frac{125 \text{ psi}}{(0,3704 (\text{psi.ft}^3 / \text{lbm.R}) 252,44 \text{ R})} \\ &= 1,339 \text{ lbm/ft}^3 \end{aligned}$$

Harga *static head* bisa ditentukan dengan persamaan berikut

$$\begin{aligned} \text{Static head} &= \rho \cdot g \cdot H \\ &= 1,339 (\text{lbm/ft}^3) \cdot 32,2 (\text{ft/sec}^2) \cdot 198/12 \text{ ft} \\ &= 710,265 \text{ lbf/ft}^2 = 4,93 \text{ psi.} \end{aligned}$$

Jadi tekan desainnya dapat ditentukan,

$$\begin{aligned} P &= P_o + a + \text{static head, } a = 0,1P_o = 12,5 \text{ psi} \\ &= 125 \text{ psi} + 12,5 \text{ psi} + 4,93 \text{ psi} \\ &= 142,43 \text{ psi} \end{aligned}$$

Harga tekanan desain dibulatkan menjadi **143 psi**.

4.3 Temperatur Desain

Temperatur desain adalah temperatur maksimal yang diperbolehkan dalam desain yang harganya harus lebih rendah dari temperatur ijin rata-rata kondisi operasi material dinding bejana. Temperatur desain (T_d) dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$T_d = T_o + 50^\circ\text{F}$$

Dimana T_o adalah temperatur operasi 600°F

$$T_d = 600^\circ\text{F} + 50^\circ\text{F} = \mathbf{650^\circ\text{F}}$$

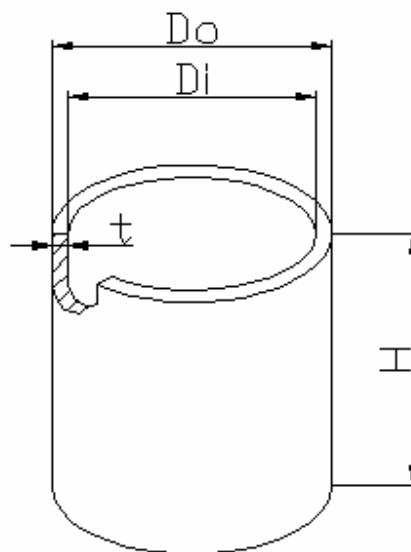
4.4 Perhitungan Ketebalan *Shell* dan *Head*

4.4.1 Berdasarkan Tekanan Dalam

A. Tebal *shell*

Material *shell* adalah baja karbon SA 455 dengan tegangan ijin maksimum pada suhu 650°F adalah 18300 psi. Dan diketahui data perhitungan sebagai berikut:

- Tekanan desain P_d = 143 psi
- Jari-jari dalam R = 29 in
- Diameter dalam D = 58 in
- *Joint efisiensi* E = 0,85 (pengelasan type 1 kategori A tanpa *radiographic test*)



Gambar 4.1 Shell

Ketebalan minimum *shell* silinder berdasarkan *circumferential stress* (pada sambungan arah memanjang)

$$t = \frac{P_d R}{SE - 0,6P}$$
$$t = \frac{(143)(29)}{(18300)(0,85) - (0,6)(143)}$$
$$t = 0,268 \text{ in}$$

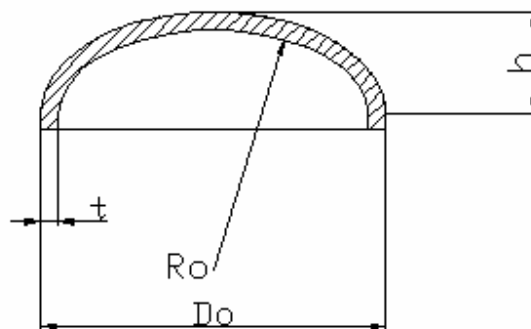
Ketebalan *shell* berdasarkan *longitudinal stress* (pada sambungan arah melingkar)

$$t = \frac{P_d R}{2SE + 0,4P}$$
$$t = \frac{(143)(29)}{(2)(18300)(0,85) + (0,4)(143)}$$
$$t = 0,133 \text{ in}$$

Karena ketebalan berdasarkan *circumferential stress* ($t = 0,268 \text{ in}$) lebih besar dari ketebalan berdasarkan *longitudinal stress* ($t = 0,133 \text{ in}$) maka dipilih ketebalan *shell* berdasarkan tekanan dalam sebesar 0,268 in.

B Tebal head

Dari tabel material ASME Section II Part D didapatkan tegangan ijin maksimum SA 455 pada suhu 650°F adalah 18300 psi. Asumsi $D/2h$ adalah 2.0 (Tabel UG-27 ASME).



Gambar 4.2 Ellipsoidal Head

Sehingga ketebalan *head* dapat ditentukan berdasarkan persamaan pada ASME UG-32(d)

$$t = \frac{P_d D}{2SE - 0,2P}$$

$$t = \frac{(143)(58)}{(2)(18300)(0,85) - (0,2)(143)}$$

$$t = 0,267 \text{ in}$$

4.4.2 Berdasarkan Tekanan Luar

A. Tebal *shell*

Data perhitungan

- Tekanan desain P_d = 15 psi (ASME UG-28(f))

- tebal *shell* t = 0,268 in (asumsi berdasarkan tekanan dalam)

Panjang *vessel section* (L_s) adalah panjang *vessel* ditambah 2/3 panjang *head*.

Diketahui bahwa *head* yang digunakan adalah *ellipsoidal* 2:1 sehingga panjang bisa ditentukan yaitu 14,5 in. Dengan demikian panjang *vessel section* (L_s) bisa ditentukan.

$$L_s = [192 - 2(14,5) + 2/3(14,5)]$$

$$= 172,66 \text{ in}$$

Dengan asumsi ketebalan dinding bejana adalah 0,268 in maka diameter luar *shell* bisa ditentukan.

$$\text{Diameter luar } (D_o) = 2.t + D_i = 58,536 \text{ in}$$

Maka dapat diketahui perbandingan

$$L_s/D_o = 172,66/58,536$$

$$= 2,95$$

$$D_o/t = 58,536/0,268$$

$$= 218,4$$

Dari FIG. G *Geometric Chart for Components Under External or Compressive Loading* (ASME) didapat harga faktor A sebesar 0,00014 sehingga dapat diketahui harga P_a berdasarkan persamaan berikut:

$$Pa = \frac{2AE}{3(D_o/t)}, \text{ dengan E adalah modulus elastisitas material shell.}$$

Dari tabel TM-1 ASME harga modulus elastisitas SA 455 adalah $26,1 \times 10^6$ psi.

$$Pa = \frac{2(0,00014)(26,1 \times 10^6)}{3(218,4)}$$

$$Pa = 11,15 \text{ psi}$$

Karena harga Pa (11,15 psi) lebih kecil dari tekanan desain eksternal Pd (15 psi), maka harus dilakukan perhitungan ulang dengan memperbesar ketebalan shell.

Dengan menggunakan *trial and error* maka diasumsikan tebal shell t : 0,325 in sehingga D_o menjadi 58,65 in maka :

$$D_o/t = 180,5$$

$$L/D_o = 2,94$$

dan harga faktor A didapatkan yaitu sebesar 0,00019 dan harga Pa dapat ditentukan

$$Pa = \frac{2(0,00019)(26,1 \times 10^6)}{3(180,5)}$$

$$Pa = 18,3 \text{ psi}$$

Karena harga Pa (18,3 psi) lebih besar dari tekanan desain eksternal (15 psi) maka tebal shell 0,325 in ditambah faktor korosi 1/16 in aman digunakan.

Ketebalan shell (t) = $0,325 + 0,0625 = 0,387$ in.

Jadi tebal pelat yang digunakan sebesar **7/16 in**.

B. Tebal head

Data perhitungan

- Tekanan desain eksternal P = 15 psi
- Diameter luar D_o = 58,75 in
- Tebal head t = 0,267 in (asumsi dari tekanan desain internal)

Dari tabel ASME UG-37 dapat diketahui bahwa untuk *ellipsoidal head* dengan perbandingan sumbu mayor:sumbu minor=2:1 maka harga k_1 : 0,90.

Harga jari-jari *ellipsoidal head* bisa ditentukan dari persamaan berikut:

$$R_o = k_1 \cdot D_o$$

$$R_o = 0,90 \cdot 58,75$$

$$R_o = 52,875 \text{ in.}$$

Dari harga-harga diatas dapat ditentukan faktor A dengan persamaan berikut:

$$A = \frac{0,125}{(R_o/t)} = \frac{0,125}{(52,875/0,267)} = 0,00063$$

Dari grafik CS-2 ASME didapatkan faktor B sebesar 7600. Harga Pa dapat diketahui dengan persamaan berikut:

$$P_a = \frac{B}{(R_o/t)}$$

$$P_a = \frac{7600}{52,875/0,267}$$

$$P_a = 38,38 \text{ psi}$$

Harga Pa lebih besar dari tekanan eksternal desain maka ketebalan *head* 0,267 ditambah faktor korosi 1/16 in aman digunakan. Tebal pelat yang digunakan 0,375 in. Untuk memudahkan proses manufaktur dan menghindari terjadinya tegangan lokal maka diambil ketebalan *head* sama dengan tebal *shell* yaitu **7/16 in.**

4.4.3 Berdasarkan Kombinasi Beban

A. Beban Angin

Dengan mempertimbangkan temperatur operasi, tekanan operasi dan dimensi bejana, maka bejana diasumsikan tidak menggunakan *platform* dan *ladder*, sehingga beban angin hanya dipertimbangkan terhadap diameter bejana serta diameter pipa.

Tekanan Angin

Besarnya tekanan angin dapat dihitung berdasarkan persamaan berikut.

$$P_w = 0,0025V_w^2$$

Dimana :

P_w : Tekanan angin, lb/ft^2

V_w : Kecepatan angin = 33.6 mph

Sehingga besarnya tekanan angin adalah :

$$\begin{aligned} P_w &= 0,0025(33.6)^2 \\ &= 2.82 \text{ lb/ft}^2 \end{aligned}$$

Tegangan Geser

Besarnya tegangan geser total dapat ditentukan berdasarkan persamaan berikut.

$$V = P_w \cdot D \cdot H$$

Dimana :

V : Tegangan geser total, lb

P_w : Tekanan angin = 2.82 lb/ft^2

D : Diameter luar bejana = 4,906 ft

H : Tinggi *vessel* + *skirt* = 17,08 ft

Sehingga besarnya tegangan geser total adalah :

$$\begin{aligned} V &= 2.82 \times 4,906 \times 17,08 \\ &= 236.5 \text{ lb.} \end{aligned}$$

Momen karena Angin

Besarnya momen pada dasar bejana karena angin dirumuskan sebagai berikut.

$$M = P_w \cdot D \cdot H \cdot h$$

Dimana :

M : Momen pada dasar bejana, lb.ft

P_w : Tekanan angin = 2.82 lb/ft^2

D : diameter luar bejana = 4,906 ft

H : Tinggi *vessel* + *skirt* = 17,08 ft

h : $H/2 = 8,54 \text{ ft}$

sehingga besarnya momen akibat angin pada dasar bejana adalah :

$$M = 2.82 \times 4,906 \times 17,08 \times 8,54$$

$$= 2018 \text{ lb.ft}$$

Besarnya momen karena angin pada sambungan *head* bawah dapat ditentukan berdasarkan persamaan berikut.

$$M_T = M - h_T(V - 0,5P_w D h_T)$$

dimana:

M_T : Momen pada sambungan *head* bawah, lb.ft

M : Momen pada dasar bejana = 2018 lb.ft

h_T : Jarak sambungan *head* bawah dari dasar 2,08 ft

V : Tegangan geser total = 236,5 lb

P_w : Tekanan angin = 2,82 psf

D : Diameter luar bejana = 4,906 ft

Sehingga besarnya momen pada sambungan *head* bawah adalah :

$$M_T = 2018 - 2,08(236,5 - 0,5 \times 2,82 \times 4,906 \times 2,08)$$

$$= 1556 \text{ lb.ft}$$

Besarnya momen karena angin perlu ditambah dengan momen karena beban angin ($M_p = 4450 \text{ lb.ft}$ untuk diameter pipa 6 in), sehingga akan didapat,

$$M_w = M_T + M_p$$

$$1556 + 4450$$

$$= 6006 \text{ lb.ft}$$

Tebal Dinding *Shell*

Ketebalan dinding *shell* akibat beban angin dapat dirumuskan berdasarkan persamaan berikut.

$$t_w = \frac{12M_w}{R^2 \pi S E}$$

dimana:

t_w : Ketebalan dinding *shell* berdasarkan beban angin, in

M_w : Momen pada sambungan *head* bawah = 6006 lb.ft

R : Jari-jari dalam bejana = 29 in

S : Tegangan ijin maksimal material *shell* = 18300 psi

E : *Joint efisiensi* = 0,85 (sambungan las tipe 1 kategorie A tanpa tes radiographic)

sehingga ketebalan *shell* adalah:

$$t_w = \frac{12 \times 6006}{\pi (29)^2 \times 18300 \times 0,85}$$
$$= 0,00175 \text{ in}$$

Besarnya tebal pelat dinding *shell* akibat beban angin dan beban tekanan adalah :

$$t = t_p + t_w$$
$$= 0,387 + 0,00175$$
$$= 0,388 \text{ in}$$

Diambil ketebalan pelat $t = \mathbf{7/16 \text{ in}}$.

B. Beban Gempa

Berat bejana tekan (kondisi operasi)

Shell (tebal plat = 0,437 in dan panjang 163 in)

Berat *shell* dapat dihitung sebagai berikut,

$$W_s = 3681,6 \text{ lb (asumsi berat baja 0,2833 per cubic in, Buthod)}$$

Top head (jenis *ellipsoidal head* 2:1 dengan tebal plat = 0,437 in)

Berat *head* dapat dihitung sebagai berikut,

$$W_{th} = 571,73 \text{ lb (sumber, Buthod)}$$

Bottom head (jenis *ellipsoidal head* 2:1 dengan tebal plat = 0.437 in)

Berat *head* dapat dihitung sebagai berikut,

$$W_{bh} = 571,73 \text{ lb (sumber, Buthod)}$$

Berat fluida test hidrostatik

Berat fluida test dapat dihitung sebagai berikut,

$$W_f = V \cdot \rho_f$$

Dimana : V : volume bejana tekan = 291,19 ft³

$$\rho_f : \text{massa jenis air} = 62,240 \text{ lb/ft}^3$$

Sehingga berat fluida test dapat ditentukan

$$\begin{aligned} W_f &= 291,19 \times 62,240 \\ &= 18123,7 \text{ lb} \end{aligned}$$

Berat *inlet nozzle*

Diameter nominal pipa $d = 6$ in dengan ketebalan $0,280$ in dan panjang proyeksi luar 8 in serta jenis *flange* adalah *slip on flange* 150 lb.

Berat *inlet nozzle* dapat dihitung sebagai berikut,

$$W_{in} = 30,84 \text{ lb} \quad (\text{sumber, Buthod})$$

Berat *outlet nozzle*

Diameter nominal pipa $d = 6$ in dengan ketebalan pipa $0,280$ in dan panjang proyeksi luar 8 in serta jenis *flange* adalah *slip on flange* 150 lb.

Berat *outlet nozzle* dapat dihitung sebagai berikut,

$$W_{on} = 30,84 \text{ in} \quad (\text{sumber, Buthod})$$

Berat *inspection opening*

Diameter dalam $d = 16$ in dengan ketebalan pipa $0,250$ in dan proyeksi luar 5 in serta jenis *flange* adalah *slip on flange* 150 lb dan *cover* dengan tebal plat *cover* $0,937$ in.

Berat *inspection opening* bisa dihitung sebagai berikut,

$$W_{io} = 129,08 \text{ lb}$$

Berat *drain opening*

Diameter nominal $d = 1,25$ in dengan ketebalan pipa $0,140$ in dan proyeksi luar 5 in serta jenis *flange* adalah *slip on flange* 150 lb.

Berat *drain opening* bisa dihitung sebagai berikut,

$$W_d = 3,6 \text{ lb}$$

Dari data diatas maka dapat diketahui berat bejana tekan adalah,

$$W = 23238,7 \text{ lb}$$

Berat bejana tekan aktual

Berat bejana tekan aktual harus ditambah dengan 6% total berat untuk menutup kemungkinan terjadinya kelebihan berat material dan toleransi manufaktur serta berat pengelasan, sehingga akan didapat berat bejana tekan aktual adalah,

$$W_{act} = 24633,02 \text{ lb.}$$

Periode Getaran

Besarnya periode getaran dapat dihitung dengan persamaan sabagai berikut,

$$T = 0,0000265 \left(\frac{H}{D} \right)^2 \sqrt{\frac{wD}{t}}$$

dimana :

T : Periode getaran, dtk

H : Tinggi bejana + *skirt* = 17,08 ft

D : Diameter luar bejana = 4,906 ft

w : $24633,02 / 17,08 = 1442,2 \text{ lb/ft}$

t : Tebal dinding *shell* = 0,437 in

Sehingga besarnya periode getaran adalah:

$$\begin{aligned} T &= 0,0000265 \left(\frac{17,08}{4,906} \right)^2 \sqrt{\frac{1442,2 \times 4,906}{0,437}} \\ &= 0,041 \text{ dtk} \end{aligned}$$

Total Seismic Shear

Besarnya *total seismic shear* dapat dihitung dengan persamaan berikut ,

$$V = Z I K C S W$$

Dimana :

- V : *Total seismic shear*, lb
 Z : *Zona gempa* = 0,375 (zona 2)
 I : *Occupancy importance coefficient*
 : 1 untuk bejana
 K : *Horizontal force factor*
 : 2 untuk vessel
 C : *Numerical coefficient*
 : $0,067/(T)^{1/2}$
 : $0,067/(0,049)^{1/2}$
 : 0,303
 S : *Numerical coefficient structure resonance*
 : 1,5 untuk $T \leq 2,5$
 W : *Berat total bejana* = 24633,02 lb

Sehingga besarnya *total seismic shear* adalah,

$$V = 0,375 \times 1 \times 2 \times 0,303 \times 1,5 \times 24633,02$$

$$= 8396,78 \text{ lb.}$$

Momen yang Terjadi

Besarnya momen yang terjadi akibat gempa bumi pada dasar bejana dapat diperoleh dari persamaan berikut,

$$M = [F_t H + (V - F_t)(2H/3)]$$

dimana :

- M : *Momen pada puncak bejana*, lb.ft
 F_t : *Horizontal seismic force factor on top vessel*
 : 0 (untuk $T \leq 0,7$)
 V : *Total seismic shear* = 8396,78 lb
 H : *Tinggi bejana total* = 17,08 ft.

Sehingga besarnya momen akibat gempa di puncak bejana adalah:

$$M = [0 \times 17,08 + (8396,78 - 0)(2 \times 17,08 / 3)]$$

$$= 95596,42 \text{ lb.ft}$$

Momen pada sambungan *skirt* dengan *bottom head*

Besarnya momen pada sambungan *skirt* dapat ditentukan dengan persamaan berikut,

$$M_T = M \left(\frac{X}{H} \right)$$

dimana :

M_T : Momen pada sambungan tutup bawah, lb.ft

M : Momen akibat gempa pada dasar bejana = 95596,42 lb.ft

X : Jarak sambungan ke puncak bejana = 15 ft

H : Tinggi bejana + *skirt* = 17,08 ft

Sehingga besarnya momen pada sambungan *skirt* adalah :

$$\begin{aligned} M_T &= 95596,42 \left(\frac{15}{17,08} \right) \\ &= 83954,7 \text{ lb.ft} \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas dapat dilihat bahwa momen akibat angin ($M_T = 6006 \text{ lb.ft}$) lebih kecil dari momen akibat gempa ($M_T = 83954,7 \text{ lb.ft}$) sehingga untuk menentukan tebal *skirt* yang dibutuhkan didasarkan pada momen pada sambungan *skirt* akibat gempa.

Tebal dinding *shell* akibat beban gabungan (gempa, tekanan dalam dan berat bejana) dapat dihitung sebagai berikut. Diasumsikan tebal *shell* 0,437 in.

Tegangan karena tekanan dalam

Besarnya tegangan yang terjadi karena tekanan dalam dapat dihitung dengan persamaan berikut,

$$S_p = \frac{(P \times D)}{4t}$$

dimana :

- P : Tekanan dalam = 125 psi
 D : Diameter rata-rata bejana = 58,437 in
 t : Tebal dinding *shell* = 0,437 in

sehingga besarnya tegangan akibat tekanan dalam adalah:

$$S_p = \frac{(125 \times 58,437)}{4 \times 0,437}$$

$$= 4178,85 \text{ psi}$$

Tegangan karena gempa

Besarnya tegangan karena gempa dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$S_g = \frac{12M_T}{\pi R^2 t}$$

dimana :

- M_T : Momen pada sambungan *bottom head* akibat gempa = 83954,7 lb.ft
 R : Jari-jari rata-rata silinder = 29,218 in
 t : Tebal dinding *shell* = 0,437 in

sehingga besarnya tegangan akibat gempa adalah:

$$S_g = \frac{12 \times 83954,7}{\pi \times (29,218)^2 \times 0,437}$$

$$= 859,6 \text{ psi}$$

Tegangan karena berat bejana (kondisi operasi)

Besarnya tegangan yang terjadi akibat berat bejana dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$S_w = \frac{W}{C_m \cdot t}$$

dimana:

- W : Berat total bejana = 24633,02 lb
 C_m : Keliling *shell* pada diameter rata-rata = 183,58 in
 t : Tebal dinding *shell* = 0,437 in

sehingga besarnya tegangan yang terjadi akibat berat bejana adalah:

$$S_w = \frac{24633,02}{183,58 \times 0,437} \\ = 307,05 \text{ psi}$$

Tegangan karena berat bejana (kondisi kosong)

Besarnya tegangan yang terjadi akibat berat bejana pada kondisi kosong dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$S_w = \frac{W}{C_m t}$$

dimana:

W : Berat bejana pada kondisi kosong = 6505,6 lb

C_m : Keliling silinder pada diameter rata-rata = 183,58 in

t : Tebal dinding silinder = 0,437 in

sehingga besarnya tegangan akibat berat bejana pada kondisi kosong adalah:

$$S_w = \frac{6505,6}{183,58 \times 0,437} \\ = 81,09 \text{ psi}$$

Tegangan gabungan

Kondisi kosong

a. Sisi angin (*windward*)

Besarnya tegangan yang terjadi dapat dihitung sebagai berikut,

$$S = S_g - S_w$$

Dimana :

S_g : Tegangan akibat gempa = 859,6 psi

S_w : Tegangan akibat berat bejana = 81,09 psi

Sehingga besarnya tegangan yang terjadi adalah:

$$S = 859,6 - 81,09 \\ = 778,51 \text{ psi}$$

b. *Leeward side*

Besarnya tegangan yang terjadi dapat dihitung sebagai berikut,

$$S = -S_g - S_w$$

Dimana:

$$S_g \quad : \text{Tegangan akibat gempa} = 859,6 \text{ psi}$$

$$S_w \quad : \text{Tegangan akibat berat bejana} = 81,09 \text{ psi}$$

Sehingga besarnya tegangan yang terjadi adalah:

$$\begin{aligned} S &= -859,6 - 81,09 \\ &= -940,69 \text{ psi} \end{aligned}$$

Kondisi operasi

a. Sisi angin (*windward side*)

Besarnya tegangan yang terjadi dapat dihitung sebagai berikut,

$$S = S_p + S_g - S_w$$

Dimana:

$$S_p \quad : \text{Tegangan akibat tekanan dalam} = 4178,85 \text{ psi}$$

$$S_g \quad : \text{Tegangan akibat gempa} = 859,6 \text{ psi}$$

$$S_w \quad : \text{Tegangan akibat berat bejana pada saat operasi} = 307 \text{ psi}$$

Sehingga besarnya tegangan yang terjadi adalah:

$$\begin{aligned} S &= 4178,85 + 859,6 - 307 \\ &= 4731,45 \text{ psi} \end{aligned}$$

b. *Leeward side*

Besarnya tegangan yang terjadi dapat dihitung sebagai berikut,

$$S = -S_g - S_w + S_p$$

Dimana:

$$S_g \quad : \text{Tegangan akibat gempa} = 859,6 \text{ psi}$$

$$S_w \quad : \text{Tegangan akibat berat bejana pada saat operasi} = 307 \text{ psi}$$

S_p : Tegangan akibat tekanan dalam = 4178,85 psi

Sehingga besarnya tegangan yang terjadi adalah:

$$\begin{aligned} S &= - 859,6 - 307 + 4178,85 \\ &= 3012,25 \text{ psi} \end{aligned}$$

Tegangan maksimum sebesar 4731,45 psi akan timbul pada sisi angin, sedangkan tegangan ijin maksimum material pelat adalah 18300 psi, sehingga terlihat bahwa pemakaian plat dengan tebal $(t) = 0,437$ in pada bejana adalah aman.

4.5 Desain *Opening*

4.5.1 Nozel

Data Teknis.

- Diameter dalam bejana (D) = 58 in
- Tekanan operasi (P_o) = 125 psi
- Tekanan desain (P_d) = 143 psi
- Temperatur operasi (T_o) = 600°F
- Temperatur desain (T_d) = 650°F
- Teg.ijin material *shell* (S) = 18300 psi

Shell

- Material *shell* : SA-455
- Teg.ijin maks (S) : 18300 psi (untuk temperatur desain 650°F)
- Tebal *shell* (t) : 0,437 in

Nozle

- Type : *slip on flange*
- Material *nozle* : A53B
- Teg.ijin maks (S) : 15000 psig
- Diameter dalam (d_n) : 6,065 in (untuk ukuran nominal pipa 6 in)
(Sumber, Buthod)
- Tebal leher *nozle* (t_n) : 0,280 in

Tekanan desain (P) = 143 psi

Teg.ijin material (Sn) = 15000 psi

Joint efisiensi (E) = 0,85

Tebal dinding leher nozel yang dibutuhkan (t_m) dapat ditentukan dari persamaan berikut:

$$t_m = \frac{P_d D}{2SE - 1,2P}$$

Dari data diatas maka tebal leher nozel dapat ditentukan,

$$t_m = \frac{(143)(6,065)}{2(15000)(0,85) - 1,2(143)}$$
$$t_m = 0,029 \text{ in}$$

B. Luas Reinforcements

Luas reinforcements yang dibutuhkan

$$A = d_n t_r F + 2 t_n t_r F (1 - f_{r1})$$

dimana,

d_n = diameter dalam nozel = 6,065 in

t_r = tebal *shell* = 0,268 in

t_n = tebal leher *nozzle* = 0,280 in

F = faktor koreksi = 1

f_{r1} = faktor reduksi kekuatan = $S_n/S_v = 15000/18300 = 0,820$

sehingga didapat luas *reinforcements* yang dibutuhkan,

$$A = 6,065 \times 0,268 \times 1 + 2 \times 0,280 \times 0,268 \times 1 (1 - 0,820)$$
$$= 1,65 \text{ in}^2$$

Luas reinforcements yang tersedia

Kelebihan Shell

Besarnya kelebihan *shell* dapat dipilih dari nilai terbesar yang didapat dari dua persamaan berikut ini,

$$A_1 = d_n (E_1 t - F t_r) - 2 t_n (E_1 t - F t_r) (1 - f_{r1})$$

atau

$$A_1 = 2(t + t_n)(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - f_{r1})$$

dimana :

d_n : Diameter dalam *nozle* = 6,065 in

t : Tebal plat *shell* = 0,437 in

t_r : Tebal *shell* = 0,268 in

t_n : Tebal leher *nozle* = 0,280 in

E_1 : 1 (opening pada pelat pejal)

F : Faktor koreksi = 1

f_{r1} : Faktor reduksi kekuatan

$$: S_{shell}/S_{nozle} = 15000/18300 = 0,820$$

Dari data-data yang ada maka kedua persamaan diatas bisa diselesaikan sebagai berikut,

$$\begin{aligned} A_1 &= 6,065(1 \times 0,437 - 1 \times 0,268) - 2 \times 0,280(1 \times 0,437 - 1 \times 0,268)(1 - 0,820) \\ &= 0,853 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

atau

$$\begin{aligned} A_1 &= 6,065(0,437 + 0,280)(1 \times 0,437 - 1 \times 0,268) - 2 \times 0,280(1 \times 0,437 - 1 \times 0,268)(1 - 0,820) \\ &= 0,726 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Sehingga besarnya kelebihan *shell* dipilih

$$A_1 = 0,853 \text{ in}^2$$

Kelebihan *Nozle*

Besarnya kelebihan *nozle* dapat dipilih nilai terkecil dari dua persamaan sebagai berikut,

$$A_2 = 5(t_n - t_{rn})f_{r2}t$$

Atau

$$A_2 = 5(t_n - t_{rn})f_{r2}t_n$$

Dimana:

t_n : Tebal dinding leher *nozle* = 0,280 in

t_m : Tebal dinding leher *nozle* yang dibutuhkan = 0,029 in

t : Tebal pelat *shell* = 0,437 in

f_{r2} : Faktor reduksi kekuatan

$$: S_{nozle}/S_{shell} = 15000/18300 = 0,820$$

dari data diatas maka besarnya kelebihan *nozle* bisa ditentukan sebagai berikut,

$$A_2 = 5(0,280-0,029)0,820 \times 0,437 \\ = 0,449 \text{ in}^2$$

atau

$$A_2 = 5(0,280-0,029)0,820 \times 0,280 \\ = 0,288 \text{ in}^2$$

Sehingga besarnya kelebihan *nozle* adalah:

$$A_2 = 0,288 \text{ in}^2$$

Luas Las Sisi Luar

Besarnya luas las sisi luar bisa ditentukan dengan persamaan berikut,

$$A_{41} = (\text{leg})^2 f_{r2}$$

Dimana:

leg : Ukuran lasan minimum = 0,280 in

f_{r2} : Faktor reduksi kekuatan

$$: S_{nozle}/S_{shell} = 15000/18300 = 0,820$$

Sehingga besarnya luas las sisi luar adalah:

$$A_{41} = (0,280)^2 0,820 \\ = 0,064 \text{ in}^2$$

Luas *Reinforcements* yang Tersedia

Besarnya luas *reinforcements* yang tersedia dapat dihitung dengan persamaan berikut,

$$A_a = A_1 + A_2 + A_{41} \\ = 0,853 + 0,288 + 0,064 \\ = 1,205 \text{ in}^2$$

Dari perhitungan diatas terlihat bahwa luas *reinforcements* yang tersedia ($A_a = 1,205 \text{ in}^2$) lebih kecil dari luas *reinforcements* yang dibutuhkan ($A = 1,65 \text{ in}^2$) sehingga dibutuhkan tambahan *reinforcements*.

Luas tambahan *reinforcements*

Dari perhitungan diatas telah diketahui bahwa luas *reinforcements* yang dibutuhkan (A) adalah $1,65 \text{ in}^2$ dan kelebihan *shell* yang tersedia (A_1) adalah $0,853 \text{ in}^2$. Besarnya kelebihan *nozle* dengan penambahan *reinforcements* (A_{2r}) dapat ditentukan dengan memilih nilai terkecil dari dua persamaan berikut,

$$A_{2r} = 5(t_n - t_m)f_{r2}t$$

Atau

$$A_{2r} = 2(t_n - t_m)(0,25t_n + t_e)f_{r1}$$

Dimana:

- t_n : Tebal dinding leher *nozle* = 0,280 in
- t_m : Tebal dinding leher *nozle* yang dibutuhkan = 0,029 in
- t_e : Tebal pelat *reinforcements* = 0,188 in (SA 455)
- t : Tebal pelat *shell* = 0,437 in
- f_{r1} : Faktor reduksi kekuatan = 0,820
- f_{r2} : Faktor reduksi kekuatan
: Karena bahan pelat *reinforcements* sama dengan bahan *shell* maka
 $f_{r2} = f_{r1} = 0,820$

Dari data diatas maka besarnya kelebihan *nozle* dengan penambahan *reinforcements* adalah:

$$\begin{aligned} A_{2r} &= 5(0,280 - 0,029)0,820 \times 0,437 \\ &= 0,449 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

atau

$$\begin{aligned} A_{2r} &= 2(0,280 - 0,029)(0,25 \times 0,280 + 0,188)0,820 \\ &= 0,106 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

sehingga besarnya kelebihan *nozle* dengan penambahan *reinforcements* dipilih $A_{2r} = 0,106 \text{ in}^2$.

Luas lasan sisi luar dinding luar *nozzle* dengan pelat *reinforcements*

Besarnya luas lasan sisi luar dapat ditentukan dengan persamaan berikut,

$$A_{41r} = (\text{leg})^2 f_{r3}$$

Dimana:

leg : Ukuran lasan minimum = 0,188 in

f_{r3} : Faktor reduksi kekuatan

$$: S_{\text{nozzle}}/S_{\text{shell}} = 15000/18300 = 0,820$$

sehingga besarnya A_{41r} adalah:

$$\begin{aligned} A_{41r} &= (0,188)^2 0,820 \\ &= 0,029 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Luas lasan antara pelat *reinforcements* dengan *shell*

Besarnya luas lasan dapat ditentukan dengan persamaan berikut,

$$A_{42} = (\text{leg})^2 f_{r4}$$

Dimana:

leg : Ukuran minimum lasan ($0,7t_c$) = 0,132

f_{r4} : Faktor reduksi kekuatan

$$: S_{\text{reinf.}}/S_{\text{shell}} = 18300/18300 = 1$$

Sehingga besarnya A_{42} adalah:

$$\begin{aligned} A_{42} &= (0,132)^2 1 \\ &= 0,017 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Luas yang tersedia pada elemen *reinforcements*

Besarnya luas pada elemen *reinforcements* dapat ditentukan dengan persamaan berikut,

$$A_5 = (D_p - d - 2t_n)t_c f_{r4}$$

Dimana :

D_p : Diameter ujung pelat *reinforcements*

- R_n : Minimal = $(R_n + t + t_n)2 = 7,5$ in
- d : Diameter dalam *nozzle* = 6,065 in
- t_n : Tebal dinding leher *nozzle* = 0,280 in
- t_e : Tebal pelat *reinforcements* = 0,188 in
- f_{r4} : Faktor reduksi kekuatan = 1

Sehingga besarnya luas elemen *reinforcements* adalah:

$$A_5 = (7,5 - 6,065 - 2 \times 0,280)0,188 \times 1$$

$$= 0,164 \text{ in}^2$$

Luas tambahan total tambahan *reinforcements* dapat ditentukan dengan persamaan berikut,

$$A_r = A_1 + A_{2r} + A_{41r} + A_{42} + A_5$$

Dimana :

- A_1 : Kelebihan *shell* = 0,853 in²
- A_{2r} : Kelebihan *nozzle* dengan penambahan *reinforcements* = 0,106 in²
- A_{41r} : Luas sisi luar dengan penambahan *reinforcements* = 0,029 in²
- A_{42} : Luas lasan antara pelat *reinforcements* dengan *shell* = 0,017 in²
- A_5 : Luas elemen *reinforcements* = 0,164 in²

Sehingga luas total tambahan *reinforcements* adalah:

$$A_r = 0,853 + 0,106 + 0,029 + 0,017 + 0,164$$

$$= 1,169 \text{ in}^2$$

Dari perhitungan diatas terlihat bahwa luas total penambahan *reinforcements* ($A_r = 1,169 \text{ in}^2$) kurang dari luas *reinforcements* yang dibutuhkan ($A = 1,65 \text{ in}^2$) sehingga dimensi plat penambahan *reinforcements* harus disesuaikan yaitu dengan menambah diameter pelat *reinforcements* (D_p).

Dengan menggunakan *trial and error* maka didapatkan harga D_p minimal yaitu 10,08 in. Asumsi $D_p = 10,1$ in maka harga luas elemen *reinforcements* adalah:

$$A_5 = (10,1 - 6,065 - 2 \times 0,280)0,188 \times 1$$

$$= 0,653 \text{ in}^2$$

sehingga harga luas total penambahan *reinforcements* menjadi

$$A_r = 0,853 + 0,106 + 0,029 + 0,017 + 0,653$$

$$= 1,66 \text{ in}^2$$

dari penyesuaian diatas maka dapat terlihat bahwa luas total penambahan *reinforcements* ($A_r = 1,66 \text{ in}^2$) lebih besar dari luas *reinforcements* yang dibutuhkan ($A = 1,65 \text{ in}^2$) sehingga dimensi pelat *reinforcements* aman digunakan.

4.5.3 Kekuatan Sambungan Opening Terhadap Bejana

Tegangan yang dibutuhkan pada desain dirumuskan sebagai berikut:

$$F = [A - A_1 + 2 \cdot t_n \cdot f_{r1} (E_1 t - F t_r)] S$$

Dimana:

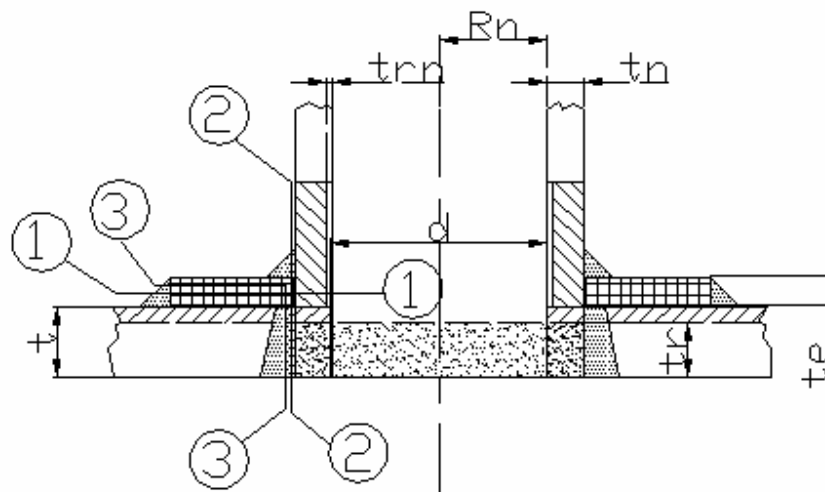
- A : Luas *reinforcements* yang dibutuhkan = $1,65 \text{ in}^2$
- A_1 : Kelebihan *shell* = $0,853 \text{ in}^2$
- t_n : Tebal dinding leher *nozle* = $0,280 \text{ in}$
- f_{r1} : Faktor reduksi kekuatan = $0,820$
- E_1 : Effisiensi sambungan = 1 (*opening* pada pelat pejal)
- t : Tebal dinding *shell* = $0,437 \text{ in}$
- F : Faktor koreksi = 1
- t_r : Tebal dinding *shell* yang diperlukan = $0,268 \text{ in}$
- S : Tegangan ijin maksimal material bejana = 18300 psi

Sehingga besarnya tegangan yang dibutuhkan adalah:

$$F = [1,65 - 0,853 + 2 \times 0,280 \times 0,820 (1 \times 0,437 - 1 \times 0,268)] 18300$$

$$= 16005,26 \text{ lb}$$

A. Beban yang dibawa las pada perpotongan horisontal (1-1)



Gambar 4.4 Kekuatan Sambungan Inlet-outlet Opening

Besarnya beban yang dibawa oleh las dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$F_1 = (A_{2r} + A_5 + A_{41r} + A_{42})S$$

Dimana:

A_{2r} : Kelebihan *nozle* dengan penambahan *reinforcements* = 0,106 in²

A_5 : Luas elemen pelat *reinforcements* = 0,164 in²

A_{41r} : Luas las sisi luar = 0,029 in²

A_{42} : Luas las yang tersedia pada ujung pelat *reinforcements* = 0,017 in²

S : Tegangan ijin maksimum material bejana = 18300 psi

Sehingga besarnya beban yang dibawa oleh las adalah:

$$\begin{aligned} F_1 &= (0,106 + 0,164 + 0,029 + 0,017)18300 \\ &= 5782,8 \text{ lb} \end{aligned}$$

B. Beban yang dibawa las pada perpotongan vertikal (2-2)

Besarnya beban yang dibawa las dapat dihitung dengan persamaan berikut,

$$F_2 = (A_{2r} + A_3 + A_{41r} + A_{43} + 2t_n \cdot t \cdot f_{f1})S$$

Dimana:

- A_{2r} : Kelebihan *nozle* dengan penambahan *reinforcements* = 0,106 in²
 A_3 : Kelebihan *nozle* sisi dalam = 0
 A_{41r} : Luas las sisi luar = 0,029 in²
 A_{43} : Luas las sisi dalam = 0
 t_n : Tebal dinding leher *nozle* = 0,280 in
 t : Tebal dinding *shell* = 0,437 in
 S : Tegangan ijin maksimum material *shell* = 18300 psi
 f_{r1} : Faktor reduksi kekuatan = 0,820

Sehingga besarnya beban yang dibawa las pada perpotongan vertikal adalah:

$$\begin{aligned}
 F_2 &= (0,106 + 0 + 0,029 + 0 + 2 \times 0,280 \times 0,437 \times 0,820) 18300 \\
 &= 6142,76 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

C. Beban yang dibawa las pada perpotongan horisontal-vertikal (3-3)

Besarnya beban yang dibawa las dapat dihitung berdasarkan persamaan berikut,

$$F_3 = (A_{2r} + A_3 + A_5 + A_{41r} + A_{42} + A_{43} + 2 \cdot t_n \cdot t \cdot f_{r1})S$$

Dimana:

- A_2 : Kelebihan *nozle* dengan penambahan *reinforcements* = 0,106 in²
 A_3 : Kelebihan *nozle* sisi dalam = 0
 A_5 : Luas elemen pelat *reinforcements* = 0,164 in²
 A_{41r} : Luas las sisi luar = 0,029 in²
 A_{42} : Luas las yang tersedia pada ujung pelat *reinforcements* = 0,017 in²
 A_{43} : Lias las sisi dalam = 0
 t_n : Tebal dinding leher *nozle* = 0,280 in
 t : Tebal *shell* = 0,437 in
 f_{r1} : Faktor reduksi kekuatan = 0,820
 S : Tegangan ijin maksimum material bejana = 18300 psi

Sehingga besarnya besarnya beban yang dibawa las adalah:

$$\begin{aligned}
 F_3 &= (0,106 + 0 + 0,164 + 0,029 + 0,017 + 0 + 2 \times 0,280 \times 0,437 \times 0,820) \\
 &\quad \times 18300
 \end{aligned}$$

$$= 8698,76 \text{ lb.}$$

D. Tegangan Las

Fillet-Weld Shear

Besarnya harga *inner fillet-weld shear* dan *outer fillet-weld shear* dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut,

$$\tau_{fw} = 0,49.S$$

dimana:

$$S : \text{Tegangan ijin maksimum material bejana} = 18300 \text{ psi}$$

Sehingga besarnya *fillet-welds shear* adalah:

$$\begin{aligned}\tau_{fw} &= 0,49 \times 18300 \\ &= 8967 \text{ psi}\end{aligned}$$

Groove-Weld Tension

Besarnya nilai *groove-weld tension* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$\sigma_{fw} = 0,74 \times S$$

dimana:

$$S : \text{Tegangan ijin maksimum material bejana} = 18300 \text{ psi}$$

Sehingga besarnya *groove-weld tension* adalah:

$$\begin{aligned}\sigma_{fw} &= 0,74 \times 18300 \\ &= 13542 \text{ psi}\end{aligned}$$

Nilai Tegangan Geser Untuk Dinding *Nozle*

Besarnya nilai tegangan geser pada dinding *nozle* dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut,

$$\tau_{nw} = 0,70.S$$

dimana:

$$S : \text{Tegangan ijin maksimum material } nozle = 15000 \text{ psi}$$

Sehingga besarnya tegangan geser pada dinding *nozle* adalah:

$$\begin{aligned}\tau_{nw} &= 0,70 \times 15000 \\ &= 10500 \text{ psi}\end{aligned}$$

4.5.4 Kekuatan Las dan Leher Nozle

Inner Fillet-weld shear

Besarnya kekuatan *inner fillet-weld shear* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$F_{ifw} = [(\pi \cdot d_o) / 2] \times \text{weld leg} \times \tau_{fw}$$

Dimana:

d_o : Diameter luar *nozle* = 6,625 in

weld leg : 0,280 in

τ_{fw} : Tegangan geser ijin = 8967 psi

sehingga besarnya kekuatan *fillet-weld shear* adalah:

$$\begin{aligned} F_{ifw} &= [(\pi \times 6,625) / 2] \times 0,280 \times 8967 \\ &= 26128,28 \text{ lb} \end{aligned}$$

Outer Fillet-weld shear

Besarnya kekuatan *outer fillet-weld shear* dapat dihitung berdasarkan persamaan berikut,

$$F_{ofw} = [(\pi \cdot d_{o,\text{reinf}}) / 2] \times \text{weld leg} \times \tau_{fw}$$

Dimana:

$d_{o,\text{reinf}}$: Diameter luar plat *reinforcements* = 10,1 in

weld leg : $0,7 \times 0,188 = 0,132$ in

τ_{fw} : tegangan geser ijin = 8967 psi

Sehingga besarnya *outer fillet-weld shear* adalah:

$$\begin{aligned} F_{ofw} &= [(\pi \times 10,1) / 2] \times 0,132 \times 8967 \\ &= 18778,56 \text{ lb} \end{aligned}$$

Groove-weld Tension

Besarnya kekuatan *groove-weld tension* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$F_{gw} = [(\pi d_o)/2]t.\sigma_{fw}$$

Dimana:

d_o : Diameter luar *nozle* = 6,625 in

t : Tebal dinding *shell* = 0,437 in

σ_{fw} : Tegangan tarik ijin = 13542 psi

Sehingga besarnya *groove-weld tension* adalah:

$$\begin{aligned} F_{gw} &= [(\pi \times 6,625)/2] \times 0,437 \times 13542 \\ &= 61584,30 \text{ lb} \end{aligned}$$

Nozle wall shear

Besarnya kekuatan *nozle wall shear* bisa dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$F_{nw} = [(\pi.d_m)/2]t_n \tau_{nw}$$

Dimana:

d_m : Diameter rata-rata = 6,345 in

t_n : Tebal dinding leher *nozle* = 0,280 in

τ_{nw} : Tegangan geser ijin = 10500 psi

sehingga besarnya kekuatan *nozle wall shear* adalah:

$$\begin{aligned} F_{nw} &= [(\pi \times 6,345)/2] \times 0,280 \times 10500 \\ &= 29302,11 \text{ lb} \end{aligned}$$

Pemeriksaan kekuatan alur.

1. Sambungan perpotongan arah horisontal (1-1)

$$\begin{aligned} F_{total 1} &= F_{ofw} + F_{nw} \\ &= 18778,56 + 29302,11 \\ &= 48080,66 \text{ lb} \end{aligned}$$

2. Sambungan perpotongan arah vertikal (2-2)

$$\begin{aligned} F_{total 2} &= F_{ifw} + F_{gw} \\ &= 26128,28 + 61584,30 \\ &= 87712,58 \text{ lb} \end{aligned}$$

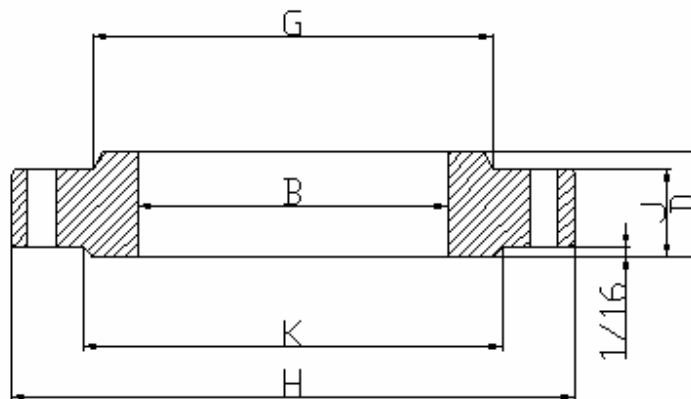
3. Sambungan arah perpotongan vertikal-horisontal (3-3)

$$\begin{aligned} F_{\text{total } 3} &= F_{\text{ofw}} + F_{\text{gw}} \\ &= 18778,56 + 61584,30 \\ &= 80362,86 \text{ lb} \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas terlihat bahwa besarnya kekuatan (gaya) timbul akibat pengelasan $F_{\text{total } 1}$, $F_{\text{total } 2}$ dan $F_{\text{total } 3}$ lebih besar dibanding dengan kekuatan yang dibutuhkan ($F = 16005,26 \text{ lb}$) sehingga desain aman.

B. Flange

Desain *flanges* berdasarkan ASME UG-44 yang menyatakan bahwa bentuk *flange* mengacu pada rating tekanan-temperatur, ketebalan serta dimensi yang lain harus memenuhi standar ASME B16.5.



Gambar 4.5 Slip On Flange

Flange dipilih tipe *slip-on flanges* dengan dimensi sebagai berikut,

Ukuran pipa nominal : 6 in

Diameter *bore* (B) : 6.72 in

Panjang *hub* (D) : 1,562 in

Diameter *hub* (G) : 7,562 in

Tebal *flange* (J) : 1 in

Diameter luar *flange* (H) : 11 in

Diam. luar *raised face* (K) : 8,5 in

Jumlah lubang baut	: 8	
Diameter <i>bolts</i>	: 0,75 in	
Diameter lingk. <i>bolts</i>	: 9,5 in	
Panjang <i>bolts</i>	: 4,5 in (dengan <i>ring</i>)	
<i>Ring number</i>	: R43	(sumber, Buthod, 1986)

4.5.2 *Inpspection Opening*

A. Data Teknis.

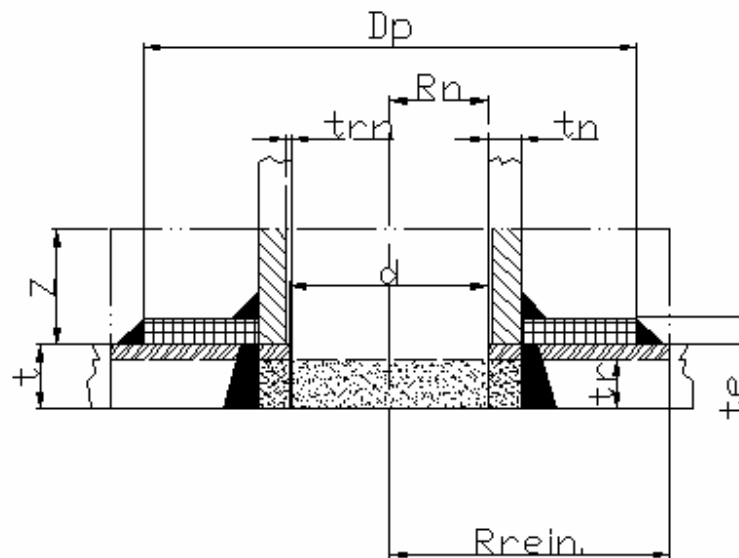
- Diameter dalam bejana (D) = 58 in
- Tekanan operasi (Po) = 125 psi
- Tekanan desain (Pd) = 143 psi
- Temperatur operasi (To) = 600°F
- Temperaut desain (Td) = 650°F
- Teg.ijin material *shell* (S) = 18300 psi

Shell

Material <i>shell</i>	: SA-455
Teg.ijin maks (S)	: 18300 psi (untuk temperatur desain 650°F)
Tebal <i>shell</i> (t)	: 0,437 in

Nozle

Type	: <i>slip on flange</i>
Material <i>nozle</i>	: A53B
Teg.ijin maks (S)	: 15000 psig
Diameter dalam (d_n)	: 15,25 in (untuk ukuran nominal pipa 16 in) (Sumber, Buthod)
Tebal leher <i>nozle</i> (t_n)	: 0,375 in



Gambar 4.6 Reinforcements Inspection Opening

4.5.2 Reinforcements

A. Tebal dinding yang dibutuhkan

SHELL

Data masukan

Dimeter dalam shell D	= 58 in
Tekanan desain P	= 143 psi
Joint efisiensi E	= 0,85 (pengelasan tipe 1 kategori A tanpa radiographic test)

Teg. ijin maks bahan shell Sv = 18300 psi (pada temperatur 650°F)

Tebal shell yang dibutuhkan (t_r)

$$t_r = \frac{P_d R}{SE - 0,6P}$$

$$t_r = \frac{(143)(29)}{(18300)(0,85) - 0,6(143)}$$

$$t_r = 0,268 \text{ in}$$

NOZLE

Data masukan

Diameter dalam (d_n) = 15,25 in
 Tekanan desain (P) = 143 psi
 Teg.ijin material (S_n) = 15000 psi
 Joint efisiensi (E) = 0,85

Tebal dinding leher nozel yang dibutuhkan (t_m) dapat ditentukan dari persamaan berikut:

$$t_m = \frac{P D}{2 S E - 1,2 P}$$

Dari data diatas maka tebal leher nozel dapat ditentukan,

$$t_m = \frac{(143)(15,25)}{2(15000)(0,85) - 1,2(143)}$$

$$t_m = 0,086 \text{ in}$$

B. Luas Reinforcements

Luas reinforcements yang dibutuhkan

$$A = d_n t_r F + 2 t_n t_r F (1 - f_{r1})$$

dimana,

d_n = diameter dalam nozel = 15,25 in
 t_r = tebal *shell* = 0,268 in
 t_n = tebal leher *nozzle* = 0,375 in
 F = faktor koreksi = 1
 f_{r1} = faktor reduksi kekuatan = $S_n/S_v = 15000/18300 = 0,820$

sehingga didapat luas *reinforcements* yang dibutuhkan,

$$A = 15,25 \times 0,268 \times 1 + 2 \times 0,375 \times 0,268 \times 1 (1 - 0,820)$$

$$= 4,123 \text{ in}^2$$

Luas reinforcements yang tersedia

Kelebihan *Shell*

Besarnya kelebihan *shell* dapat dipilih dari nilai terbesar yang didapat dari dua persamaan berikut ini,

$$A_1 = d_n (E_1 t - Ft_r) - 2t_n (E_1 t - Ft_r)(1 - f_{r1})$$

atau

$$A_1 = 2(t + t_n)(E_1 t - Ft_r) - 2t_n (E_1 t - Ft_r)(1 - f_{r1})$$

dimana :

d_n : Diameter dalam *nozle* = 15,25 in

t : Tebal pelat *shell* = 0,437 in

t_r : Tebal *shell* = 0,268 in

t_n : Tebal leher *nozle* = 0,375 in

E_1 : 1 (*opening* pada plat pejal)

F : Faktor koreksi = 1

f_{r1} : Faktor reduksi kekuatan

$$: S_{shell}/S_{nozle} = 15000/18300 = 0,820$$

Dari data-data yang ada maka kedua persamaan diatas bisa diselesaikan sebagai berikut,

$$\begin{aligned} A_1 &= 15,25(1 \times 0,437 - 1 \times 0,268) - 2 \times 0,375(1 \times 0,437 - 1 \times 0,268)(1 - 0,820) \\ &= 2,55 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

atau

$$\begin{aligned} A_1 &= 15,25(0,437 + 0,375)(1 \times 0,437 - 1 \times 0,268) - 2 \times 0,375(1 \times 0,437 - 1 \times 0,268)(1 - 0,820) \\ &= 2,07 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Sehingga besarnya kelebihan *shell* dipilih

$$A_1 = 2,55 \text{ in}^2$$

Kelebihan Nozle

Besarnya kelebihan *nozle* dapat dipilih nilai terkecil dari dua persamaan sebagai berikut,

$$A_2 = 5(t_n - t_m)f_{r2}t$$

Atau

$$A_2 = 5(t_n - t_{rn})f_{r2}t_n$$

Dimana:

t_n : Tebal dinding leher *nozle* = 0,375 in

t_{rn} : Tebal dinding leher *nozle* yang dibutuhkan = 0,086 in

t : Tebal pelat *shell* = 0,437 in

f_{r2} : Faktor reduksi kekuatan

$$: S_{nozle}/S_{shell} = 15000/18300 = 0,820$$

dari data diatas maka besarnya kelebihan *nozle* bisa ditentukan sebagai berikut,

$$\begin{aligned} A_2 &= 5(0,375 - 0,086)0,820 \times 0,437 \\ &= 0,517 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

atau

$$\begin{aligned} A_2 &= 5(0,375 - 0,086)0,820 \times 0,375 \\ &= 0,444 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Sehingga besarnya kelebihan *nozle* adalah:

$$A_2 = 0,444 \text{ in}^2$$

Luas Las Sisi Luar

Besarnya luas las sisi luar bisa ditentukan dengan persamaan berikut,

$$A_{41} = (\text{leg})^2 f_{r2}$$

Dimana:

leg : Ukuran lasan minimum = 0,375 in

f_{r2} : Faktor reduksi kekuatan

$$: S_{nozle}/S_{shell} = 15000/18300 = 0,820$$

Sehingga besarnya luas las sisi luar adalah:

$$\begin{aligned} A_{41} &= (0,375)^2 0,820 \\ &= 0,115 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Luas *Reinforcements* yang Tersedia

Besarnya luas *reinforcements* yang tersedia dapat dihitung dengan persamaan berikut,

$$A_a = A_1 + A_2 + A_{41}$$

Dimana:

$$A_1 : \text{Kelebihan } shell = 2,55 \text{ in}^2$$

$$A_2 : \text{Kelebihan } nozzle = 0,444 \text{ in}^2$$

$$A_{41} : \text{Luas las sisi luar} = 0.115 \text{ in}^2$$

Sehingga besarnya luas *reinforcements* yang tersedia adalah:

$$\begin{aligned} A_a &= 2,55 + 0,444 + 0,115 \\ &= 3,105 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas terlihat bahwa luas *reinforcements* yang tersedia ($A_a = 3,105 \text{ in}^2$) lebih kecil dari luas *reinforcements* yang dibutuhkan ($A = 4,123 \text{ in}^2$) sehingga dibutuhkan tambahan *reinforcements*.

Luas tambahan *reinforcements*

Dari perhitungan diatas telah diketahui bahwa luas *reinforcements* yang dibutuhkan (A) adalah $4,123 \text{ in}^2$ dan kelebihan *shell* yang tersedia (A_1) adalah $2,55 \text{ in}^2$. Besarnya kelebihan *nozzle* dengan penambahan *reinforcements* (A_{2r}) dapat ditentukan dengan memilih nilai terkecil dari dua persamaan berikut,

$$A_{2r} = 5(t_n - t_m)f_{r2}t$$

Atau

$$A_{2r} = 2(t_n - t_m)(0,25t_n + t_e)f_{r1}$$

Dimana:

$$t_n : \text{Tebal dinding leher } nozzle = 0,375 \text{ in}$$

$$t_m : \text{Tebal dinding leher } nozzle \text{ yang dibutuhkan} = 0,086 \text{ in}$$

$$t_e : \text{Tebal pelat } reinforcements = 0,250 \text{ in (SA 455)}$$

$$t : \text{Tebal pelat } shell = 0,437 \text{ in}$$

$$f_{r1} : \text{Faktor reduksi kekuatan} = 0,820$$

$$f_{r2} : \text{Faktor reduksi kekuatan}$$

: Karena bahan pelat *reinforcements* sama dengan bahan *shell*

$$\text{maka } f_{r2} = f_{r1} = 0,820$$

Dari data diatas maka besarnya kelebihan *nozle* dengan penambahan *reinforcements* adalah:

$$A_{2r} = 5(0,375 - 0,086)0,820 \times 0,437 \\ = 0,517 \text{ in}^2$$

atau

$$A_{2r} = 2(0,375 - 0,086)(0,25 \times 0,375 + 0,250)0,820 \\ = 0,163 \text{ in}^2$$

sehingga besarnya kelebihan *nozle* dengan penambahan *reinforcements* dipilih $A_{2r} = 0,163 \text{ in}^2$.

Luas lasan sisi luar dinding luar *nozle* dengan pelat *reinforcements*

Besarnya luas lasan sisi luar dapat ditentukan dengan persamaan berikut,

$$A_{41r} = (\text{leg})^2 f_{r3}$$

Dimana:

- leg : Ukuran lasan minimum = 0,250 in
- f_{r3} : Faktor reduksi kekuatan
: $S_{nozle}/S_{shell} = 15000/18300 = 0,820$

sehingga besarnya A_{41r} adalah:

$$A_{41r} = (0,250)^2 0,820 \\ = 0,051 \text{ in}^2$$

Luas lasan antara pelat *reinforcements* dengan *shell*

Besarnya luas lasan dapat ditentukan dengan persamaan berikut,

$$A_{42} = (\text{leg})^2 f_{r4}$$

Dimana:

- leg : Ukuran minimum lasan $(0,7t_c) = 0,175$
- f_{r4} : Faktor reduksi kekuatan
: $S_{reinf}/S_{shell} = 18300/18300 = 1$

Sehingga besarnya A_{42} adalah:

$$\begin{aligned} A_{42} &= (0,175)^2 \cdot 1 \\ &= 0,030 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Luas yang tersedia pada elemen *reinforcements*

Besarnya luas pada elemen *reinforcements* dapat ditentukan dengan persamaan berikut,

$$A_5 = (D_p - d - 2t_n)t_e f_{r4}$$

Dimana :

D_p : Diameter ujung pelat *reinforcements*

$$\text{: Minimal} = (R_n + t + t_n)2 = 16,874 \text{ in}$$

d : Diameter dalam *nozle* = 15,25 in

t_n : Tebal dinding leher *nozle* = 0,375 in

t_e : Tebal pelat *reinforcements* = 0,250 in

f_{r4} : Faktor reduksi kekuatan = 1

Sehingga besarnya luas elemen *reinforcements* adalah:

$$\begin{aligned} A_5 &= (16,874 - 15,25 - 2 \times 0,375)0,250 \times 1 \\ &= 0,218 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Luas tambahan total tambahan *reinforcements* dapat ditentukan dengan persamaan berikut,

$$A_r = A_1 + A_{2r} + A_{41r} + A_{42} + A_5$$

Dimana :

A_1 : Kelebihan *shell* = 2,55 in²

A_{2r} : Kelebihan *nozle* dengan penambahan *reinforcements* = 0,163 in²

A_{41r} : Luas sisi luar dengan penambahan *reinforcements* = 0,051 in²

A_{42} : Luas lasan antara pelat *reinforcements* dengan *shell* = 0,030 in²

A_5 : Luas elemen *reinforcements* = 0,218 in²

Sehingga luas total tambahan *reinforcements* adalah:

$$\begin{aligned} A_r &= 2,55 + 0,163 + 0,051 + 0,030 + 0,218 \\ &= 3,012 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas terlihat bahwa luas total penambahan *reinforcements* ($A_r = 3,012 \text{ in}^2$) kurang dari luas *reinforcements* yang dibutuhkan ($A = 4,123 \text{ in}^2$) sehingga dimensi pelat penambahan *reinforcements* harus disesuaikan yaitu dengan menambah diameter pelat *reinforcements* (D_p).

Dengan menggunakan *trial and error* maka didapatkan harga D_p minimal yaitu 21,316 in. Asumsi $D_p = 21,5$ in maka harga luas elemen *reinforcements* adalah:

$$\begin{aligned} A_5 &= (21,5 - 15,25 - 2 \times 0,375) 0,250 \times 1 \\ &= 1,375 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

sehingga harga luas total penambahan *reinforcements* menjadi

$$\begin{aligned} A_r &= 2,55 + 0,163 + 0,051 + 0,030 + 1,375 \\ &= 4,169 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

dari penyesuaian diatas maka dapat terlihat bahwa luas total penambahan *reinforcements* ($A_r = 4,169 \text{ in}^2$) lebih besar dari luas *reinforcements* yang dibutuhkan ($A = 4,123 \text{ in}^2$) sehingga dimensi pelat *reinforcements* aman digunakan.

4.5.3 Kekuatan Sambungan Opening Terhadap Bejana

Tegangan yang dibutuhkan pada desain dirumuskan sebagai berikut:

$$F = [A - A_1 + 2 \cdot t_n \cdot f_{r1} (E_1 t - F t_r)] S$$

Dimana:

A : Luas *reinforcements* yang dibutuhkan = $4,123 \text{ in}^2$

A_1 : Kelebihan *shell* = $2,55 \text{ in}^2$

t_n : Tebal dinding leher *nozzle* = $0,375$ in

f_{r1} : Faktor reduksi kekuatan = $0,820$

E_1 : Effisiensi sambungan = 1 (opening pada pelat pejal)

t : Tebal dinding *shell* = $0,437$ in

F : Faktor koreksi = 1

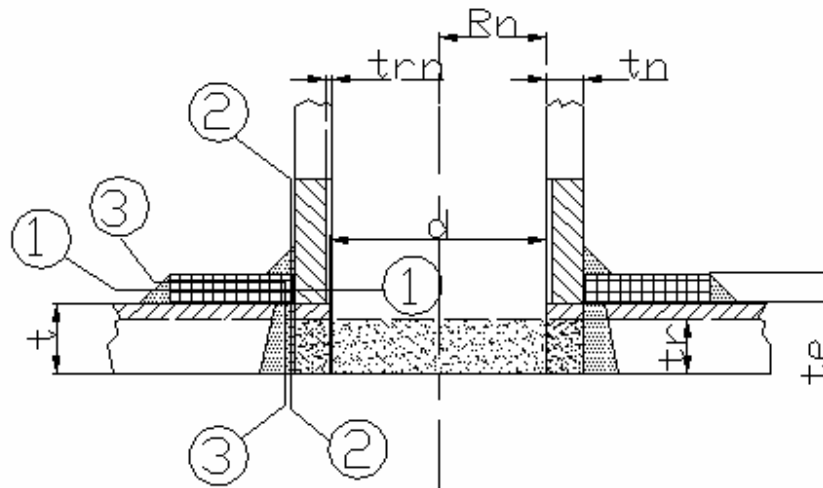
t_r : Tebal dinding *shell* yang diperlukan = $0,268$ in

S : Tegangan ijin maksimal material bejana = 18300 psi

Sehingga besarnya tegangan yang dibutuhkan adalah:

$$\begin{aligned} F &= [4,123 - 2,55 + 2 \times 0,375 \times 0,820 (1 \times 0,437 - 1 \times 0,268)] 18300 \\ &= 30687,9 \text{ lb} \end{aligned}$$

A. Beban yang dibawa las pada perpotongan horisontal (1-1)



Gambar 4.7 Kekuatan Sambungan Inspection Opening

Besarnya beban yang dibawa oleh las dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$F_1 = (A_{2r} + A_5 + A_{41r} + A_{42})S$$

Dimana:

A_{2r} : Kelebihan nozzle dengan penambahan reinforcements = 0,163 in²

A_5 : Luas elemen pelat reinforcements = 1,375 in²

A_{41r} : Luas las sisi luar = 0,051 in²

A_{42} : Luas las yang tersedia pada ujung pelat reinforcements = 0,030 in²

S : Tegangan ijin maksimum material bejana = 18300 psi

Sehingga besarnya beban yang dibawa oleh las adalah:

$$\begin{aligned} F_1 &= (0,163 + 1,375 + 0,051 + 0,030)18300 \\ &= 29627,7 \text{ lb} \end{aligned}$$

B. Beban yang dibawa las pada perpotongan vertikal (2-2)

Besarnya beban yang dibawa las dapat dihitung dengan persamaan berikut,

$$F_2 = (A_{2r} + A_3 + A_{41r} + A_{43} + 2t_n \cdot t \cdot f_{t1})S$$

Dimana:

- A_{2r} : Kelebihan *nozle* dengan penambahan *reinforcements* = $0,163 \text{ in}^2$
- A_3 : Kelebihan *nozle* sisi dalam = 0
- A_{41r} : Luas las sisi luar = $0,051 \text{ in}^2$
- A_{43} : Luas las sisi dalam = 0
- f_{r1} : Faktor reduksi kekuatan = 0,820
- t_n : Tebal dinding leher *nozle* = 0,375 in
- t : Tebal dinding *shell* = 0,437 in
- S : Tegangan ijin maksimum material *shell* = 18300 psi

Sehingga besarnya beban yang dibawa las pada perpotongan vertikal adalah:

$$F_2 = (0,163 + 0 + 0,051 + 0 + 2 \times 0,375 \times 0,437 \times 0,820) 18300 \\ = 8834,41 \text{ lb}$$

C. Beban yang dibawa las pada perpotongan horisontal-vertikal (3-3)

Besarnya beban yang dibawa las dapat dihitung berdasarkan persamaan berikut,

$$F_3 = (A_{2r} + A_3 + A_5 + A_{41r} + A_{42} + A_{43} + 2 \cdot t_n \cdot t \cdot f_{r1}) S$$

Dimana:

- A_{2r} : Kelebihan *nozle* dengan penambahan *reinforcements* = $0,163 \text{ in}^2$
- A_3 : Kelebihan *nozle* sisi dalam = 0
- A_5 : Luas elemen pelat *reinforcements* = $1,357 \text{ in}^2$
- A_{41r} : Luas las sisi luar = $0,051 \text{ in}^2$
- A_{42} : Luas las yang tersedia pada ujung pelat *reinforcements* = $0,030 \text{ in}^2$
- A_{43} : Lias las sisi dalam = 0
- t_n : Tebal dinding leher *nozle* = 0,375 in
- t : Tebal *shell* = 0,437 in
- f_{r1} : Faktor reduksi kekuatan = 0,820
- S : Tegangan ijin maksimum material bejana = 18300 psi

Sehingga besarnya besarnya beban yang dibawa las adalah:

$$F_3 = (0,163 + 0 + 1,357 + 0,051 + 0,030 + 0 + 2 \times 0,375 \times 0,437 \times 0,820)$$

$$\begin{aligned} & \times 18300 \\ & = 34216,52 \text{ lb.} \end{aligned}$$

D. Tegangan Las

Fillet-Weld Shear

Besarnya harga *inner fillet-weld shear* dan *outer fillet-weld shear* dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut,

$$\tau_{fw} = 0,49.S$$

dimana:

$$S : \text{Tegangan ijin maksimum material bejana} = 18300 \text{ psi}$$

Sehingga besarnya *fillet-welds shear* adalah:

$$\begin{aligned} \tau_{fw} &= 0,49 \times 18300 \\ &= 8967 \text{ psi} \end{aligned}$$

Groove-Weld Tension

Besarnya nilai *groove-weld tension* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$\sigma_{gw} = 0,74 \times S$$

dimana:

$$S : \text{Tegangan ijin maksimum material bejana} = 18300 \text{ psi}$$

Sehingga besarnya *groove-weld tension* adalah:

$$\begin{aligned} \sigma_{gw} &= 0,74 \times 18300 \\ &= 13542 \text{ psi} \end{aligned}$$

Nilai Tegangan Geser Untuk Dinding *Nozle*

Besarnya nilai tegangan geser pada dinding *nozle* dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut,

$$\tau_{nw} = 0,70.S$$

dimana:

$$S : \text{Tegangan ijin maksimum material } \textit{nozle} = 15000 \text{ psi}$$

Sehingga besarnya tegangan geser pada dinding *nozle* adalah:

$$\begin{aligned}\tau_{nw} &= 0,70 \times 15000 \\ &= 10500 \text{ psi}\end{aligned}$$

4.5.4 Kekuatan Las dan Leher Nozle

Inner Fillet-weld shear

Besarnya kekuatan *inner fillet-weld shear* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$F_{ifw} = [(\pi \cdot d_o) / 2] \times \text{weld leg} \times \tau_{fw}$$

Dimana:

d_o : Diameter luar nozle = 16 in

weld leg : 0,250 in

τ_{fw} : Tegangan geser ijin = 8967 psi

sehingga besarnya kekuatan *fillet-weld shear* adalah:

$$\begin{aligned}F_{ifw} &= [(\pi \times 16) / 2] \times 0,250 \times 8967 \\ &= 56341,32 \text{ lb}\end{aligned}$$

Outer Fillet-weld shear

Besarnya kekuatan *outer fillet-weld shear* dapat dihitung berdasarkan persamaan berikut,

$$F_{ofw} = [(\pi \cdot d_{o,\text{reinf}}) / 2] \times \text{weld leg} \times \tau_{fw}$$

Dimana:

$d_{o,\text{reinf}}$: Diameter luar pelat *reinforcements* = 21,5 in

weld leg : 0,250 in

τ_{fw} : tegangan geser ijin = 8967 psi

Sehingga besarnya *outer fillet-weld shear* adalah:

$$\begin{aligned}F_{ofw} &= [(\pi \times 21,5) / 2] \times 0,250 \times 8967 \\ &= 75708,65 \text{ lb}\end{aligned}$$

Groove-weld Tension

Besarnya kekuatan *groove-weld tension* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$F_{gw} = [(\pi d_o)/2]t \cdot \sigma_{fw}$$

Dimana:

- d_o : Diameter luar *nozle* = 16 in
- t : Tebal dinding shell = 0,437 in
- σ_{fw} : Tegangan tarik ijin = 13542 psi

Sehingga besarnya *groove-weld tension* adalah:

$$\begin{aligned} F_{gw} &= [(\pi \times 16)/2] \times 0,437 \times 13542 \\ &= 148731,89 \text{ lb} \end{aligned}$$

Nozle wall shear

Besarnya kekuatan *nozle wall shear* bisa dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$F_{nw} = [(\pi \cdot d_m)/2]t_n \cdot \tau_{nw}$$

Dimana:

- d_m : Diameter rata-rata = 15,625 in
- t_n : Tebal dinding leher *nozle* = 0,375 in
- τ_{nw} : Tegangan geser ijin = 10500 psi

sehingga besarnya kekuatan *nozle wall shear* adalah:

$$\begin{aligned} F_{nw} &= [(\pi \times 15,625)/2] \times 0,375 \times 10500 \\ &= 96640,79 \text{ lb} \end{aligned}$$

Kemungkinan kerusakan yang terjadi

1. Sambungan perpotongan arah horisontal (1-1)

$$\begin{aligned} F_{total 1} &= F_{ofw} + F_{nw} \\ &= 75708,65 + 96640,79 \\ &= 172349,44 \text{ lb} \end{aligned}$$

2. Sambungan perpotongan arah vertikal (2-2)

$$\begin{aligned} F_{total 2} &= F_{ifw} + F_{gw} \\ &= 56341,32 + 148731,89 \\ &= 215073,21 \text{ lb} \end{aligned}$$

3. Sambungan perpotongan horisontal-vertikal (3-3)

$$\begin{aligned}F_{\text{total } 3} &= F_{\text{ofw}} + F_{\text{gw}} \\ &= 75708,65 + 148731,89 \\ &= 224440,54 \text{ lb}\end{aligned}$$

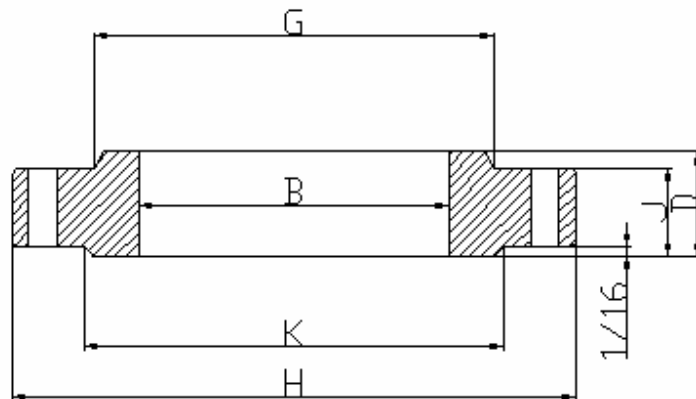
Dari perhitungan diatas terlihat bahwa besarnya kekuatan (gaya) timbul akibat pengelasan $F_{\text{total } 1}$, $F_{\text{total } 2}$ dan $F_{\text{total } 3}$ lebih besar dibanding dengan besarnya tegangan yang dibutuhkan ($F = 30687,9 \text{ lb}$) sehingga desain aman.

B. Flange

Desain *flanges* berdasarkan ASME UG-44 yang menyatakan bahwa bentuk *flange* harus mengacu pada rating tekanan-temperatur, ketebalan serta dimensi yang lain harus memenuhi standar ASME B16.5. *Flange* dipilih tipe *slip-on flanges* dengan dimensi sebagai berikut,

Ukuran pipa nominal	: 16 in
Diameter <i>bore</i>	: 16.16 in
Panjang <i>hub</i>	: 2,5 in
Diameter <i>hub</i>	: 16 in
Tebal <i>flange</i>	: 1,437 in
Diameter luar <i>flange</i>	: 23,5 in
Diam. luar <i>raised face</i>	: 18,5 in
Jumlah lubang <i>bolts</i>	: 16
Diameter <i>bolts</i>	: 1 in
Diameter lingk. <i>bolts</i>	: 21,25 in
Panjang <i>bolts</i>	: 6 in (dengan ring)
<i>Ring number</i>	: R64

(sumber, Buthod, 1986)



Gambar 4.8 Slip On Flange

C. Cover Opening

Ketebalan tutup *inspection opening* ditentukan dengan persamaan berikut,

$$t = d\sqrt{C(P/S)} \quad (\text{Sumber, Brownell, 1959})$$

dimana t : tebal pelat tutup *inspection opening*

d : diameter lingkaran *bolt*

P_d : tekanan desain

S : tegangan ijin maksimum material pelat

Data masukan.

d : 21,25 in

P_d : 143 psi

S : 18300 psi (SA 455)

C : 0,162 (*sumber, Brownell, 1959*)

Jadi tebal pelat *cover* adalah

$$t = 21,25\sqrt{0,162\left(\frac{143}{18300}\right)}$$

$$t = 0,756 \text{ in}$$

Jadi ketebalan pelat yang digunakan sebagai *cover* 0,756 in ditambah faktor korosi 1/16 in maka digunakan pelat dengan ketebalan standar **15/16 in**.

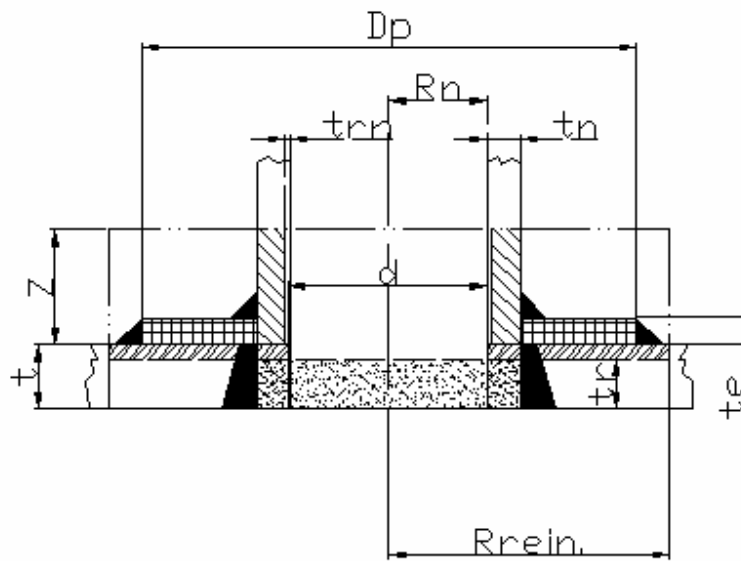
4.4.3 Saluran Buang

A. Data Teknis

Diameter luar silinder (D_o)	: 58,874 in
Diameter dalam (D)	: 58 in
Tekanan operasi (T_o)	: 125 psi
Tekanan desain (P_d)	: 143 psi
Temperatur operasi (T_o)	: 600°F
Temperatur desain (T_d)	: 650°F
<i>Head (ellipsoidal 2:1)</i>	
Material <i>head</i>	: SA 455
Teg. ijin maksimal (S)	: 18300 psi (untuk temperatur 650°F)
Tebal <i>head</i> (t)	: 0,437 in

Nozle

Type	: <i>Slip-on flange</i> 150 lb
Material <i>nozle</i>	: A53B
Teg. ijin maksimal (S)	: 15000 psi
Diameter luar (d_o)	: 1,660 in (untuk ukuran nominal pipa 1,25 in)
Diameter dalam (d_i)	: 1,380 in
Tebal leher <i>nozle</i> (t)	: 0,140 in



Gambar 4.9 Reinforcements Drain Opening

B. Reinforcements

Tebal dinding yang dibutuhkan

Head

Tebal dinding *head* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$t_r = \frac{P_d K_1 D}{2SE - 0,2P}$$

Dimana:

P : Tekanan desain = 143 psi

K_1 : 0,9 (untuk *ellipsoidal* 2:1)

D : Diameter dalam *head* = 58 in

S : Tegangan ijin maksimal material *head* = 18300 psi

E : Effisiensi sambungan = 0,85

Sehingga tebal *head* yang diperlukan adalah:

$$t_r = \frac{143 \times 0,9 \times 58}{2 \times 18300 \times 0,85 - 0,2 \times 143}$$

$$= 0,240 \text{ in}$$

Nozle

Besarnya tebal dinding leher *nozle* bisa ditentukan sebagai berikut,

$$t_m = \frac{P_d \cdot r}{S.E - 0,6P}$$

dimana:

- P : Tekanan desain = 143 psi
r : Jari-jari dalam *nozle* = 0,625 in
S : Tegangan ijin maskimal material *nozle* = 15000 psi
E : Effisiensi sambungan las = 0,85

Sehingga tebal dinding leher *nozle* yang diperlukan adalah:

$$t_m = \frac{143 \times 0,625}{18300 \times 0,85 - 0,6 \times 143} \\ = 0,0057 \text{ in}$$

Luas *reinforcements*

Luas *reinforcements* yang diperlukan

Besarnya luas *reinforcements* yang diperlukan bisa ditentukan dari persamaan sebagai berikut,

$$A = d_i \cdot t_r \cdot F + 2t_n t_r F (1 - f_{r1})$$

Dimana:

- d_i : Diameter dalam *nozle* = 1,380 in
 t_r : Tebal *head* yang diperlukan = 0,240 in
F : Faktor koreksi = 1
 t_n : Tebal dinding leher *nozle* = 0,140 in
 f_{r1} : Faktor reduksi kekuatan

$$S_{nozle}/S_{shell} = 15000/18300 = 0,820$$

Sehingga besarnya luas *reinforcements* yang diperlukan adalah:

$$A = 1,380 \times 0,240 \times 1 + 2 \times 0,140 \times 0,240 \times 1 (1 - 0,820) \\ = 0,343 \text{ in}^2$$

Luas *reinforcements* yang tersedia

Kelebihan *Head*

Besarnya kelebihan *head* dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut, dipilih nilai yang terbesar.

$$A_1 = d_i(E_1.t - F.t_r) - 2t_n(E_1.t - F.t_r)(1-f_{r1})$$

Atau

$$A_1 = 2(t + t_n)(E_1.t - F.t_r) - 2t_n(E_1.t - F.t_r)(1 - f_{r1})$$

Dimana:

d_i : Diameter dalam *nozle* = 1,380 in

t : Tebal *head* = 0,437 in

t_r : Tebal *head* yang diperlukan = 0,240 in

t_n : Tebal dinding leher *nozle* yang = 0,140 in

E_1 : Effisiensi sambungan = 1

F : Faktor koreksi = 1

f_{r1} : Faktor reduksi kekuatan = 0,820

sehingga besarnya kelebihan *head* adalah:

$$\begin{aligned} A_1 &= 1,380(1 \times 0,437 - 1 \times 0,240) - 2 \times 0,140(1 \times 0,437 - 1 \times 0,240)(1 - 0,820) \\ &= 0,262 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

atau

$$\begin{aligned} A_1 &= 2(0,437 + 0,140)(1 \times 0,437 - 1 \times 0,240) - 2 \times 0,140(1 \times 0,437 - 1 \times 0,240) \\ &\quad \times (1 - 0,820) \\ &= 0,217 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Besarnya kelebihan *head* adalah:

$$A_1 = 0,262 \text{ in}^2$$

Kelebihan *nozle*

Besarnya kelebihan *nozle* dapat dihitung dari harga terkecil dua persamaan berikut,

$$A_2 = (t_n - t_m)5.t.f_{r2}$$

Atau

$$A_2 = (t_n - t_{rn})(5t_n + 2t_e)f_{r2}$$

Dimana:

t_n : Tebal dinding leher *nozel* = 0,140 in

t : Tebal *head* = 0,437 in

t_{rn} : Tebal dinding leher *nozle* yang diperlukan = 0,0057 in

t_e : Tebal pelat *reinforcements* = 0

f_{r2} : Faktor reduksi kekuatan = 0,820

sehingga besarnya kelebihan *nozle* adalah:

$$\begin{aligned} A_2 &= (0,140 - 0,0057)5 \times 0,437 \times 0,820 \\ &= 0,240 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

atau

$$\begin{aligned} A_2 &= (0,140 - 0,0057)(5 \times 0,140 + 2 \times 0)0,820 \\ &= 0,077 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Besarnya kelebihan *nozle* dipilih $A_2 = 0,077 \text{ in}^2$

Luas las sisi luar

Besarnya luas las sisi luar bisa dihitung berdasarkan persamaan berikut,

$$A_{41} = (\text{leg})^2 f_{r2}$$

Dimana:

leg : Ukuran las = 0,140 in

f_{r2} : Faktor reduksi kekuatan = 0,820

sehingga besarnya luas las sisi luar adalah:

$$\begin{aligned} A_{41} &= (0,140)^2 0,820 \\ &= 0,016 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Luas *reinforcements* yang tersedia

Besarnya luas *reinforcements* yang tersedia bisa ditentukan dari persamaan berikut,

$$A_a = A_1 + A_2 + A_{41}$$

Dimana:

A_1 : Kelebihan *head* = 0,217 in²

A_2 : Kelebihan *nozle* = 0,077 in²

$$A_{41} : \text{Luas las sisi luar} = 0,016 \text{ in}^2$$

Sehingga besarnya luas *reinforcements* yang tersedia adalah:

$$\begin{aligned} A_a &= 0,217 + 0,077 + 0,016 \\ &= 0,31 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas dapat dilihat bahwa luas *reinforcements* yang tersedia ($A_a = 0,31 \text{ in}^2$) lebih kecil dari luas *reinforcements* yang diperlukan ($A = 0,343 \text{ in}^2$) sehingga diperlukan penambahan *reinforcements* dengan menambahkan plat *reinforcements* pada desain.

Luas tambahan *reinforcements*

Dari perhitungan diatas telah didapatkan bahwa luas *reinforcements* yang diperlukan adalah (A) $0,343 \text{ in}^2$ dan kelebihan *head* (A_1) adalah $0,217 \text{ in}^2$. Besarnya kelebihan *nozle* dengan penambahan *reinforcements* dapat ditentukan dengan dua persamaan sebagai berikut. Ambil harga yang terkecil.

$$A_{2r} = 5(t_n - t_m)f_{r2}.t$$

Atau

$$A_{2r} = 2(t_n - t_m)(0,25t_n + t_e)f_{r1}$$

Dimana:

- t_n : Tebal dinding leher nozle = 0,140 in
- t_m : Tebal dinding leher nozle yang diperlukan = 0,0057 in
- t_e : Tebal plat tambahan reinforcements = 0,188 in SA 455(asumsi)
- t : Tebal head = 0,437 in
- f_{r1} : Faktor reduksi kekuatan = 0,820
- f_{r2} : Faktor reduski kekuatan.

Karena $S_{nozle} < S_{plat}$ maka $f_{r2} = 0,820$

Sehingga besarnya kelebihan *nozle* dengan penambahan pelat *reinforcements* adalah:

$$\begin{aligned} A_{2r} &= 5(0,140 - 0,0057)0,820 \times 0,437 \\ &= 0,240 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

atau

$$A_{2r} = 2(0,140 - 0,0057)(0,25 \times 0,140 + 0,188)0,820$$

$$= 0,049 \text{ in}^2$$

Jadi besarnya kelebihan *nozle* dipilih $A_{2r} = 0,049 \text{ in}^2$.

Luas lasan sisi luar dinding *nozle* dengan pelat *reinforcements*

Besarnya luas lasan sisi luar dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$A_{41r} = (\text{leg})^2 f_{r3}$$

Dimana:

leg : Ukuran las = 0,188 in

f_{r3} : Faktor reduksi kekuatan

$$: S_{nozle}/S_{head} = 15000/18300 = 0,820$$

sehingga besarnya luas lasan sisi luar adalah:

$$\begin{aligned} A_{41r} &= (0,188)^2 0,820 \\ &= 0,028 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Luas lasan antara pelat *reinforcements* dengan *head*

Besarnya luas lasan ini bisa dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$A_{42} = (\text{leg})^2 f_{r4}$$

Dimana:

leg : Ukuran lasan $(0,7t_e) = 0,132$

f_{r4} : Faktor reduksi kekuatan

$$: S_{plat}/S_{shell} = 18300/18300 = 1$$

Sehingga besarnya luas las antara pelat *reinforcements* dengan *head* adalah:

$$\begin{aligned} A_{42} &= (0,132)^2 1 \\ &= 0,017 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Luas yang tersedia pada elemen *reinforcements*

Besarnya luas yang tersedia bisa ditentukan dengan persamaan berikut,

$$A_5 = (D_p - d - 2t_n)t_e \cdot f_{r4}$$

Dimana:

- D_p : Diameter ujung pelat *reinforcements*
: Minimal = $(R_n + t + t_n)2 = 2,53$ in
 d : Diameter dalam *nozle* = 1,380 in
 t_n : Tebal dinding leher *nozle* = 0,140 in
 t_e : Tebal pelat *reinforcements* = 0,188 in
 f_{r4} : Faktor reduksi kekuatan
: $S_{rein.}/S_{head} = 18300/18300 = 1$

Sehingga besarnya luas elemen pelat *reinforcements* adalah:

$$\begin{aligned}
 A_5 &= (2,53 - 1,380 - 2 \times 0,140) \times 0,188 \times 1 \\
 &= 0,163 \text{ in}^2
 \end{aligned}$$

Luas total tambahan *reinforcements*

Luas total tambahan *reinforcements* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$A_r = A_1 + A_{2r} + A_{41r} + A_{42} + A_5$$

Dimana:

$$A_1 : \text{Kelebihan head} = 0,217 \text{ in}^2$$

$$A_{2r} : \text{Kelebihan nozle} = 0,049 \text{ in}^2$$

$$A_{41r} : \text{Luas lasan antara nozle dengan plat reinforcements} = 0,03 \text{ in}^2$$

$$A_{42} : \text{Luas lasan antara pelat reinforcements dengan head} = 0,017 \text{ in}^2$$

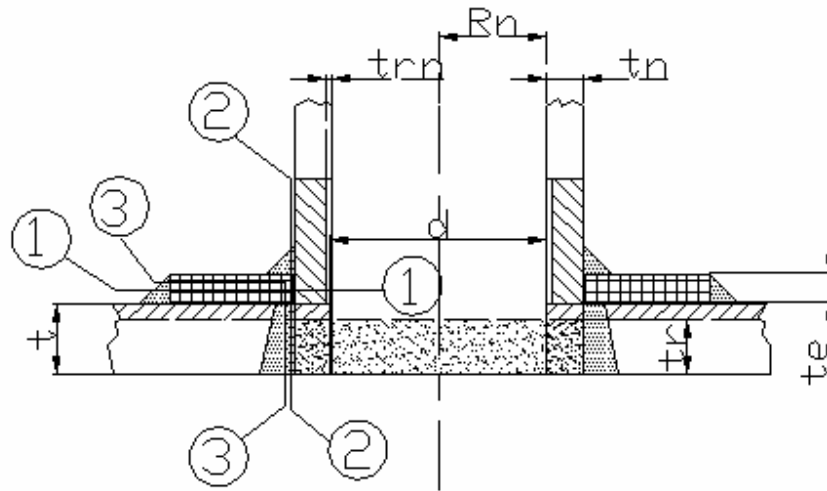
$$A_5 : \text{Luas elemen reinforcements} = 0,163 \text{ in}^2$$

Sehingga besarnya luas total yang tersedia karena tambahan *reinforcements* adalah:

$$\begin{aligned}
 A_r &= 0,217 + 0,049 + 0,03 + 0,017 + 0,163 \\
 &= 0,479 \text{ in}^2
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas dapat dilihat bahwa luas total dengan penambahan *reinforcemets* ($A_r = 0,479 \text{ in}^2$) lebih besar dari luas *reinforcements* yang dibutuhkan ($A = 0,343 \text{ in}^2$) sehingga desain *nozle* dengan penambahan *reinforcements* aman.

C. Kekuatan sambungan opening terhadap bejana



Gambar 4.10 Kekuatan Sambungan Drain Opening

Besarnya kekuatan sambungan yang dibutuhkan dapat dirumuskan sebagai berikut,
Tegangan yang dibutuhkan pada desain dirumuskan sebagai berikut:

$$F = [A - A_1 + 2.t_n.f_{r1}(E_1t - Ft_r)]S$$

Dimana:

- A : Luas *reinforcements* yang dibutuhkan = 0,343 in²
- A₁ : Kelebihan *shell* = 0,217 in²
- t_n : Tebal dinding leher *nozle* = 0,140 in
- f_{r1} : Faktor reduksi kekuatan = 0,820
- E₁ : Effisiensi sambungan = 1 (opening pada pelat pejal)
- t : Tebal dinding *head* = 0,437 in
- F : Faktor koreksi = 1
- t_r : Tebal dinding head yang diperlukan = 0,240 in
- S : Tegangan ijin maksimal material bejana = 18300 psi

Sehingga besarnya tegangan yang dibutuhkan adalah:

$$F = [0,343 - 0,217 + 2 \times 0,140 \times 0,820 (1 \times 0,437 - 1 \times 0,240)] 18300$$

$$= 825,69 \text{ lb}$$

a. Beban yang dibawa las pada perpotongan horisontal (1-1)

Besarnya beban yang dibawa oleh las dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$F_1 = (A_{2r} + A_5 + A_{41r} + A_{42})S$$

Dimana:

$$A_{2r} : \text{Kelebihan nozzle dengan penambahan reinforcements} = 0,049 \text{ in}^2$$

$$A_5 : \text{Luas elemen plat reinforcements} = 0,163 \text{ in}^2$$

$$A_{41r} : \text{Luas las sisi luar} = 0,03 \text{ in}^2$$

$$A_{42} : \text{Luas las yang tersedia pada ujung plat reinforcements} = 0,017 \text{ in}^2$$

$$S : \text{Tegangan ijin maksimum material bejana} = 18300 \text{ psi}$$

Sehingga besarnya beban yang dibawa oleh las adalah:

$$\begin{aligned} F_1 &= (0,049 + 0,163 + 0,03 + 0,017)18300 \\ &= 4739,7 \text{ lb} \end{aligned}$$

b. Beban yang dibawa las pada perpotongan vertikal (2-2)

Besarnya beban yang dibawa las dapat dihitung dengan persamaan berikut,

$$F_2 = (A_{2r} + A_3 + A_{41r} + A_{43} + 2t_n \cdot t \cdot f_{r1})S$$

Dimana:

$$A_{2r} : \text{Kelebihan nozzle dengan penambahan reinforcements} = 0,049 \text{ in}^2$$

$$A_3 : \text{Kelebihan nozzle sisi dalam} = 0$$

$$A_{41r} : \text{Luas las sisi luar} = 0,03 \text{ in}^2$$

$$A_{43} : \text{Luas las sisi dalam} = 0$$

$$f_{r1} : \text{Faktor reduksi kekuatan} = 0,820$$

$$t_n : \text{Tebal dinding leher nozzle} = 0,140 \text{ in}$$

$$t : \text{Tebal dinding head} = 0,437 \text{ in}$$

$$S : \text{Tegangan ijin maksimum material head} = 18300 \text{ psi}$$

Sehingga besarnya beban yang dibawa las pada perpotongan vertikal adalah:

$$\begin{aligned} F_2 &= (0,049 + 0 + 0,03 + 0 + 2 \times 0,140 \times 0,437 \times 0,820)18300 \\ &= 3281,83 \text{ lb} \end{aligned}$$

c. Beban yang dibawa las pada perpotongan vertikal-horisontal (3-3)

Besarnya beban yang dibawa las dapat dihitung berdasarkan persamaan berikut,

$$F_3 = (A_{2r} + A_3 + A_5 + A_{41r} + A_{42} + A_{43} + 2.t_n .t.f_{r1})S$$

Dimana:

A_{2r} : Kelebihan *nozle* dengan penambahan *reinforcements* = 0,049 in²

A_3 : Kelebihan *nozle* sisi dalam = 0

A_5 : Luas elemen pelat *reinforcements* = 0,163 in²

A_{41r} : Luas las sisi luar = 0,03 in²

A_{42} : Luas las yang tersedia pada ujung pelat *reinforcements* = 0,017 in²

A_{43} : Lias las sisi dalam = 0

t_n : Tebal dinding leher *nozle* = 0,140 in

t : Tebal *head* = 0,437 in

f_{r1} : Faktor reduksi kekuatan = 0,820

S : Tegangan ijin maksimum material bejana = 18300 psi

Sehingga besarnya beban yang dibawa las adalah:

$$\begin{aligned} F_3 &= (0,049 + 0 + 0,163 + 0,03 + 0,017 + 0 + 2 \times 0,140 \times 0,437 \times 0,820) \\ &\quad \times 18300 \\ &= 6575,83 \text{ lb.} \end{aligned}$$

d. Tegangan Las

Fillet-Weld Shear

Besarnya harga *inner fillet-weld shear* dan *outer fillet-weld shear* dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut,

$$\tau_{fw} = 0,49.S$$

dimana:

S : Tegangan ijin maksimum material bejana = 18300 psi

Sehingga besarnya *fillet-welds shear* adalah:

$$\begin{aligned} \tau_{fw} &= 0,49 \times 18300 \\ &= 8967 \text{ psi} \end{aligned}$$

Groove-Weld Tension

Besarnya nilai *groove-weld tension* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$\sigma_{fw} = 0,74 \times S$$

dimana:

$$S : \text{Tegangan ijin maksimum material bejana} = 18300 \text{ psi}$$

Sehingga besarnya *groove-weld tension* adalah:

$$\begin{aligned}\sigma_{fw} &= 0,74 \times 18300 \\ &= 13542 \text{ psi}\end{aligned}$$

Nilai Tegangan Geser Untuk Dinding *Nozle*

Besarnya nilai tegangan geser pada dinding *nozle* dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut,

$$\tau_{nw} = 0,70 \cdot S$$

dimana:

$$S : \text{Tegangan ijin maksimum material bejana} = 15000 \text{ psi}$$

Sehingga besarnya tegangan geser pada dinding *nozle* adalah:

$$\begin{aligned}\tau_{nw} &= 0,70 \times 15000 \\ &= 10500 \text{ psi}\end{aligned}$$

4.5.4 Kekuatan Las dan Leher Nozle

Inner Fillet-weld shear

Besarnya kekuatan *inner fillet-weld shear* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$F_{ifw} = [(\pi \cdot d_o) / 2] \times \text{weld leg} \times \tau_{fw}$$

Dimana:

$$d_o : \text{Diameter luar nozle} = 1,660 \text{ in}$$

$$\text{weld leg} : 0,188 \text{ in}$$

$$\tau_{fw} : \text{Tegangan geser ijin} = 8967 \text{ psi}$$

sehingga besarnya kekuatan *fillet-weld shear* adalah:

$$F_{ifw} = [(\pi \times 1,660) / 2] \times 0,188 \times 8967$$

$$= 4395,75 \text{ lb}$$

Outer Fillet-weld shear

Besarnya kekuatan *outer fillet-weld shear* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$F_{ofw} = [(\pi \cdot d_o) / 2] \times \text{weld leg} \times \tau_{fw}$$

Dimana:

d_o : Diameter ujung luar plat reinforcements = 2,28 in

weld leg : 0.188 in

τ_{fw} : Tegangan geser ijin = 8967 psi

sehingga besarnya kekuatan *fillet-weld shear* adalah:

$$\begin{aligned} F_{ofw} &= [(\pi \times 2,28) / 2] \times 0,188 \times 8967 \\ &= 6037,54 \text{ lb} \end{aligned}$$

Groove-weld Tension

Besarnya kekuatan *groove-weld tension* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$F_{gw} = [(\pi d_o) / 2] \times \text{weld leg} \times \sigma_{fw}$$

Dimana:

d_o : Diameter luar *nozzle* = 1,660 in

t : Tebal *head* = 0,437 in

σ_{fw} : Tegangan tarik ijin = 13542 psi

Sehingga besarnya *groove-weld tension* adalah:

$$\begin{aligned} F_{gw} &= [(\pi \times 1,660) / 2] \times 0,437 \times 13542 \\ &= 15430,93 \text{ lb} \end{aligned}$$

Nozle wall shear

Besarnya kekuatan *nozle wall shear* bisa diitung dengan persamaan sebagai berikut,

$$F_{nw} = [(\pi \cdot d_m) / 2] \times t_n \times \tau_{nw}$$

Dimana:

d_m : Diameter rata-rata = 1,52 in

t_n : Tebal dinding leher *nozle* = 0,140 in

τ_{nw} : Tegangan geser ijin = 10500 psi

sehingga besarnya kekuatan *nozle wall shear* adalah:

$$\begin{aligned} F_{nw} &= [(\pi \times 1,52) / 2] 0,140 \times 10500 \\ &= 3509,78 \text{ lb} \end{aligned}$$

Kemungkinan kerusakan yang terjadi

1. Sambungan perpotongan arah horisontal (1-1)

$$\begin{aligned} F_{\text{total } 1} &= F_{\text{ofw}} + F_{nw} \\ &= 6037,54 + 3509,78 \\ &= 9547,32 \text{ lb} \end{aligned}$$

2. Sambungan perpotongan arah vertikal (2-2)

$$\begin{aligned} F_{\text{total } 2} &= F_{\text{ifw}} + F_{gw} \\ &= 4395,75 + 15430,93 \\ &= 19826,68 \text{ lb} \end{aligned}$$

3. Sambungan perpotongan arah vertikal-horisontal (3-3)

$$\begin{aligned} F_{\text{total } 3} &= F_{\text{ofw}} + F_{gw} \\ &= 6037,54 + 15430,93 \\ &= 21468,47 \text{ lb} \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas terlihat bahwa besarnya kekuatan (gaya) timbul akibat pengelasan $F_{\text{total } 1}$, $F_{\text{total } 2}$ dan $F_{\text{total } 3}$ lebih besar dibanding dengan besarnya beban yang harus ditahan oleh las ($F = 825,69 \text{ lb}$) sehingga desain aman.

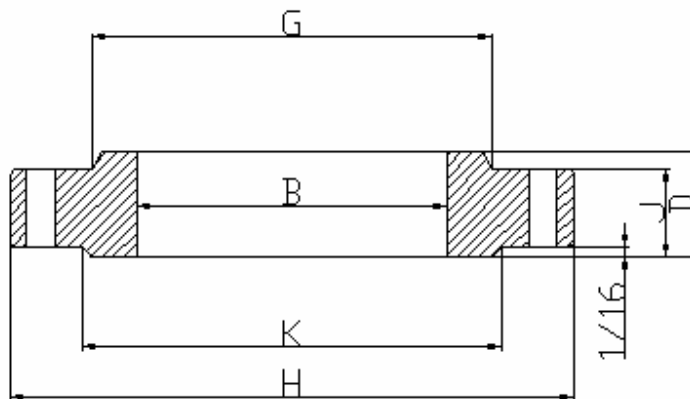
D. Flanges

Desain *flanges* berdasarkan ASME UG-44 yang menyatakan bahwa bentuk *flange* mengacu pada rating tekanan-temperatur, ketebalan serta dimensi yang lain harus memenuhi standar ASME B16.5. *Flange* dipilih tipe *slip-on flanges* dengan dimensi sebagai berikut,

Ukuran pipa nominal : 1,25 in

Diameter *bore* : 1,7 in

Panjang *hub* : 0,8125 in
 Diameter *hub* : 1,9 in
 Tebal *flange* : 1,07 in
 Diameter luar *flange* : 4,375 in
 Diam. luar *raised face*: 2,5 in
 Jumlah lubang *bolts* : 4
 Diameter lubang *bolts*: 0,5 in
 Diameter lingk. *bolts* : 3,5 in
 Panjang *bolts* : 3,25 in (dengan ring)
 Ring number : R17
 (sumber, Buthod, 1986)



Gambar 4.11 Slip On Flanges

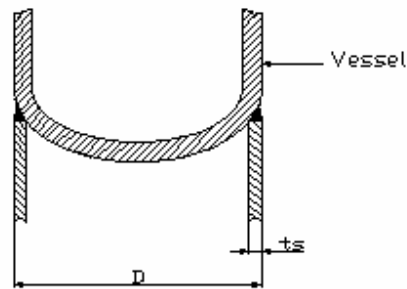
4.6 Desain Skirt Support

A. Data Teknis

Material *skirt* : SA 283 Grade C
 Teg. ijin maksimum (S) : 14800 psi
 Diameter luar *skirt* (D) : 58,874 in
 Teg. ijin maks. material *skirt* : 14800 psi
 Kecepatan angin (V_w) : 33,6 mph (Sumber BMG)
 Tinggi *skirt* (h_T) : 25 in

Tinggi vessel + skirt (H) : 205 in

B. Tebal Skirt



Gambar 4.12 Skirt support

a. Beban Angin

Tekanan Angin

Besarnya tekanan angin dapat dihitung berdasarkan persamaan berikut.

$$P_w = 0,0025V_w^2$$

Dimana :

P_w : Tekanan angin, lb/ft²

V_w : Kecepatan angin = 33,6 mph

Sehingga besarnya tekanan angin adalah :

$$\begin{aligned} P_w &= 0,0025(33,6)^2 \\ &= 2,82 \text{ lb/ft}^2 \end{aligned}$$

Tegangan Geser

Besarnya tegangan geser total dapat ditentukan berdasarkan persamaan berikut.

$$V = P_w.D.H$$

Dimana :

V : Tegangan geser total, lb

- P_w : Tekanan angin = 2,82 lb/ft²
 D : Diameter luar bejana = 4,906 ft
 H : Tinggi *vessel* + *skirt* = 17,08 ft

Sehingga besarnya tegangan geser total adalah :

$$V = 2,82 \times 4,906 \times 17,08$$

$$= 236,5 \text{ lb.}$$

Momen karena Angin

Besarnya momen pada dasar bejana karena angin dirumuskan sebagai berikut.

$$M = P_w \cdot D \cdot H \cdot h$$

Dimana :

- M : Momen pada dasar bejana, lb.ft
 P_w : Tekanan angin = 2,82 lb/ft²
 D : diameter luar bejana = 4,906 ft
 H : Tinggi *vessel* + *skirt* = 17,08 ft
 h : H/2 = 8,54 ft

sehingga besarnya momen akibat angin pada dasar bejana adalah :

$$M = 2,82 \times 4,906 \times 17,08 \times 8,54$$

$$= 2018 \text{ lb.ft}$$

Besarnya momen karena angin pada sambungan *head* bawah dengan *skirt* dapat ditentukan berdasarkan persamaan berikut.

$$M_T = M - h_T (V - 0,5 P_w D h_T)$$

dimana:

- M_T : Momen pada sambungan head bawah, lb.ft
 M : Momen pada dasar bejana = 2018 lb.ft
 h_T : Jarak sambungan *skirt* dari dasar = 2,08 ft
 V : Tegangan geser total = 236,5 lb
 P_w : Tekanan angin = 2,82 lb/ft²
 D : Diameter luar bejana = 4,906 ft

Sehingga besarnya momen pada sambungan *head* bawah adalah :

$$M_T = 2018 - 2,08(236,5 - 0,5 \times 2,82 \times 4,906 \times 2,08)$$

$$= 1556 \text{ lb.ft}$$

Besarnya momen karena angin perlu ditambah dengan momen karena beban angin ($M_p = 4450$ untuk diameter dalam pipa 6 in), sehingga akan didapat,

$$M_w = 1556 + 4450$$

$$= 6006 \text{ lb.ft}$$

b. Beban Gempa

Berat bejana tekan (kondisi operasi)

Shell (tebal plat = 0,437 in dan panjang 163 in)

Berat *shell* dapat dihitung sebagai berikut,

$$W_s = 3681,6 \text{ lb (asumsi berat baja } 0,2833 \text{ per cubic in, Buthod)}$$

Top head (jenis *ellipsoid head* 2:1 dengan tebal plat = 0,437 in)

Berat *head* dapat dihitung sebagai berikut,

$$W_{th} = 571,73 \text{ lb (sumber, Buthod)}$$

Bottom head (jenis *ellipsoidal head* 2:1 dengan tebal plat = 0.437 in)

Berat *head* dapat dihitung sebagai berikut,

$$W_{bh} = 571,73 \text{ lb (sumber, Buthod)}$$

Berat fluida test hidrostatik

Berat fluida test dapat dihitung sebagai berikut,

$$W_f = V \cdot \rho_f$$

Dimana : V : volume bejana tekan = 291,19 ft³

ρ_f : massa jenis air = 62,240 lb/ft³

Sehingga berat fluida test dapat ditentukan

$$W_f = 291,19 \times 62,240$$

$$= 18123,7 \text{ lb}$$

Berat *inlet nozzle*

Diameter nominal pipa $d = 6$ in dengan ketebalan $0,280$ in dan panjang proyeksi luar 8 in serta jenis *flange* adalah *slip on flange* 150 lb.

Berat *inlet nozzle* dapat dihitung sebagai berikut,

$$W_{in} = 30,84 \text{ lb} \quad (\text{sumber, Buthod})$$

Berat *outlet nozzle*

Diameter nominal pipa $d = 6$ in dengan ketebalan pipa $0,280$ in dan panjang proyeksi luar 8 in serta jenis *flange* adalah *slip on flange* 150 lb.

Berat *outlet nozzle* dapat dihitung sebagai berikut,

$$W_{on} = 30,84 \text{ in} \quad (\text{sumber, Buthod})$$

Berat *inspection opening*

Diameter dalam $d = 16$ in dengan ketebalan pipa $0,250$ in dan proyeksi luar $3,05$ in serta jenis *flange* adalah *slip on flange* 150 lb dan cover dengan tebal pelat *cover* $0,937$ in.

Berat *inspection opening* bisa dihitung sebagai berikut,

$$W_{io} = 129,08 \text{ lb}$$

Berat *drain opening*

Diameter nominal $d = 1,25$ in dengan ketebalan pipa $0,140$ in dan proyeksi luar 5 in serta jenis *flange* adalah *slip on flange* 150 lb.

Berat *drain opening* bisa dihitung sebagai berikut,

$$W_d = 3,6 \text{ lb}$$

Dari data diatas maka dapat diketahui berat bejana tekan adalah,

$$W = 23538,7 \text{ lb}$$

Berat bejana tekan aktual

Berat bejana tekan aktual harus ditambah dengan 6% total berat untuk menutup kemungkinan terjadinya kelebihan berat material dan toleransi manufaktur serta berat pengelasan, sehingga akan didapat berat bejana tekan aktual adalah,

$$W_{act} = 24633,02 \text{ lb.}$$

Periode Getaran

Besarnya periode getaran dapat dihitung dengan persamaan sabagai berikut,

$$T = 0,0000265 \left(\frac{H}{D} \right)^2 \sqrt{\frac{wD}{t}}$$

dimana :

- T : Periode getaran, dtk
- H : Tinggi bejana + skirt = 17,08 ft
- D : Diameter luar bejana = 4,906 ft
- w : $24633,02 / 17,08 = 1442,2 \text{ lb/ft}$
- t : Tebal dinding shell = 0,437 in

Sehingga besarnya periode getaran adalah:

$$T = 0,0000265 \left(\frac{17,08}{4,906} \right)^2 \sqrt{\frac{1442,2 \times 4,906}{0,437}}$$

$$= 0,041 \text{ dtk}$$

Total Seismic Shear

Besarnya total seismic shear dapat dihitung dengan persamaan berikut ,

$$V = Z I K C S W$$

Dimana :

- V : Total seismic shear, lb
- Z : Zona gempa = 0,375 (zona 2)
- I : Occupancy importance coeffisien
: 1 untuk bejana
- K : Horizontal force factor
: 2 untuk vessel

- C : Numerical coefficient
: $0,067/(T)^{1/2}$
: $0,067/(0,049)^{1/2}$
: 0,303
- S : Numerical coefficient structure resonance
: 1,5 untuk $T \leq 2,5$
- W : Berat total bejana = 24633,02 lb

Sehingga besarnya total seismic shear adalah,

$$V = 0,375 \times 1 \times 2 \times 0,303 \times 1,5 \times 24633,02$$

$$= 8396,78 \text{ lb.}$$

Momen yang Terjadi

Besarnya momen yang terjadi akibat gempa bumi pada dasar bejana dapat diperoleh dari persamaan berikut,

$$M = [F_t H + (V - F_t)(2H/3)]$$

dimana :

- M : Momen pada puncak bejana, lb.ft
- F_t : Horizontal seismic force factor on top vessel
: 0 (untuk $T \leq 0,7$)
- V : Total seismic shear = 8395,47 lb
- H : Tinggi bejana total = 17,08 ft.

Sehingga besarnya momen akibat gempa di puncak bejana adalah:

$$M = [0 \times 17,08 + (8395,47 - 0)(2 \times 17,08 / 3)]$$

$$= 95596,42 \text{ lb.ft}$$

Momen pada sambungan *skirt* dengan *bottom head*

Besarnya momen pada sambungan *skirt* dapat ditentukan dengan persamaan berikut,

$$M_T = M \left(\frac{X}{H} \right)$$

dimana :

- M_T : Momen pada sambungan tutup bawah, lb.ft
 M : Momen akibat gempa pada dasar bejana = 95596,42 lb.ft
 X : Jarak sambungan ke puncak bejana = 15 ft
 H : Tinggi bejana + skirt = 17,08 ft

Sehingga besarnya momen pada sambungan *skirt* adalah :

$$\begin{aligned}
 M_T &= 95596,42 \left(\frac{15}{17,08} \right) \\
 &= 83954,7 \text{ lb.ft}
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas dapat dilihat bahwa momen akibat angin ($M_T = 6006$ lb.ft) lebih kecil dari momen akibat gempa ($M_T = 83954,7$ lb.ft) sehingga untuk menentukan tebal *skirt* yang dibutuhkan didasarkan pada momen pada sambungan *skirt* akibat gempa.

Dengan demikian tebal *skirt* adalah:

$$t = \frac{12M_T}{R^2 \pi S E} + \frac{W}{D \pi S E}$$

dimana

- t : tebal *skirt* yang dibutuhkan
 M_T : Momen pada sambungan antara *skirt* dengan *head* = 83954,7 lb.ft
 E : Efisiensi sambungan = 0,6 untuk *butt weld*
 D : Diameter luar *skirt* = 58,874 in
 S : Tegangan ijin maksimum material *skirt* = 14800 psi
 W : Berat *vessel* diatas sambungan *skirt* dengan *head* pada kondisi operasi = 24633,02 lb

sehingga tebal *skirt* adalah:

$$\begin{aligned}
 t &= \frac{12 \times 83954,7}{\pi (29,437)^2 14800 \times 0,6} + \frac{24633,02}{58,874 \times \pi \times 14800 \times 0,6} \\
 &= 0,019 \text{ in}
 \end{aligned}$$

Ketebalan *skirt* adalah: $0,019 + 0,0625 = 0,08$ in, diambil ketebalan plat **3/16 in**

B. Lubang pipa buang

Untuk menentukan diameter maksimal lubang pipa drain pada skirt digunakan persamaan sebagai berikut,

$$\sigma_L = \frac{\pm M}{\left(\frac{t_{sk}}{\pi D_{sk}^2 - Y \frac{D_{sk}}{2}} \right)} - \frac{W}{\pi t_{sk} (D_{sk} - Y)} \leq S_a$$

dimana,

- σ_L : Tegangan disekeliling lubang, psi
- M : Momen maksimum = 95596,42 lb.ft
- t_{sk} : Tebal skirt = 0,1875 in
- D_{sk} : Diameter luar skirt = 58,874 in
- W : Berat total bejana = 24633,02 lb
- S_a : Tegangan ijin maksimal material skirt = 14800 psi
- Y : Diameter lubang pipa drain maksimal, ft

Dari data diatas maka dapat ditentukan Y maksimum sebagai berikut,

$$\frac{\frac{95596,42}{0,1875}}{\left(\pi 58,874^2 - Y \frac{58,874}{2} \right)} - \frac{24633,02}{\pi 0,1875 (58,874 - Y)} \leq 14800$$

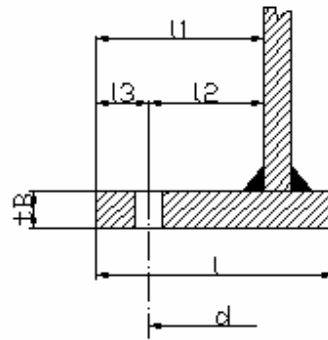
dari perhitungan didapatkan Y maksimum adalah 38,66 in. Karena tinggi skirt hanya 25 in maka besarnya diameter lubang pipa drain diambil **10 in**.

C. Desain *anchor bolts* dan *base ring*

Data masukan.

- Material anchor bolts : SA 193B7
- Teg. ijin maks. (S_a) : 18000 psi (sumber, Moss, 1987)
- Material base ring : SA 283 grade C
- Teg. ijin maks. (S_{ab}) : 14800 psi
- $f_{c(\text{maks})}$: 1200 psi (kadar air 6 US gallons/94 lb semen)

n : 10 (sumber, Moss, 1987)
 Diam. lingk. bolts (d) : 58,875 in + 2 in (asumsi) (sumber, Moss, 1987)
 Momen total (M_b) : 95596,42 lb.ft
 Berat total bejana (W_b): 24629,2 lb



Gambar 4.13 Base Ring

Asumsi diameter keliling lingkaran *bolts* adalah 62,375 in, lebar *base plat* (l) adalah 5 in (harga minimal) dan f_c 1100 psi sehingga harga K bisa ditentukan dari persamaan berikut.

$$K = \frac{1}{1 + \frac{S_a}{n \cdot f_c}}$$

$$K = \frac{1}{1 + \frac{18000}{10 \cdot 1100}} = 0,379$$

Dari tabel D *Pressure Vessel Handbook* maka didapatkan harga-harga sebagai berikut:

C_c : 1,786
 C_t : 2,270
 J : 0,783
 Z : 0,421

Luas *anchor bolts* yang diperlukan

$$A_b = 2\pi \frac{12M_b - W_b z d}{C_t S_a J d}$$

$$A_b = 2\pi \frac{12 \times 95596,42 - 24633,02 \times 0,421 \times 60,875}{2,270 \times 18000 \times 0,783 \times 60,875}$$

$$A_b = 1,665 \text{ in}^2$$

Karena jumlah *bolts* yang diperlukan adalah 12 maka luas yang diperlukan per *bolt* adalah $1,665/12 = 0,138 \text{ in}^2$.

Dari tabel A *Pressure Vessel Handbook* luas $0,138 \text{ in}^2$ maka ukuran *bolt* yang digunakan $5/8 \text{ in}$ aman, tetapi harus ditambah $1/8 \text{ in}$ untuk korosi ijin sehingga ukuran *bolts* yang harus digunakan adalah **$3/4 \text{ in}$** .

Beban tarik pada *anchor bolts*

$$F_t = \frac{M_b - W_b ZD}{JD}$$

$$F_t = \frac{95596,42 - 24633,02 \times 0,421 \times 5,073}{0,783 \times 5,073} = 10824,1 \text{ lb}$$

Tegangan tarik pada *anchor bolts*

$$S_a = \frac{F_t}{t_s r C_t}, \text{ dimana } t_s = \frac{A_b}{\pi d} = \frac{1,665}{\pi \times 30,437} = 0,017 \text{ in}$$

$$S_a = \frac{10824,1}{0,017 \times 30,437 \times 2,270} = 9215,42 \text{ psi}$$

Beban tekan pada beton.

$$f_{cb} = \frac{F_c}{(l_4 + nt_s) r C_c}$$

dimana $F_c = F_t + W$, $l_4 = 1 - t_s$

$$F_c = 10824,1 + 24629,2 = 35453,3 \text{ lb}$$

$$l_4 = 5 - 0,0185 = 4,982 \text{ in}$$

jadi beban tekan pada beton dapat ditentukan

$$f_{cb} = \frac{35453,3}{((4,982 + 10 \times 0,017) 30,437 \times 1,786)} = 126,58 \text{ psi}$$

K dapat ditentukan dengan persamaan dibawah ini.

$$K = \frac{1}{1 + \frac{S_a}{nf_{cb}}}$$

$$K = \frac{1}{1 + \frac{9215,42}{10 \times 126,58}} = 0,1207$$

Dari tabel D *Pressure Vessel Handbook* dengan interpolasi maka didapatkan harga-harga sebagai berikut:

$$C_c : 0,933$$

$$C_t : 2,839$$

$$J : 0,774$$

$$Z : 0,475$$

Beban tarik

$$F_t = \frac{M_b - W_b Z D}{J D} = \frac{95596,42 - 24633,02 \times 0,475 \times 5,073}{0,774 \times 5,073} = 9231,64 \text{ lb}$$

Tegangan tarik pada *anchor bolts*

$$S_a = \frac{F_t}{t_s r C_c} = \frac{9231,64}{0,017 \times 30,437 \times 0,993} = 17967,13 \text{ psi}$$

Beban tekan pada beton

$$F_c = F_t + W = 9231,64 + 24629,2 = 33860,84 \text{ lb}$$

Tegangan tekan beton pada keliling lingkaran *bolts*

$$f_{cb} = \frac{F_c}{(l_4 + nt_s) r C_c} = \frac{33860,84}{(4,982 + 10 \times 0,017) 30,437 \times 0,993} = 217,46 \text{ psi}$$

Tegangan tekan pada *anchor bolts*

$$S_a = nf_{cb} = 10 \times 217,46 = 2174,6 \text{ psi}$$

Tegangan tekan pada beton sebelah luar dari *base ring*

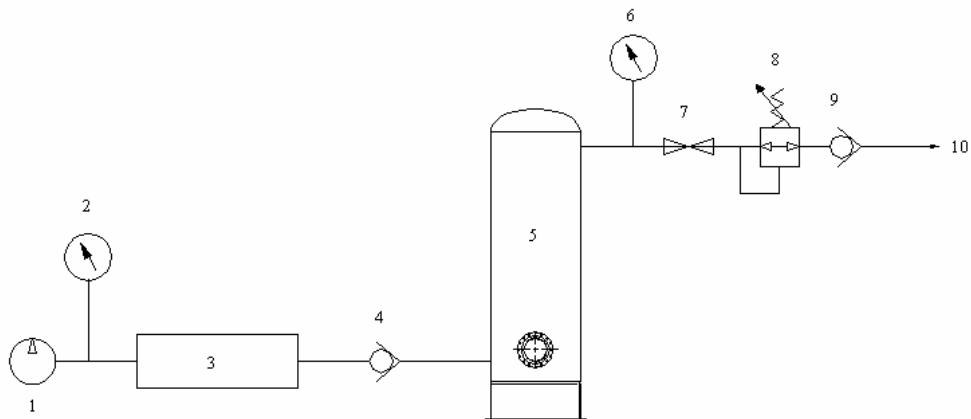
$$f_c = f_{cb} \frac{2kd + l}{2kd} = 217,46 \times \frac{2 \times 0,120 \times 60,875 + 5}{2 \times 0,120 \times 60,875} = 291,88 \text{ psi}$$

Tebal *base ring* yang dibutuhkan

$$t_B = l_1 \sqrt{\frac{3f_c}{S_{ab}}} = 3,5 \sqrt{\frac{3 \times 291,88}{14800}} = 0,85 \text{ in}$$

Digunakan pelat dengan ketebalan **1 in**.

4.7 Skema Aliran Udara Pneumatik



Gambar 4.14 Skema aliran udara

Keterangan gambar :

1. Kompresor
2. *Pressure gauge*
3. Kondensor
4. *Check valve*
5. Bejana tekan
6. *Pressure gauge*
7. *Safety valve*

8. *Air regulator*
9. *Check valve*
10. Ke peralatan pneumatik

Berdasarkan ASME UG-125 (g) *safety valve* dipasang pada saluran keluar bejana.

4.8 Perawatan Bejana Tekan

Pada umumnya perawatan bejana tekan bisa dilakukan dengan pengecekan hal-hal sebagai berikut:

1. Korosi

Korosi dapat dikontrol dengan melihat proses perubahan materialnya, selain itu dilakukan juga pengetesan ketebalan dinding *vessel* dengan menggunakan metode NDT untuk mengetahui umur bejana. Tempat-tempat yang sering terjadi korosi adalah *liquid-vapor interface*, *vapor zones*, dan zona dengan kecepatan fluida yang tinggi. *Localized corrosion* juga harus diperhatikan terutama pada sambungan *elbow* dan sudut-sudut tajam karena akan mendorong retak.

2. Erosi

Erosi terjadi pada daerah-daerah yang dilewati oleh fluida dengan kecepatan tinggi misalnya pada saluran masuk dan *heat exchanger tubes*. *Tubes* bisa diperiksa dengan proses *eddy-currents* untuk erosi tipis.

3. Sudut-sudut tajam

Sudut-sudut tajam dan perubahan yang kasar dari *shell* maupun *head* harus diwaspadai karena potensial terjadi siklus retak berulang. Untuk mengetahui panjang dan kedalaman retak bisa digunakan metode NDT.

4. *Weld-seam deterioration*

Daerah HAZ harus menjadi perhatian karena sangat rawan akan terjadinya retak.

5. Mulur

Pemeriksaan mulur bisa dilakukan dengan membandingkan dimensi saat pengecekan dengan dimensi awal bejana.

6. *Opening*

Inlet-outlet opening, gaskets harus dites untuk menentukan keretakan. *Gaskets* juga harus diperiksa dari kebocoran yang mungkin terjadi.

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berasarkan perhitungan yang telah dilakukan, untuk bejana tekan berisi udara dengan kapasitas 2180 US gallons (8,25 m³), tekanan operasi 125 psi, temperatur operasi 600°F, kecepatan angin dilingkungan kerja sebesar 54 km/jam maka dimensi akhir komponen-komponen bejana tekan yang aman digunakan adalah sebagai berikut:

1. Shell

- *Material shell* : SA 455
- *Tebal dinding shell* : 7/16 in

2. Head

- *Bentuk head* : *ellipsoidal*
- *Material head* : SA 455
- *Tebal head* : 7/16 in

3. Nozel

- *Reinforcements nozle*
- *Material leher nozel* : A 53B
- *Tebal leher nozel* : 0,280 in
- *Outside projection* : 8 in
- *Jenis flange* : *slip on flange* 150 lb
- *Jumlah bolts* : 8
- *Ring number* : R43

4. Inspection opening

- *Reinforcements inspection opening*
- *Material leher nozel* : A 53B

- Tebal leher nozel : 0,375 in
- Tebal pelat tutup : 0,937 in
- *Outside projection* : 5 in
- Jenis *flange* : slip on flange 150 lb
- Jumlah *bolts* : 16
- *Ring number* : R64

5. Saluran buang

- Material pipa : A 53B
- Tebal pipa : 0,140 in
- Jenis *flange* : *slip on flanges* 150 lb
- Jumlah *bolts* : 4
- *Ring number* : R17

6. *Support*

- Jenis *support* : *skirt support*
- Material *skirt* : SA 283 Grade C
- Tinggi : 25 in
- Tebal *skirt* : 3/16 in

7. *Base ring*

- Jenis *base ring* : *base ring* tanpa *gusset*
- Material *base ring* : SA 283 Grade C
- Tebal : 1 in

8. *Anchor bolts*

- Material bolts : SA 193B7
- Ukuran bolts : 3/4 in

5.2 Saran

Berdasarkan perancangan yang telah dilakukan, penulis menyarankan perlu adanya penelitian lebih jauh tentang bagian-bagian bejana tekan dengan mempertimbangkan kondisi operasi di Pulau Jawa dan di Indonesia pada umumnya,

karena selama ini penelitian yang telah dilakukan tidak sesuai dengan kondisi operasi di negara kita.

DAFTAR PUSTAKA

Anonim, *Rule For Construction of Pressure Vessel, Section VIII Division 1*, ASME, New York, 2001

Anonim, *Materials, Division II Part D-Properties*, ASME, New York, 2001

Bedar H Henry, 1981, *Pressure Vessel Design Handbook*, Van Nostrand Reinhold Company, New York.

Brownell E Lloyd, 1959, *Process Equipment Design, Vessel Design*, Wiley Eastern Limited, New Delhi.

Buthod Paul, 1986, *Pressure Vessel Handbook*, Pressure Vessel Handbook Publishing Inc, Tulsa

Bayazitoglu Yildiz & Ozisik M Necati, 1988, *Elements of Heat Transfer*, McGraw-Hill, USA

Departemen Perindustrian, *SII. 2203-87 Bejana Tekan IA*, Jakarta

Moss Denis R, 1987, *Pressure Vessel Design Manual, Illustrated Procedures for Solving Every Major Pressure Vessel Design Problem*, Gulf Publishing Company, Houston.

Popov EP, 1996, *Mekanika Teknik (Mechanics of materials)*, Erlangga, Jakarta

Sindelar R.L, dkk,(.), *Mechanical Properties For Fracture Analysis Of Mild Steel Storage Tanks*

Siewert Tom, (.), *Analysis Of The Catastrophic Rupture Of A Pressure Vessel*