



**ANALISIS PERANCANGAN BEJANA TEKAN (*Shell thickness,*
Nozzle neck) PADA *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* TIPE
BEM**

SKRIPSI

Oleh

**ABU BAKAR ZUBAIDI
NIM 061910101137**

**PROGRAM STUDI STRATA 1 TEKNIK
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS JEMBER
2012**



ANALISIS PERANCANGAN BEJANA TEKAN (*Shell thickness, Nozzle neck*) PADA SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER TIPE BEM

SKRIPSI

diajukan guna melengkapi tugas akhir dan memenuhi salah satu syarat untuk menyelesaikan Program Studi Teknik Mesin (S1) dan mencapai gelar Sarjana Teknik

Oleh

**ABU BAKAR ZUBAIDI
NIM 061910101137**

**PROGRAM STUDI STRATA 1 TEKNIK
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS JEMBER
2012**

PERSEMBAHAN

Skripsi ini saya persembahkan untuk:

1. Allah SWT;
2. Nabi Muhammad SAW;
3. Ayah, Ibu, Kakak, Kakek, dan Nenek. Terima kasih atas semua cinta, kasih sayang, pengorbanan, perhatian, doa, motivasi dan bimbingan kalian. Semoga Allah SWT selalu melimpahkan rahmat dan karunia-Nya serta membalas semua kebaikan yang telah dilakukan;
4. Semua Dosen Jurusan Teknik Mesin F. Teknik Universitas Jember, yang telah membimbing dan memberikan ilmu. Terutama Bpk. Ir. Digdo Listyadi S., M.Sc. selaku DPU, Bpk Andi Sanata S.T.,M.T, selaku DPA, Bpk. Aris Zainul Muttaqin S.T., M.T. juga selaku Dosen Penguji I, serta Bpk.Hary Sutjahyono S.T.,M.T., selaku Dosen Penguji II.
5. Semua Guru-guru mulai dari SD sampai PT, tiada ilmu yang saya dapatkan tanpa perantara beliau semua;
6. Almamater Jurusan Teknik Fakultas Teknik Mesin Universitas Jember;
7. Seluruh teman-teman d'Black_Engine: Aan (modes), Asyid (Ganjel), Adit (kotak), Agus (dower), Andre (kepet), Ardi (genduet), Budi (master limbad), Candra (chonk), Dewa (jablay), Fajar, Fuad (phoe), Haris (wong gunung), Nuri (zikru), Fokser (Mr. Setut), Feri (pepenk), 3 Idiot Manufaktur (Misbakh, Denys, Widodo), Imam (kriting), Isnaini (mamad), Rico, Romi sewer (pak GM), Saipul (tengu), Surya (seplak), Tri (wong pantai), Yudis (kampest), Yayan (ebes), Yusca (item), dan Zainul (boyox).
8. Sahabat-sahabat, teman-teman teknik mesin semuanya yang telah memberi banyak dukungan terima kasih yang sebesar-besarnya.

MOTTO

Musuh yang paling berbahaya diatas dunia adalah penakut dan bimbang. Teman yang paling setia, hanyalah keberanian dan keyakinan yang teguh.

(Andrew Jackson)

Cara untuk menjadi di depan adalah memulai sekarang. Jika memulai sekarang, tahun depan Anda akan tahu banyak hal yang sekarang tidak diketahui, dan Anda tak akan mengetahui masa depan jika Anda menunggu-nunggu.

(William Feather)

Kesempatan tak akan datang untuk kedua kalinya. Berusahalah dan terus berdoa. Tidak ada kata kebetulan, karena semua yang terjadi itu atas kehendak-Nya.

(A bu Bakar Zubaidi, 2012)

PERNYATAAN

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : **Abu Bakar Zubaidi**

NIM : **061910101137**

menyatakan dengan sesungguhnya bahwa karya tulis yang berjudul: “Analisa Perancangan Bejana Tekan (*Shell Thickness, Nozzle Neck*) Pada *Shell And Tube Heat Exchanger* Tipe BEM” adalah benar-benar hasil karya sendiri, kecuali jika disebutkan sumbernya dan belum pernah diajukan pada institusi manapun, serta bukan karya jiplakan. Saya bertanggung jawab atas keabsahan dan kebenaran isinya sesuai dengan sikap ilmiah yang harus dijunjung tinggi.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya, tanpa adanya tekanan dan paksaan dari pihak manapun serta bersedia mendapat sanksi akademik jika ternyata di kemudian hari pernyataan ini tidak benar.

Jember, Februari 2012

Yang menyatakan,

Abu Bakar Zubaidi
NIM 061910101137

SKRIPSI

ANALISIS PERANCANGAN BEJANA TEKAN (*Shell thicknes, Nozzle neck*) PADA *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* TIPE BEM

Oleh

ABU BAKAR ZUBAIDI
NIM 061910101137

Pembimbing

Dosen Pembimbing Utama : Ir. Digdo Listyadi S . M.Sc.

Dosen Pembimbing Anggota : Andi Sanata S.T.,M.T.

PENGESAHAN

Skripsi berjudul "**Analisa Perancangan Bejana Tekan (*Shell thickness, Nozzle neck*) Pada *Shell And Tube Heat Exchanger Tipe BEM***" telah diuji dan disahkan oleh Fakultas Teknik Universitas Jember pada:

hari :

tanggal:

tempat : Fakultas Teknik Universitas Jember

Tim penguji

Ketua,

Sekretaris,

Ir. Digdo Listyadi S., M.Sc.
NIP 19680617 199501 1 001

Andi Sanata S.T.,M.T.
NIP 19750502 200112 1 001

Anggota I,

Anggota II,

Aris Zainul Muttaqin.,S.T., M.T
NIP. 19681207 199512 1 002

Hary Sutjahyono.,S.T., M.T
NIP. 19681205 199702 1 002

Mengesahkan

Dekan Fakultas Teknik,

Ir. Widyono Hadi, M.T.
NIP 19610414 198902 1 001

SUMMARY

Design Analysis (Shell Thickness, Nozzle Neck) in BEM Type Shell and Tube Heat Exchanger; Abu Bakar Zubaidi, 061910101137; 2012; 81 page; Mechanical Engineering; Faculty of Engineer; University Jember.

As the name implies Heat exchanger, Heat (hot) and exchanger. Heat Exchanger is a vessel which serves to transfer heat from one fluid to another fluid phase either one or many phases. One type of heat exchanger is a shell and tube type,

This type of shell and tube itself has many models and types, one type of BEM (TEMA). BEM type has a simple design and not too complicated when compared with other type exchanger.

In general, engineering design using standards as the basis for the analysis of the design calculations in the design process. Although in fact the standard can not be said to be a real source in doing the design of equipment.

Thus it is necessary for comparison between fundamental analysis with the mechanical design. It is used to find out how much the level of security and efficiency are given on the method of fundamental analysis and mechanical design.

In the process of comparison (Comparing) mechanical design with fundamental analysis, the comparison includes the value of the thickness, longitudinal stress, tangential stress, and the accretion radius due to deflection that occurs on parts of the BEM type heat exchanger in both the operating pressure conditions (pressure operation) and on the conditions design pressure (design pressure)

From the design results are calculated the average difference in thickness values at design conditions is 0.176 in. and at the operating condition is 0.131 ins. Percentage increase in value of the thickness of the mechanical design of the fundamentals of design at the design condition is 43% and at operating conditions is 38%.

The average value of the percentage of longitudinal stress values (the design pressure) in new condition which is 29% and the corroded condition of 48%. At the time of the operation pressure, the average percentage of the value of longitudinal stress on the new conditions of 16% and the corroded condition of 49%.

An increase in the value of the tangential stress on the mechanical design of the fundamental design (design pressure conditions), the average increase in value of the tangential stress on the new conditions at 29% and 51% corroded condition. Similarly, when the operation conditions of pressure, an increase in the value of the tangential stress on the mechanical design of the fundamental design, the average increase in value of the tangential stress on the new conditions of 17% and 52% in the corroded condition.

Percentage of value-added radius due to deflection at the mechanical design of the fundamental design (on the condition of design pressure) is the new events on the condition of 27% and 25% corrosion. While on the operation conditions of pressure, the percentage of value-added radius due to deflection at the mechanical design of the fundamental design of the new conditions of 11% and the old conditions of 36%.

Keyword: *Heat exchanger BEM type, Shell thickness, Longitudinal stress, Tangential stress, Radial growth.*

RINGKASAN

Analisa Perancangan Bejana Tekan (*Shell thickness,, Nozzle neck*) Pada *Shell And Tube Heat Exchanger* Tipe BEM; Abu Bakar Zubaidi, 061910101137; 2012; 81 halaman; Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember.

Sesuai dengan namanya *Heat exchanger*, *Heat* (panas) dan *Exchanger* (penukar). *Heat Exchanger* adalah alat penukar panas yang berfungsi mentransfer panas dari fluida satu ke fluida lainnya baik satu fasa maupun banyak fasa. Salah satu tipe dari *heat exchanger* adalah tipe *shell and tube*,

Tipe *shell and tube* sendiri mempunyai banyak model dan tipe, salah satunya tipe BEM (TEMA). Tipe BEM ini mempunyai desain yang sederhana dan tidak terlalu rumit bila dibandingkan dengan *Exchanger* tipe lainnya.

Pada umumnya *engineering design* menggunakan standar sebagai dasar analisis perhitungan dalam proses perancangan desain. Walaupun pada kenyataannya standar belum dapat dikatakan sebagai sumber yang riil dalam melakukan suatu perancangan *equipment*.

Maka dari itu perlu dilakukan perbandingan antara analisis fundamental dengan mekanikal desain. Hal ini digunakan untuk mengetahui seberapa besar tingkat keamanan dan efisien yang diberikan pada metode analisa fundamental dan mekanikal desain.

Dalam proses perbandingan (*comparing*) mekanikal desain dengan analisa fundamental, perbandingan meliputi nilai ketebalan, tegangan longitudinal, tegangan tangensial, serta pertambahan radius akibat defleksi yang terjadi pada bagian-bagian *heat exchanger* tipe BEM baik pada kondisi tekanan operasi (*operation pressure*) maupun pada kondisi tekanan desain (*design pressure*)

Dari hasil desain yang dikalkulasikan rata-rata selisih nilai ketebalan pada kondisi desain adalah 0,176 in dan pada saat kondisi operasi adalah 0,131 in.

Persentase kenaikan nilai ketebalan mekanikal desain terhadap fundamental desain pada kondisi desain adalah 43% dan pada saat kondisi operasi adalah 38%.

Nilai rata-rata persentase nilai tegangan longitudinal (kondisi *design pressure*) pada kondisi baru yaitu 29% dan pada kondisi terkorosi yaitu 48%. Pada saat kondisi *operation pressure*, rata-rata persentase nilai tegangan longitudinal pada kondisi baru yaitu 16% dan pada kondisi terkorosi yaitu 49%.

Terjadi kenaikan nilai tegangan tangensial pada mekanikal desain terhadap fundamental desain (kondisi *design pressure*), rata-rata kenaikan nilai tegangan tangensial pada kondisi baru 29% dan pada kondisi terkorosi 51%. Begitu pula dengan pada saat kondisi *operation pressure*, terjadi kenaikan nilai tegangan tangensial pada mekanikal desain terhadap fundamental desain, rata-rata kenaikan nilai tegangan tangensial pada kondisi baru 17% dan pada kondisi terkorosi 52%.

Persentase nilai pertambahan radius akibat defleksi pada mekanikal desain terhadap fundamental desain (pada kondisi *design pressure*) yaitu pada kondisi baru 27% dan pada kondisi terkorosi 25%. Sedangkan pada kondisi *operation pressure*, persentase nilai pertambahan radius akibat defleksi pada mekanikal desain terhadap fundamental desain yaitu pada kondisi baru 11% dan pada kondisi lama sebesar 36%.

Kata Kunci: Alat Penukar Panas tipe BEM, Ketebalan Shell, Tegangan Longitudinal, Tegangan Tangensial, Pertambahan Radius.

KATA PENGANTAR

Segala puji penulis panjatkan kepada Allah SWT karena atas segala rahmat dan karunia-Nya penulis dapat menyelesaikan penelitian ini. Shalawat dan semoga tetap tercurah atas junjungan besar nabi Muhammad SAW yang selalu menjadi pedoman dalam setiap gerak langkah hidup kita.

Penelitian yang diberi judul “Analisa Perancangan Bejana Tekan Tekan (*Shell Thickness, Nozzle Neck*) Pada *Shell And Tube Heat Exchanger* Tipe BEM” ini disusun untuk memenuhi syarat dalam menyelesaikan pendidikan strata satu (S1) pada Jurusan Teknik Mesin, Program Studi Teknik, Universitas Jember.

Penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada seluruh pihak yang telah memberikan bimbingan, dukungan, dan arahan kepada penulis selama penyusunan laporan, khususnya kepada :

1. Allah SWT, karena dengan karunia dan hidayah-Nya penulis dapat menyelesaikan Skripsi ini;
2. Ayah, Ibu, sekeluarga. Terima kasih atas semua cinta, kasih sayang, pengorbanan, perhatian, doa, motivasi dan bimbingan kalian;
3. Bapak Ir Digdo Listyadi M.sc, selaku pembimbing utama;
4. Bapak Andi Sanata S.T.,M.T, selaku pembimbing anggota; dan juga selaku dosen pembimbing akademik
5. Bapak Shodik, selaku pembimbing lapangan PT. Aweco Indosteel Perkasa;
6. Segenap dosen, staf dan karyawan Jurusan Teknik Mesin pada khususnya dan staf dan karyawan Fakultas Teknik pada umumnya serta semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu per satu;
7. Sdr. Alifia Rahman dan Iyus Suriyanto, selaku senior yang selalu memberikan bimbingan dan motivasi untuk terselesaikannya skripsi ini;
8. Teman-teman seperjuanganku d’Black Engine 2006, terima kasih atas motivasi dan do’a yang kalian berikan;

Penulis menyadari sebagai manusia yang tak luput dari kesalahan dan kekurangan oleh karena itu kritik atau saran yang bersifat membangun sangat penulis harapkan demi kesempurnaan skripsi atau penelitian berikutnya. Semoga penelitian ini dapat bermanfaat, khususnya bagi penulis pribadi dan perusahaan tempat penulis melakukan penelitian.

Jember, Februari 2012

Penulis

DAFTAR ISI

	Halaman
HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PERSEMBAHAN	ii
HALAMAN MOTTO	iii
HALAMAN PERNYATAAN	iv
HALAMAN PEMBIMBINGAN	v
HALAMAN PENGESAHAN.....	vi
SUMMARY	vii
RINGKASAN	ix
KATA PENGANTAR	xi
DAFTAR ISI	xiii
DAFTAR TABEL	xvii
DAFTAR GAMBAR	xix
DAFTAR LAMPIRAN	xxi
1. PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang Masalah.....	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Manfaat Penelitian	4
2. TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Definisi Umum	5
2.2 Jenis dan Tipe <i>Heat Exchanger</i>	5
2.3 <i>Shell & Tube Heat Exchanger</i>	6
2.3.1 Lingkup Standar	6
2.3.2 <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i> Ukuran dan Penentuan Tipe.....	6

2.3.3	Struktur <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i>	9
2.3.4	Seleksi <i>Shell & Tube Heat Exchanger</i>	10
2.3.5	Aplikasi <i>Shell & Tube Heat Exchanger</i>	13
2.3.6	Keunggulan <i>Shell & Tube Heat Exchanger</i>	13
2.3.7	Komponen Bejana Tekan yang Dianalisis	13
2.4	Elastisitas	14
2.5	Tarikan Dan Tekanan	14
2.5.1	Pembebanan Batang Secara Aksial.....	14
2.5.2	Tegangan Normal.....	15
2.5.3	Regangan Normal.....	16
2.5.4	Kurva Tegangan-Regangan.....	16
2.5.5	Komponen Kurva Tegangan-Regangan	17
2.5.6	Bahan Liat (<i>Ductile</i>) dan Bahan Rapuh (<i>Brittle</i>)	18
2.5.7	Hukum Hooke	18
2.5.8	Batas Elastis (<i>Elastic Limit</i>).....	18
2.5.9	Selang Elastis Dan Plastis (<i>Elastic And Plastic Ranges</i>).....	19
2.6	Modulus Elastisitas	19
2.6.1	Modulus Young.....	19
2.6.2	Modulus Volume(Bulk)	20
2.6.3	Modulus Keuletan (<i>Modulus Of Resilence</i>)	20
2.6.4	Modulus Kekerasan (<i>Modulus Of Toughness</i>).....	20
2.6.5	Modulus Tangen	21
2.6.6	Modulus Spesifik	21
2.7	Tegangan & Regangan.....	21
2.7.1	Tegangan (<i>Stress</i>).....	21
2.7.2	Regangan (<i>Strain</i>)	22
2.7.3	Rasio Poisson	23
2.7.4	Hubungan <i>Stress</i> dan <i>Strain</i>	23

2.8	Analisis Fundamental Bejana Tekan.....	25
2.8.1	Membran Stress Analisis yang Diakibatkan <i>Uniform Internal Pressure</i>	29
2.8.2	Analisis Pertambahan Radius Bejana Tekan Akibat Defleksi (et).....	36
2.9	Analisis Fundamental <i>Cylindrical Shell</i>	38
2.9.1	Analisis Tegangan Longitudinal pada Bejana Tekan Silinder.....	39
2.9.2	Analisis Tegangan Tangensial pada Bejana Tekan Silinder.....	40
2.9.3	Analisis Ketebalan (<i>Thickness</i>) Yang Dibutuhkan Bejana Tekan Silinder.....	41
2.9.4	Analisis Pertambahan Radius Bejana Tekan Silinder Akibat Defleksi (et).....	42
2.10	Analisis Fundamental <i>Semiellipsoidal Heads 2:1</i>	42
2.10.1	Analisis Tegangan Longitudinal pada Bejana Tekan <i>Semiellipsoidal 2 : 1</i>	43
2.10.2	Analisis Tegangan Tangensial pada Bejana Tekan <i>Semiellipsoidal 2 : 1</i>	45
2.10.3	Analisis Ketebalan yang Dibutuhkan Bejana Tekan <i>Semiellipsoidal 2 : 1</i>	47
2.10.4	Analisis Pertambahan Radius Bejana Tekan Silinder Akibat Defleksi (et).....	48
2.11	Analisis Fundamental Bejana Tekan <i>Conical</i>	48
2.11.1	Analisis Tegangan Longitudinal pada Bejana Tekan <i>Conical</i>	49
2.11.2	Analisis Tegangan Tangensial pada Bejana Tekan <i>Conical</i>	50
2.11.3	Analisis Ketebalan (<i>Thickness</i>) yang Dibutuhkan Bejana Tekan Silinder.....	50
2.11.4	Analisis Pertambahan Radius Bejana Tekan Silinder Akibat Defleksi (et).....	51

2.12 Mekanikal Desain	51
2.13 Tekanan Internal.....	55
2.14 Efisiensi Sambungan	56
2.15 Tekanan Uji.....	57
2.16 Pemilihan Material	57
2.16.1 <i>Noncorrosive Service</i>	58
2.16.2 <i>Corrosive Service</i>	60
3. METODOLOGI PENELITIAN.....	61
3.1 Waktu dan Tempat Penelitian	61
3.2 Langkah-langkah Penelitian.....	61
3.3 Diagram Alir Penelitian	62
3.4 Penyajian Analisis Data	63
4. HASIL DAN PEMBAHASAN.....	64
4.1 Pemilihan bahan.....	65
4.2 Ketebalan.....	65
4.3 Tegangan Longitudinal	68
4.4 Tegangan Tangensial	71
4.5 Pertambahan Radius (<i>Radial Growth</i>)	75
5. KESIMPULAN DAN SARAN.....	79
5.1 Kesimpulan	79
5.3 Saran.....	80
DAFTAR PUSTAKA	81
LAMPIRAN.....	82

DAFTAR TABEL

		Halaman
Tabel 2.1	Klasifikasi <i>performance shell & tube heat exchanger</i>	8
Tabel 2.2	Spesifikasi <i>stationary head</i>	10
Tabel 2.3	Spesifikasi <i>shell side</i>	11
Tabel 2.4	Spesifikasi <i>rear head side</i>	12
Tabel 2.5	Komponen yang dianalisis pada <i>shell & tube heat exchanger</i> tipe BEM.....	13
Tabel 2.6	Efisiensi sambungan.....	56
Tabel 2.7	Klasifikasi seleksi material <i>noncorrosive service</i>	58
Tabel 2.8	Jenis material <i>cladding</i>	60
Tabel 4.1	Pemilihan Bahan Bejana Tekan tipe BEM	65
Tabel 4.2	Hasil Kalkulasi Ketebalan (<i>Design Pressure</i>).....	66
Tabel 4.3	Hasil Kalkulasi Ketebalan (<i>Operation Pressure</i>)	66
Tabel 4.4	Perbandingan Teg. Longitudinal Kondisi Baru (<i>Design Pressure</i>).....	68
Tabel 4.5	Perbandingan Teg. Longitudinal Kondisi Lama (<i>Design Pressure</i>).....	69
Tabel 4.6	Perbandingan Tegangan Longitudinal Kondisi Baru (<i>Operation Pressure</i>)	69
Tabel 4.7	Perbandingan Tegangan Longitudinal Kondisi lama (<i>Operation Pressure</i>)	70
Tabel 4.8	Perbandingan Tegangan Tangensial Kondisi Baru (<i>Design Pressure</i>)..	72
Tabel 4.9	Perbandingan Tegangan Tangensial Kondisi Lama (<i>Design Pressure</i>)	73
Tabel 4.10	Perbandingan Tegangan Tangensial Kondisi baru (<i>Operation Pressure</i>)	73
Tabel 4.11	Perbandingan Tegangan Tangensial Kondisi lama (<i>Operation Pressure</i>)	74
Tabel 4.12	Perbandingan Pertambahan Radius Kondisi Baru (<i>Design Pressure</i>)...	76

Tabel 4.13	Perbandingan Pertambahan Radius Kondisi lama (<i>Design Pressure</i>)... 76
Tabel 4.14	Perbandingan Pertambahan Radius Kondisi Baru (<i>Operation Pressure</i>) 77
Tabel 4.15	Perbandingan Pertambahan Radius Kondisi Lama (<i>Operation Pressure</i>) 77

DAFTAR GAMBAR

	hal
Gambar 2.1 Penentuan Tipe <i>Shell & Tube Heat Exchanger</i>	7
Gambar 2.2 Standar Bentuk <i>Heat Exchanger Tipe BEM (TEMA)</i>	9
Gambar 2.3 Pembebanan Batang Secara Aksial.....	15
Gambar 2.4 Kurva Tegangan-Regangan.....	17
Gambar 2.5 Tegangan Normal Pada Bidang Deferensial Pada Balok.....	21
Gambar 2.6 Pemodelan Macam-Macam Kondisi Stress	22
Gambar 2.7 Pemodelan Kondisi Regangan	22
Gambar 2.8 Geometrikal Dasar Analisis	26
Gambar 2.9 Deferensial Bidang abcd pada Bejana Tekan.....	26
Gambar 2.10 Tegangan yang Terjadi Akibat <i>General Load</i> (P_x , P_y , Dan PR).....	27
Gambar 2.11 Elemen-Elemen Gaya yang Mewakili Kondisi Reaksi Pada Bejana Tekan Deferensial Bidang Pada Sumbu x,y,z.....	29
Gambar 2.12 Juring yang Terbentuk dari Curve pada Bidang deferensial.....	31
Gambar 2.13 Analisa Resultan Tegangan Longitudinal	32
Gambar 2.14 Analisa Resultan Tegangan Tangensial	33
Gambar 2.15 Bidang Longitudinal Bejana Tekan	34
Gambar 2.16 Tegangan pada Bidang Longitudinal Bejana Tekan	35
Gambar 2.17 Sebuah Elemen yang Mengalami Tegangan Normal Pada Sumbu (x,y,z).....	37
Gambar 2.18 Pemodelan Pertambahan Nilai Radius pada Bejana Tekan dengan Arah Sumbu (x,z).....	38
Gambar 2.19 Tegangan yang Terjadi pada Bejana Tekan Silinder ($R_L = R$, $R = R_t$).....	39
Gambar 2.20 Pemodelan Gaya yang Bekerja pada Bejana Tekan Silinder (Bidang Longitudinal).....	40

Gambar 2.21	Geometrikal Elipsoidal 2 : 1 dan Kondisi Kerja yang Terjadi (Dimana, $R_a = R_t \sin \theta$)	43
Gambar 2.22	Pemodelan Tegangan yang Bekerja pada <i>Semielipsodial</i> 2 : 1.....	44
Gambar 2.23	Geometrikal Bejana Tekan <i>Conical</i> dan Tegangan yang Terjadi	49
Gambar 2.24	Bagan Alur Desain <i>Nozzle Neck</i> (ASME UG 45 (b) & ANSI B36 10M)	54

DAFTAR LAMPIRAN

	Halaman
Lampiran A	Kalkulasi Ketebalan Bejana Tekan (Mekanikal Desain) 82
Lampiran B	Kalkulasi Ketebalan Bejana Tekan (Fundamentall Desain) 103
Lampiran C	Kalkulasi Tegangan Longitudinal 118
Lampiran D	Kalkulasi TeganganTangensial 138
Lampiran E	Kalkulasi Pertambahan Radius Akibat Defleksi pada Part Bejana Tekan (Mekanikal) 157
Lampiran F	Kalkulasi Pertambahan Radius Akibat Defleksi pada Part Bejana Tekan (Fundamental) 166
Lampiran G	Gambar 173
Lampiran H	Data Sheet 174
Lampiran I	Dimensi dan Berat Pipa..... 176
Lampiran J	Join Efisiensi (<i>ASME VIII div-1</i>)..... 183
Lampiran K	Material 185

BAB 1. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Sesuai dengan namanya *Heat exchanger*, *Heat* (panas) dan *Exchanger* (penukar). Heat Exchanger adalah alat penukar panas yang berfungsi mentransfer panas dari fluida satu ke fluida lainnya baik satu fasa maupun banyak fasa. Salah satu tipe dari *heat exchanger* adalah tipe *shell and tube*, tipe ini memiliki bentuk yang tidak rumit dan paling sederhana sehingga memudahkan dalam proses *maintenance*. Hal inilah yang menyebabkan *Heat Exchanger* tipe *shell and tube* merupakan *Heat Exchanger* yang banyak digunakan di industri-industri bila dibandingkan dengan *Heat Exchanger* lainnya.

Tipe *shell and tube* sendiri mempunyai banyak model dan tipe, salah satunya tipe BEM (TEMA). Atau dengan kata lain bahwa alat penukar kalor ini terdiri dari bagian :

1. B = *Type front head* dari alat penukar kalor
2. E = *Type shell* dari alat penukar kalor
3. M = *Type Rear end head* dari alat penukar kalor

Beberapa Keuntungan dari *heat exchanger* tipe BEM adalah:

1. Biaya lebih murah bila dibandingkan dengan *Heat exchanger* tipe lainnya
2. Dapat menyediakan transfer permukaan panas maksimum (*Maximum Heat Transfer Surface*) yang diberikan oleh *shell and tube*.
3. Menyediakan susunan *multi tube pass*

Sedangkan kelemahan dari Heat exchanger tipe BEM adalah:

1. Bagian sisi shell hanya bisa dibersihkan dengan bahan kimia
2. Tidak ada ketentuan yang pasti untuk perluasan perbedaan panas antara Shell dan Tube

Spesifikasi *equipment* ini dapat digunakan dalam banyak kondisi. Selain itu penyebab utama *equipment* ini sering digunakan adalah dari segi perawatan yang lebih dapat dikontrol.

Pada umumnya *engineering design* menggunakan standar sebagai dasar analisis perhitungan dalam proses perancangan desain. Walaupun pada kenyataannya standar belum dapat dikatakan sebagai sumber yang riil dalam melakukan suatu perancangan *equipment*, karena tidak menunjukkan kondisi kerja sebenarnya dari peralatan yang dirancang. Banyak sekali *allowance* yang digunakan sebagai faktor keamanan, tetapi tidak dihitung seberapa efisienkah terhadap kondisi kerja peralatan. Khususnya pada *equipment* bejana tekan (dengan standar ASME) tidak ditunjukkan nilai keamanan yang diberikan dari kondisi kerja *equipment*, sehingga pengguna tidak memahami seberapa besarkah tingkat keamanan yang diberikan dari perancangan *equipment*. Untuk mengetahui kondisi kerja sebenarnya kita harus melakukan analisa fundamental. Dari analisa fundamental yang dilakukan maka kita dapat mengetahui seberapa besar nilai tepat guna dari suatu alat (dalam hal ini adalah bejana tekan pada alat penukar kalor tipe BEM).

Dari uraian di atas maka perlulah dilakukan penelitian mengenai “**ANALISIS PERANCANGAN BEJANA TEKAN (*Shell thicknes, Nozzle neck*) PADA SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER TIPE BEM**”. Sehingga dapat berguna untuk ditulis sebagai pedoman dan panduan khususnya untuk pengajar dan mahasiswa jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember.

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang, maka perumusan masalah dapat dirumuskan sebagai berikut:

1. Bagaimana perbandingan perancangan ketebalan *parts* bejana tekan (*shell thicknes*, dan *nozzle neck*) pada *equipment heat exchanger* tipe BEM dengan menggunakan fundamental desain dan mekanikal desain.

2. Bagaimana pengaruh tegangan longitudinal & tangensial yang terjadi pada *parts* bejana tekan yang didesain menggunakan fundamental desain dan mekanikal desain pada *equipment heat exchanger* tipe BEM.
3. Bagaimana pertambahan radius akibat defleksi (*radius growth*) yang terjadi pada *parts* bejana tekan yang didesain menggunakan fundamental desain dan mekanikal desain pada *equipment heat exchanger* tipe BEM.

1.3 Batasan Masalah

Untuk memperjelas perumusan masalah maka:

1. Bahasan adalah part *shell & tube* heat exchanger tipe BEM yang dianalisa.
2. Standar desain yang dipakai adalah ASME dan TEMA.
3. Tidak membahas proses dan *equipment* lain yang terintegrasi dengan *equipment* yang didesain.
4. Standar material yang digunakan adalah ASME sec. II part-D Customary.
5. Dalam penelitian ini tidak melakukan pengujian terhadap *equipment* secara langsung.

1.4 Tujuan Penelitian

1. Mengetahui hasil analisa fundamental (*membrane shell analysis*) dari *part* bejana tekan pada alat penukar kalor (*heat exchanger*) *shell & tube* tipe BEM.
2. Mengetahui tahapan perancangan dengan menggunakan analisa mekanikal desain dari *part* bejana tekan yang akan dianalisis pada *heat exchanger* tipe BEM.
3. Mengetahui perbandingan antara desain berdasarkan analisis fundamental dan mekanikal desain.

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat dari penelitian ini adalah :

1. Sebagai bahan masukan dan pertimbangan bagi perusahaan dalam konstruksi desain *Shell & tube* heat exchanger tipe BEM.
2. Menjadikan penelitian ini sebagai bahan referensi, pandangan bagi pihak lain yang ingin mendesain dan mengadakan penelitian dalam bidang yang sama.

BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Definisi Umum

Heat exchanger merupakan alat yang berfungsi untuk mentransfer panas dari media satu ke media lain khususnya untuk media fluida, baik satu fasa maupun banyak fasa. Salah satu tipe dari *heat exchanger* adalah tipe *shell and tube*, tipe ini banyak sekali digunakan di industri-industri yang membutuhkan *equipment heat exchanger*

2.2. Jenis dan Tipe *Heat Exchanger*

Tipe-tipe dari *heat exchanger* diklasifikasikan menurut cara dari penukaran kalornya dan masing-masing tipe sendiri terdiri dari banyak tipe-tipe lagi sesuai dengan jenis bagiannya.

Macam-macam tipe *heat exchanger* antara lain sebagai berikut:

- *Shell and tube heat exchanger*
- *Plate heat exchanger*
- *Adiabatic wheel heat exchanger*
- *Plate fin heat exchanger*
- *Fluid heat exchangers*
- *Waste heat recovery units*
- *Dynamic scraped surface heat exchanger*
- *Phase-change heat exchangers*

2.3.Shell & Tube Heat Exchanger

2.3.1 Lingkup Standar

a. TEMA (*Tubular Exchanger Manufacture Association*)

TEMA adalah standar desain untuk *shell & tube heat exchanger* dimana dengan spesifikasi dasar, *inside diameter* kurang dari 60 in (1524 mm) dan *pressure drop* 3000 Psi (210,9 kg/cm²).

Terdapat tiga kelas dalam TEMA antara lain sebagai berikut:

- TEMA kelas “R”
Digunakan secara umum pada *petroleum and related processing applications*.
- TEMA kelas “C”
Digunakan secara umum pada *commercial and general process application*.
- TEMA kelas “B”
Digunakan secara umum pada *chemical process service*.

b. ASME

- ASME Sec VIII div 1
ASME Sec VIII merupakan standar kalkulasi spesifikasi bejana tekan.
- ASME Sec II part D customary
ASME Sec II part D customary merupakan standar material yang digunakan untuk bejana tekan.



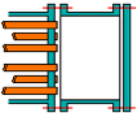


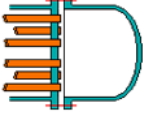
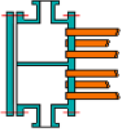

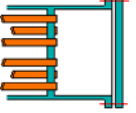
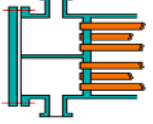
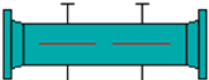
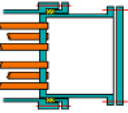
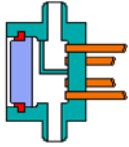

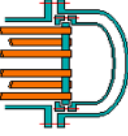

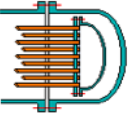
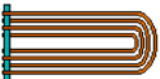
2.3.2 *Shell and tubeheat Exchanger* ukuran dan penentuan tipe

Ukuran

Secara umum ukuran (*size*) dari *heat exchanger* diinformasikan dari diameter dalam shell dan panjang tube.

Tipe

Penentuan tipe ditentukan dari jenis *stationary head, shell, rear head* (TEMA).

Front End Stationary Head		Shell Type	Rear End Stationary Head		
A	 CHANNEL AND REMOVABLE COVER	E	 ONE PASS SHELL	L	 FIXED TUBESHEET, LIKE 'A' STATIONARY HEAD
B	 BONNET (INTEGRAL COVER)	F	 TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	M	 FIXED TUBESHEET, LIKE 'B' STATIONARY HEAD
C	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER	G	 SPLIT FLOW	N	 FIXED TUBESHEET, LIKE 'C' STATIONARY HEAD
C	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER	H	 DOUBLE SPLIT FLOW	P	 OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
D	 SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	J	 DIVIDED FLOW	S	 FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE (SPLIT RING)
		K	 KETTLE TYPE REBOILER	T	 PULL THROUGH FLOATING HEAD
				U	 U-TUBE BUNDLE

(TEMA 8th : 2)Gambar 2.1 Penentuan Tipe *Shell & Tube* Heat Exchanger

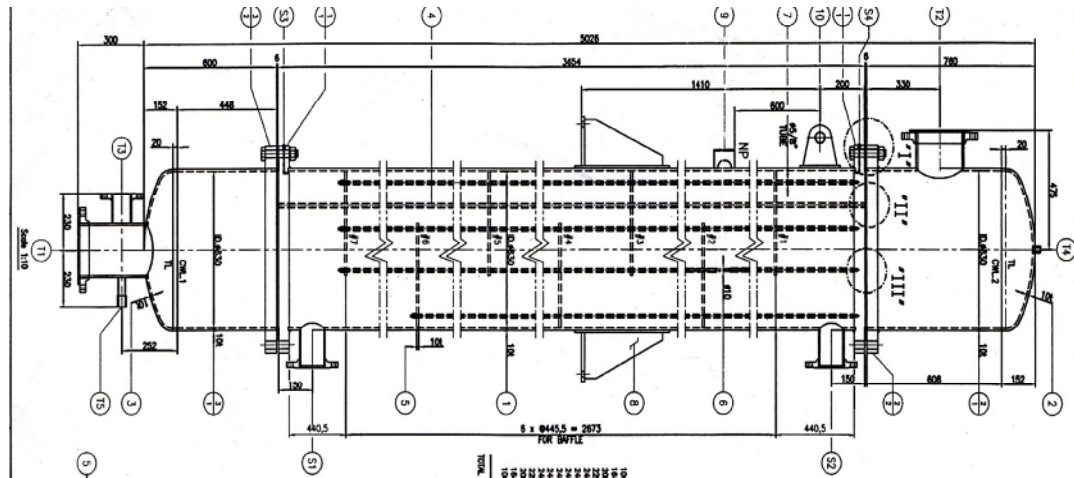
Dari Gambar 2.1 bagian proses akan memilih jenis *heat exchanger* yang sesuai dengan sistem yang direncanakan, dimana salah satu pertimbangan pemilihan tipe *heat exchanger* ditampilkan sebagai berikut:

Tabel 2.1 Klasifikasi *performance shell & tube heat exchanger*

Typical TEMA type heat exchanger	Discription of TEMA type heat exchanger	Removable tube bundle	Tube can be cleaned internally by rodding	Non-hazardous liquids dan gasses bellow 40 bar		Non-hazardous liquids dan gasses bellow 40 bar	hazardous liquids dan gasses	No-gasket contact with process	Ability to resist termal shock
				Below 190° C	Above 190° C				
AEW BEW	Externaly sealed Roofing tube sheet	Yes	Yes	Yes	No	No	No	No	No
AEP BEP	Outside packing floating head	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	No	No	No
AEL BEM	Fixed tube sheet	No	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	No
NEN	Fixed tube sheet, channel integral with tube sheet	No	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	No
AEU BEU	U tube	No	No	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	No
AET BET	Pull-trough floating head	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	No	Yes
BES BET	Floating head with backing device	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	No	Yes

2.3.3 Struktur *Shell and Tube Heat Exchanger*

Secara umum struktur *shell and tube heat exchanger* adalah sebagai berikut.



Gambar 2.2 Standar Bentuk *Heat Exchanger Tipe BEM(TEMA)*.

Pada Gambar 2.2 ditunjukkan struktur standar *shell and tube heat exchanger* tipe BEM (TEMA 8th : 2). Dalam hal ini bagian yang berbeda dan sangat berpengaruh terhadap dasar pemilihan tipe adalah pada bagian *rear head*, yaitu tipe M (Fixed Tubesheet).

Ada beberapa komponen dasar dari *shell and tube heat exchanger* antara lain sebagai berikut:

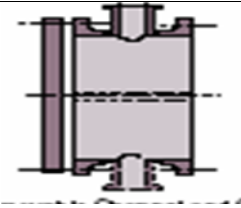
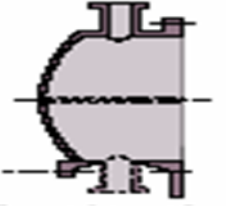
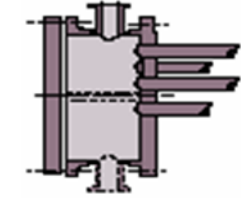
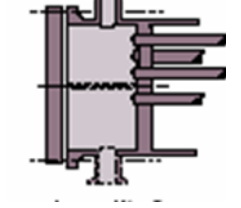
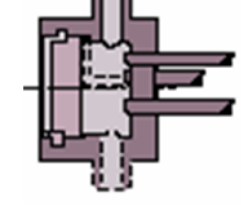
- Shell
- Shell cover (penutup shell)
- Tube
- Channel
- Channel cover (penutup channel)
- Tubesheet
- Baffles
- Nozzle

2.3.4 Seleksi Shell & Tube Heat Exchanger

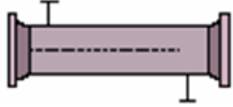
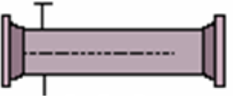
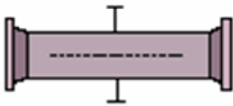
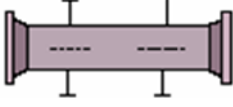
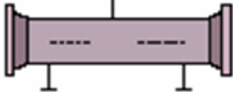
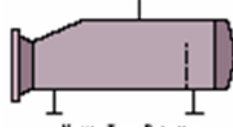
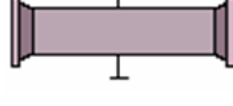
Tipe-tipe dari *shell & tube heat exchanger* secara umum dapat dispesifikasikan sesuai kondisi proses yang dilayani.

a) *Stationary head*

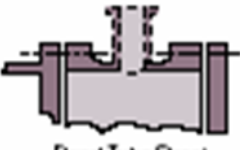
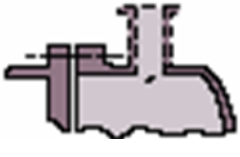
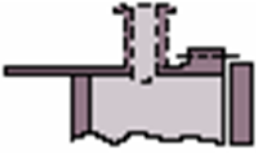
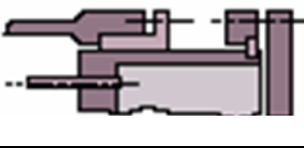


Tabel 2.2 Spesifikasi *stationary head*

TIPE	BENTUK	KETERANGAN
A		Secara umum digunakan untuk fasilitas <i>maintanance</i> pada bagian tubeside fouling service. <i>Cost</i> lebih tinggi dari pada tipe "B"
B		Secara umum digunakan pada tekanan tinggi, <i>flammable</i> atau <i>toxic fluid service</i> . <i>Cost</i> lebih rendah jika dibandingkan dengan tipe lain.
C		<i>Cost</i> lebih tinggi daripada tipe A atau tipe B <i>Tube side cleaning</i> sama dengan tipe A.
N		Sama dengan tipe C, tetapi <i>cost</i> lebih tinggi daripada tipe C.
D		Digunakan untuk <i>high pressure service</i> , desain pressure lebih besar dari 80 kg/cm ²

b) *Shell side*Tabel 2.3 Spesifikasi *shell side*

TIPE	BENTUK	KETERANGAN
E		Digunakan secara luas, dan secara umum digunakan pada industri <i>Baffle</i> dapat berupa horizontal <i>baffle</i> atau longitudinal <i>baffle</i> maupun vertikal <i>baffle</i> .
F		Digunakan untuk menanggulangi <i>counter current flow</i>
G		Aliran dipecah menjadi dua, oleh longitudinal <i>baffle</i> atau horizontal <i>baffle</i> .
H		Dua <i>inlet nozzle</i> dan dua <i>outlet nozzle</i> dengan aliran pecah.
J		Umumnya digunakan untuk menghasilkan P yang lebih rendah.
K		Digunakan untuk kapasitas besar dengan fungsi memisahkan uap dengan fluida.
X		Digunakan untuk kondisi kerja yang diharuskan aliran yang terjadi <i>cross</i> terhadap <i>tube</i> .

c) *Rear head side*Tabel 2.4 Spesifikasi *rear head side*

TIPE	BENTUK	KETERANGAN
L		Secara umum digunakan untuk <i>head</i> tipe A dengan aliran searah pada <i>tube side</i> .
M		Secara umum digunakan untuk <i>head</i> tipe B dengan aliran searah pada <i>tube side</i>
N		Secara umum digunakan untuk <i>head</i> tipe N dengan aliran searah pada <i>tube side</i>
P		Digunakan pada kondisi temperatur rendah dengan kondisi kerja non-korosif <i>service</i> .
S		<i>Rear head</i> berupa <i>floating head</i> dengan <i>backing device</i> agar bagian <i>tubesheet</i> mempunyai umur pakai yang lebih lama. Dapat digunakan pada kondisi tekanan dan temperatur yang tinggi.
T		<i>Rear head</i> berupa <i>floating head</i> . Dapat digunakan pada kondisi tekanan dan temperatur yang tinggi. Dengan <i>geometrical floating head</i> adalah <i>hemispherical</i> .

Dari keterangan untuk setiap jenis tipe mulai dari *stationary head, shell side*, dan *rear head side* diatas maka kita tahu secara umum dasar pemilihan *heat exchanger* tipe BEM yang dilakukan pada saat proses desain.

2.3.5 Aplikasi *Shell & Tube Heat Exchanger*

Shell & tube Heat Exchanger biasanya digunakan lebih luas pada industri dengan sistem produksi industri melibatkan proses kimia, khususnya pada industri penyulingan, karena banyak sekali keuntungan yang dapat dihasilkan dalam penggunaan *heat exchanger* tipe *shell & tube*. Untuk standar konstruksi dan penggunaan *heat exchanger* penulis menggunakan standar TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*), selain itu penulis juga menggunakan standar ASME untuk pemilihan bahan dan kalkulasi bejana tekan.

2.3.6 Keunggulan *Shell & Tube Heat Exchanger*

Ada beberapa keuntungan dari *Shell & tube heat exchanger*:

1. Kondensasi atau *boiling heat transfer*. Dapat dengan mudah diakomodasikan dari *Shell* dan *Tube Heat Exchanger*.
2. *Pressure Drop* dapat divariasikan sesuai dengan kapasitas *heat exchanger*.
3. *Thermal stress* dapat ditekan
4. Pemilihan bahan atau pemilihan material dapat divariasikan.
5. Untuk meningkatkan *heat transfer* maka dapat digunakan *fins* (sirip) pada *Tube*.
6. Perawatan lebih relatif lebih mudah karena dapat di bongkar-pasang.

2.3.7 Komponen Bejana Tekan yang Dianalisis

Komponen bejana tekan yang akan dianalisis:

Tabel 2.5 Komponen yang dianalisis pada *shell & tube heat exchanger* tipe BEM.

Part	Name Part	Description
1	Shell	Shell
2	Nozzle (T1)	Inlet
3	Nozzle (T2)	Outlet
4	Nozzle (T3)	Outlet
5	Nozzle (S1)	Inlet
6	Nozzle (S2)	Outlet

2.4. Elastisitas

Elastisitas adalah sifat benda yang mengalami perubahan bentuk atau deformasi secara tidak permanen. Benda dapat dikatakan elastik sempurna artinya jika gaya penyebab perubahan bentuk hilang maka benda akan kembali ke bentuk semula.

Sifat yang lain adalah sifat plastik atau sifat tidak elastik dan cenderung tidak ke bentuk semula, misalnya lilin. Perbedaan antara sifat elastik dan plastik adalah pada tingkatan besar atau kecilnya deformasi yang terjadi. Dalam pembahasan sifat elastik pada benda perlu diasumsikan bahwa benda-benda tersebut mempunyai sifat-sifat sebagai berikut:

- Homogen (setiap bagian benda mempunyai kerapatan yang sama).
- Isotropik (pada setiap titik pada benda mempunyai sifat sifat fisis yang sama ke segala arah).

2.5. Tarikan dan Tekanan

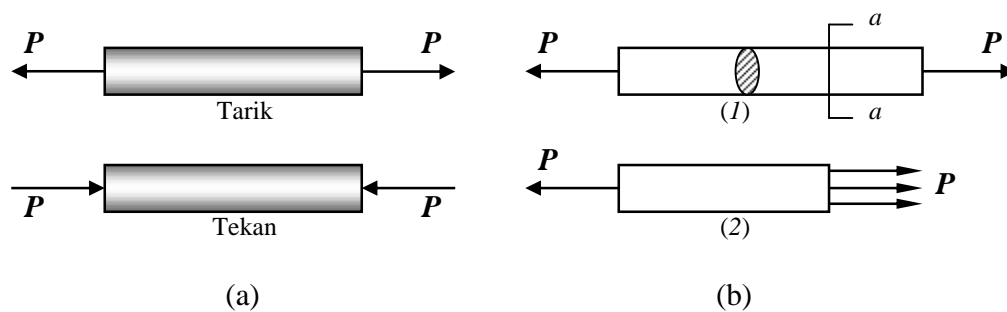
Benda sendiri tidak selamanya dapat dianggap sebagai kaku (*rigid*) mutlak seperti yang diasumsikan dalam statika. Perhitungan perubahan bentuk (deformasi) berbagai benda dibawah berbagai pengaruh pembebanan.

2.5.1 Pembebanan Batang Secara Aksial

Kita ambil kasus paling sederhana dimana sebatang logam dengan luas penampang konstan, dibebani melalui kedua ujungnya dengan sepasang gaya linier dengan arah saling berlawanan yang berimpit pada sumbu longitudinal batang dan bekerja melalui pusat penampang melintang masing-masing. Untuk kesetimbangan statis besarnya gaya-gaya harus sama. Apabila gaya-gaya diarahkan menjauhi batang, maka batang disebut di-tarik, jika gaya-gaya diarahkan pada batang, disebut di-tekan. Kedua kondisi ini digambarkan pada Gambar 2.6 (a).

Dibawah aksi pasangan gaya-gaya ini, hambatan internal terbentuk di dalam bahan dan karakteristiknya dapat dipelajari dari bidang potongan melintang disepanjang batang tersebut. Bidang ini ditunjukkan sebagai $a-a$ di Gambar 2.6 (b)1. Jika untuk tujuan analisis porsi batang disebelah kanan bidang dipindahkan, seperti pada Gambar 2.6 (b)2, maka ini harus digantikan dengan sesuatu untuk memberikan efek pada porsi sebelah kiri tersebut. Dengan cara mengenali bidang potong ini, gaya-gaya internal awal sekarang menjadi gaya eksternal terhadap porsi sisa batang. Untuk kesetimbangan pada porsi sebelah kiri, efek ini harus berupa gaya horisontal dengan besar P . Namun demikian, gaya P yang bekerja tegak-lurus (normal) pada penampang melintang $a-a$ ini secara aktual merupakan resultan distribusi gaya-gaya yang bekerja pada penampang melintang dengan arah normal.

Disini sangat penting untuk membuat beberapa asumsi berkaitan dengan variasi distribusi gaya-gaya, dan karena gaya P bekerja pada penampang melintang maka secara umum diasumsikan bahwa gaya-gaya tersebut adalah seragam diseluas penampang.



Gambar 2.3 Pembebanan Batang Secara Aksial

2.5.2 Tegangan Normal

Intensitas gaya normal per-unit luasan disebut **tegangan normal** dan dinyatakan dalam unit gaya per unit luasan, misalnya lb/in^2 , atau N/m^2 . Apabila gaya-gaya dikenakan pada ujung-ujung batang sedemikian sehingga batang dalam kondisi tertarik, maka terjadi suatu **tegangan tarik** pada batang; jika batang dalam kondisi

tertekan maka terjadi *tegangan tekan*. Perlu dicatat bahwa garis aksi dari gaya yang bekerja adalah melalui pusat setiap bagian penampang melintang batang.

2.5.3 Regangan Normal

Kita misalkan suatu spesimen telah ditempatkan pada mesin tes tekan-tarik dan gaya tarikan diberikan secara gradual pada ujung-ujungnya. Perpanjangan pada gage dapat diukur seperti dijelaskan sebelumnya untuk setiap kenaikan tertentu dari beban aksial. Dari nilai-nilai ini, perpanjangan per unit panjang yang biasa disebut *regangan normal* dan diberi simbol dengan ϵ , dapat diperoleh dengan membagi total pertambahan panjang Δl dengan panjang gage L , yaitu:

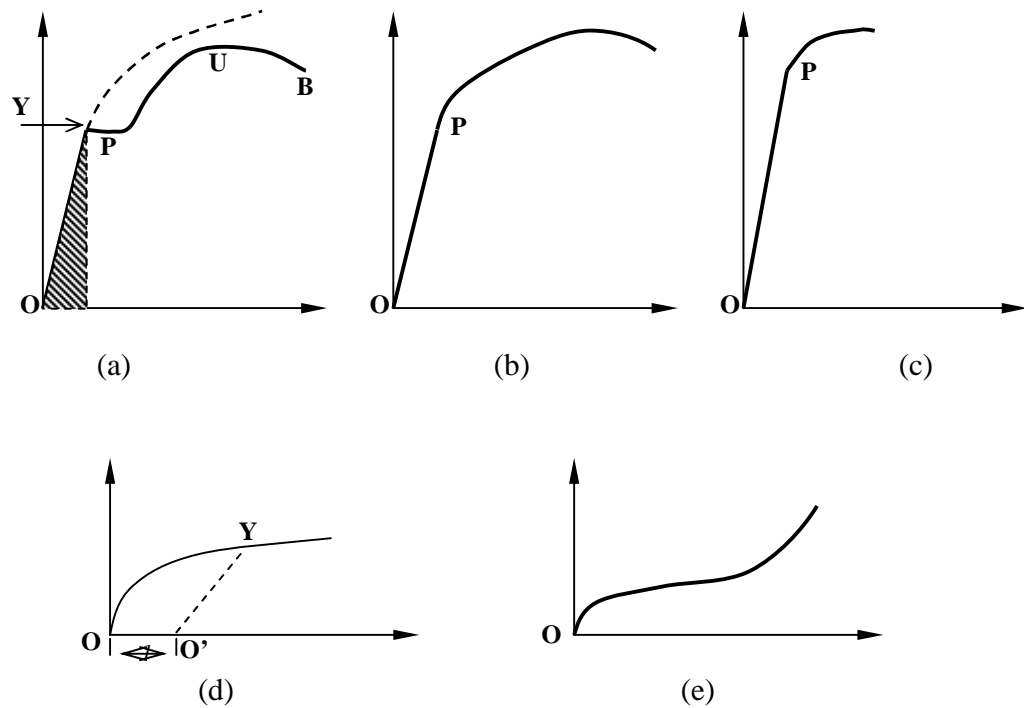
$$\epsilon = \frac{\Delta l}{L} \dots\dots\dots(2.1)$$

Regangan biasanya dinyatakan meter per meter sehingga secara efektif tidak berdimensi.

2.5.4 Kurva Tegangan-Regangan

Sebagaimana beban aksial yang bertambah bertahap, pertambahan panjang terhadap panjang gage diukur pada setiap pertambahan beban dan ini dilanjutkan sampai terjadi kerusakan (*fracture*) pada spesimen. Dengan mengetahui luas penampang awal spesimen, maka tegangan normal, yang dinyatakan dengan σ , dapat diperoleh untuk setiap nilai beban aksial dengan menggunakan hubungan

$$\sigma = \frac{P}{A} \dots\dots\dots(2.2)$$



Gambar 2.4 Kurva Tegangan-Regangan

dimana P menyatakan beban aksial dalam Newton dan A menyatakan luas penampang awal (m^2). Dengan memasukkan pasangan nilai tegangan normal dan regangan normal, data percobaan dapat digambarkan dengan memperlakukan kuantitas-kuantitas ini sebagai absis dan ordinat. Gambar yang diperoleh adalah diagram atau kurva tegangan-regangan. Kurva tegangan-regangan mempunyai bentuk yang berbeda-beda tergantung dari bahannya. (a) adalah kurva tegangan regangan untuk baja karbon-medium, (b) untuk baja campuran, dan (c) untuk baja karbon-tinggi dengan campuran bahan nonferrous. Untuk campuran nonferrous dengan besi kasar diagramnya ditunjukkan pada (d), sementara untuk karet ditunjukkan pada (e).

2.5.5 Komponen Kurva Tegangan-Regangan

Titik leleh (*yield point*). Ordinat titik Y pada (a), yang dinyatakan dengan σ_{yp} , dimana terjadi peningkatan atau pertambahan regangan tanpa adanya penambahan tegangan disebut sebagai titik leleh dari bahan. Setelah pembebanan mencapai titik Y ,

maka dikatakan terjadi kelelahan. Pada beberapa bahan terdapat dua titik pada kurva tegangan-regangan dimana terjadi peningkatan regangan tanpa perubahan tegangan. Masing-masing disebut titik lelah atas dan titik lelah bawah.

Tegangan maksimum (*ultimate strength, tensile strength*). Ordinat titik *U* pada (a), ordinat maksimum pada kurva, diketahui sebagai tegangan maksimum atau tegangan puncak dari bahan.

Tegangan putus (*breaking strength*). Ordinat pada titik *B* pada (a) disebut tegangan putus dari bahan.

2.5.6 Bahan Liat (*Ductile*) dan Bahan Rapuh (*Brittle*)

Bahan-bahan logam biasanya diklasifikasikan sebagai bahan liat (*ductile*) atau bahan rapuh (*brittle*). Bahan liat mempunyai gaya regangan (*tensile strain*) relatif besar sampai dengan titik kerusakan (misal baja atau aluminium) sedangkan bahan rapuh mempunyai gaya regangan yang relatif kecil sampai dengan titik yang sama. Batas regangan 0.05 sering dipakai untuk garis pemisah diantara kedua kelas bahan ini. Besi cor dan beton merupakan contoh bahan rapuh.

2.5.7 Hukum Hooke

Untuk bahan-bahan yang mempunyai kurva tegangan-regangan dengan bentuk seperti (a), (b), dan (c) dapat dibuktikan bahwa hubungan tegangan-regangan untuk nilai regangan yang cukup kecil adalah linier. Hubungan linier antara pertambahan panjang dan gaya aksial yang menyebabkannya pertama kali dinyatakan oleh Robert Hooke pada 1678 yang kemudian disebut **Hukum Hooke**. Hukum ini menyatakan

$$\sigma = E\varepsilon \dots\dots\dots(2.3)$$

dimana *E* menyatakan kemiringan (slope) garis lurus *OP* pada kurva-kurva (a), (b), dan (c).

2.5.8 Batas Elastis (*Elastic Limit*)

Ordinat suatu titik yang hampir berimpitan dengan titik P diketahui sebagai batas elastis, yaitu tegangan maksimum yang terjadi selama tes tarikan sedemikian sehingga tidak terjadi perubahan bentuk atau deformasi maupun residu permanen ketika pembebanan dipindahkan. Untuk kebanyakan bahan nilai batas elastis dan batas proporsi adalah hampir sama dan sering digunakan sebagai istilah yang saling menggantikan. Pada kasus-kasus dimana pemisahan diantara dua nilai ditemukan, nilai batas elastis selalu sedikit lebih besar daripada batas proporsi.

2.5.9 Selang Elastis dan Plastis (*Elastic And Plastic Ranges*)

Daerah atau rentang kurva tegangan-regangan yang ditarik dari origin sampai batas proporsi disebut selang elastis, sedang rentang kurva tegangan regangan yang ditarik dari batas proporsi sampai titik runtuh (*point of rupture*) disebut selang pastis.

2.6. Modulus Elastisitas

2.6.1 Modulus Young

Modulus Young berhubungan dengan deformasi linier misalnya kawat atau balok yang diberi beban. Kuantitas E , yaitu rasio unit tegangan terhadap unit regangan, adalah modulus elastisitas bahan, atau, sering disebut **Modulus Young**. Karena unit regangan merupakan bilangan tanpa dimensi (rasio dua satuan panjang), maka E mempunyai satuan yang sama dengan tegangan yaitu N/m^2 . Untuk banyak bahan-bahan teknik, modulus elastisitas dalam tekanan mendekati sama dengan modulus elastisitas dalam tarikan. Perlu dicatat bahwa perilaku bahan dibawah pembebanan yang akan kita diskusikan dalam buku ini dibatasi hanya pada daerah kurva tegangan regangan.

Jika perubahan panjang (Δl) dan panjang mula-mula (l) maka Modulus Young (E) adalah :

$$E = \frac{Fn/A}{\Delta l/l} \dots\dots\dots(2.4)$$

2.6.2 Modulus Volume(Bulk)

Benda mengalami gaya deformasi yang menyeluruh diseluruh permukaan sehingga benda mengalami perubahan volume tetapi bentuk tetap

$$B = \frac{\Delta p}{\Delta V/V} \dots\dots\dots(2.5)$$

tanda (-) negatif pada formula modulus volume (bulk) menunjukkan apabila p positif (+) artinya tekanan bertambah dan V negatif (-) artinya volume berkurang.

2.6.3 Modulus Keuletan (*Modulus of Resilence*)

Kerja yang dilakukan suatu unit volume bahan, seperti misalnya gaya tarikan yang dinaikkan secara bertahap dari nol sampai suatu nilai dimana batas proporsional bahan dicapai, disebut sebagai batas kekenyalan. Ini dapat dihitung sebagai luasan dibawah kurva tegangan regangan dari titik origin sampai batas proporsional dan digambarkan dengan daerah yang diarsir pada (a). Satuan untuk kuantitas ini adalah $N.m/m^3$. Dengan demikian, modulus kekenyalan adalah kemampuan bahan menyerap energi pada selang elastisnya.

2.6.4 Modulus Kekerasan

Kerja yang dilakukan suatu unit volume bahan, seperti misalnya gaya tarikan yang dinaikkan dari nol sampai suatu nilai yang menyebabkan keruntuhan didefinisikan sebagai modulus kekerasan. Ini dapat dihitung sebagai *luasan di bawah kurva tegangan-regangan* dari origin sampai titik keruntuhan. Kekerasan bahan adalah kemampuan untuk menyerap energi pada selang plastis dari bahan.

2.6.5 Modulus Tangen

Laju perubahan tegangan terhadap perubahan regangan disebut modulus tangen bahan. Ini sebenarnya merupakan bentuk modulus sesaat (*instantaneous*) dan dinyatakan dengan $E_t = d\sigma / d\epsilon$.

2.6.6 Modulus Spesifik

Modulus spesifik didefinisikan sebagai perbandingan modulus Young terhadap berat spesifik bahan. Kuantitas ini juga mempunyai satuan panjang.

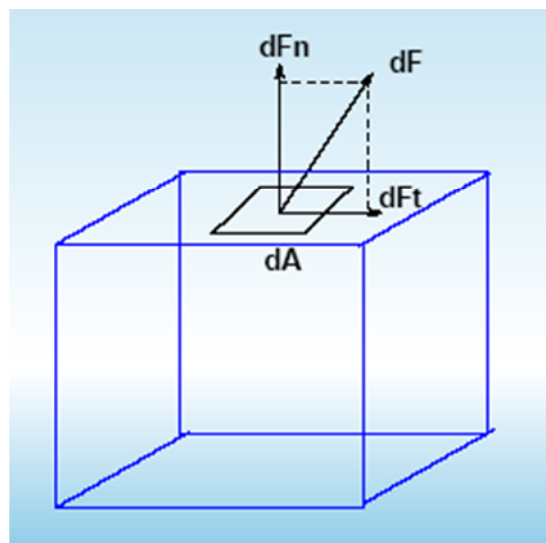
2.7. Tegangan & Regangan

2.7.1 Tegangan (*Stress*)

Tegangan atau *stress* adalah gaya reaksi atau gaya untuk mengembalikan ke bentuk semula. Gaya ini mengembalikan benda ke bentuk semula persatuan luas terbagi rata diseluruh permukaan.

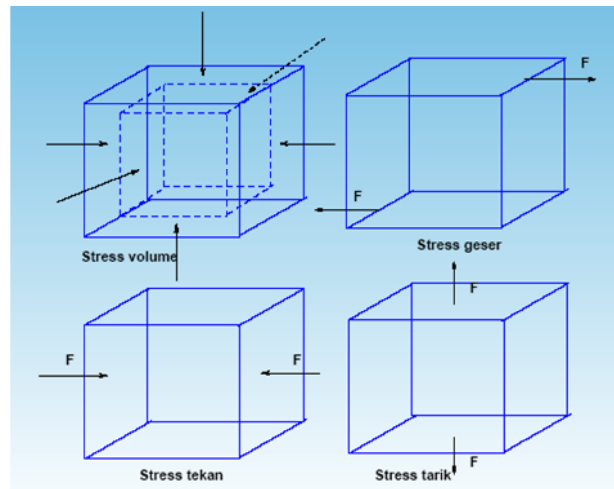
Stress dapat dikelompokkan menjadi

- Tegangan normal, dinyatakan $S_n = dF_n / dA$
- Tegangan geser, dinyatakan $S_t = dF_t / dA$



Gambar 2.5 Tegangan Normal Bidang Deferesial pada Balok.

Stress normal dibedakan menjadi stress normal tekan atau kompresi dan stress normal tarik. *Stress geser* adalah gaya yang bekerja pada benda sejajar penampang. *Stress volume* adalah gaya yang bekerja pada suatu benda sehingga terjadi perubahan volume dan bentuknya tetap.



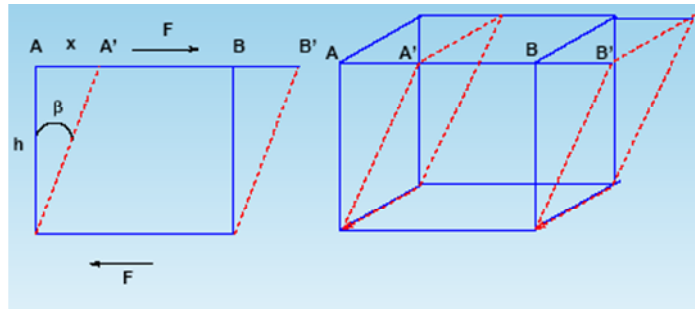
Gambar 2.6 Pemodelan Macam-Macam Kondisi Stress

2.7.2 Regangan (*Strain*)

Regangan atau *strain* adalah perubahan pada ukuran benda karena gaya dalam kesetimbangan dibandingkan dengan ukuran semula. Regangan juga dapat dikatakan sebagai tingkat deformasi.

Strain (regangan) ada beberapa bentuk antara lain sebagai berikut:

- *Strain* linier adalah perubahan panjang per-panjang semula
- *Strain* volume adalah perubahan volume per-volume semula
- *Strain* geser adalah deformasi dalam bentuk ()



Gambar 2.7 Pemodelan Kondisi Regangan

2.7.3 Rasio Poisson

Ketika suatu batang dikenai pembebanan tarik sederhana maka terjadi penambahan panjang batang pada arah pembebanan, tetapi terjadi pengurangan dimensi lateral tegak lurus terhadap pembebanan. Rasio regangan pada arah lateral terhadap arah aksial didefinisikan sebagai rasio Poisson (*Poisson's ratio*). Dalam buku ini dilambangkan dengan ν . Pada kebanyakan logam ν mempunyai nilai antara 0.25 sampai 0.35.

2.7.4 Hubungan *Stress* dan *Strain*

Ada beberapa macam sifat benda elastis antara lain sebagai berikut :

- *Strain* selalu sama untuk stress tertentu
- *Strain* hilang sama sekali jika penyebab dihilangkan.
- Untuk membuat *strain* tetap maka *stress* juga dibuat tetap

Hubungan antara *stress* dan *strain* adalah hukum Hooke.

$$\frac{\text{Stress}}{\text{Strain}} = k \dots\dots\dots(2.6)$$

k adalah modulus elastisitas atau koefisien elastisitas.

Dalam batas elastisitas setiap deformasi berbanding lurus dengan gaya penyebabnya (hukum Hooke).

Bentuk sederhana hukum Hooke telah diberikan untuk tarikan aksial ketika

pembebanan adalah sejajar dengan sumbu batang, biasa disebut pembebanan satu arah, uniaksial. Disini hanya deformasi pada arah pembebanan yang diperhatikan, dan diformulasikan dengan

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} \dots\dots\dots(2.7)$$

Untuk kasus yang lebih umum suatu elemen bahan dikenai tiga tegangan normal yang saling tegak lurus $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$, yang masing-masing diikuti dengan regangan $\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$. Dengan mempertimbangkan komponen-komponen regangan yang terjadi karena kontraksi lateral karena efek Poisson pada regangan langsung maka kita peroleh pernyataan hukum Hooke berikut:

$$\epsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \dots\dots\dots(2.8)$$

$$\epsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \dots\dots\dots(2.9)$$

$$\epsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \dots\dots\dots(2.10)$$

Penggunaan persamaan hukum Hooke terbatas pada bahan-bahan dalam keadaan elastis. Hukum hooke dalam keadaan umum, yang memberikan deformasi persatuan panjang atau regangan dari suatu benda. Regangan yang diberikan haruslah dikalikan dengan dimensi suatu elemen atau bagian menurut arah regangan yang terjadi.

$$\Delta x = \epsilon_x \cdot L_x \dots\dots\dots(2.11)$$

$$\Delta y = \epsilon_y \cdot L_y \dots\dots\dots(2.12)$$

$$\Delta z = \epsilon_z \cdot L_z \dots\dots\dots(2.13)$$

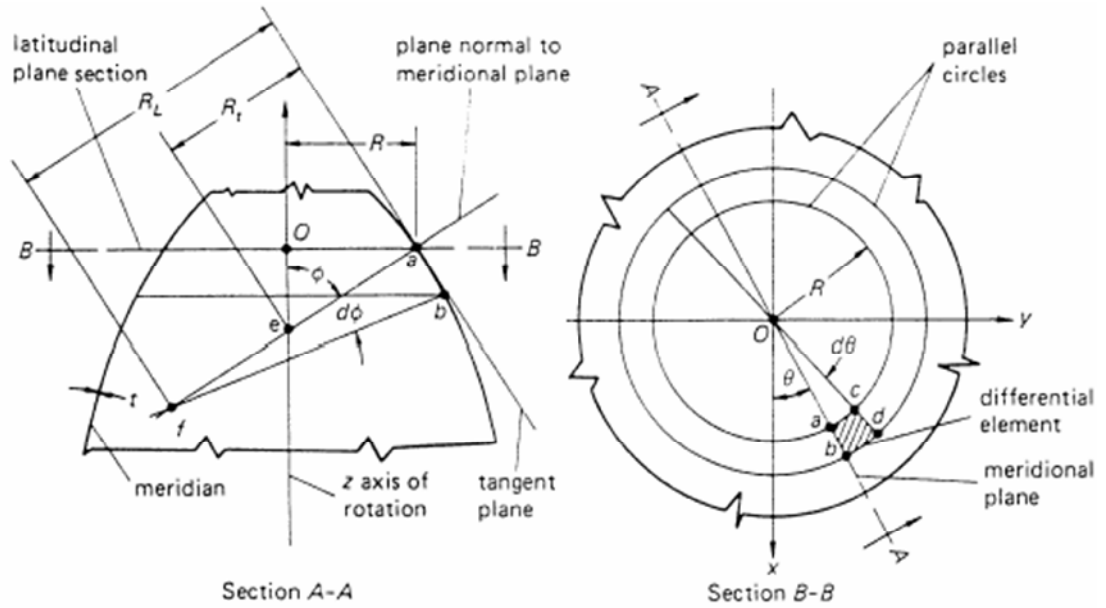
2.8. Analisis Fundamental Bejana Tekan

Pada analisis dasar struktural bejana tekan, semua analisis struktur dasar dimodelkan dengan menggunakan bentuk plat *curve*, baik terbuka atau tertutup. Walaupun banyak desain bejana tekan selalu tertutup. Hal ini digunakan sebagai dasar analisis untuk aplikasi bentuk bejana tekan dengan geometrical yang berbeda-beda. Ada banyak aplikasi bejana tekan pada industri dengan beberapa macam jenis geometrical bejana tekan antara lain adalah *spherical* atau *cylindrical* dengan *hemispherical*, *ellipsoidal*, *conical*.

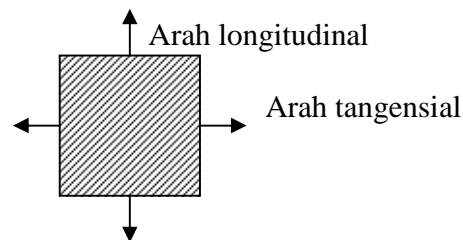
Secara umum, struktur *shell* adalah elemen-elemen yang berevolusi pada sumbu dengan geometrical yang simetris terhadap sumbu, dan terbentuk dari *curve plane* yang berotasi pada sumbu rotasinya yang disebut sebagai sumbu meridian. Seperti Gambar 2.8.

Untuk analisis struktural, geometri bidang yang digunakan adalah geometri pada bagian tengah suatu bejana tekan. Pada analisis kekuatan material, suatu bejana tekan dapat dianalisis dengan menggunakan metode bejana tekan dinding tipis (*membrane*) jika rasio ketebalan bejana jauh dibawah geometri dua dimensi bejana tekan atau secara matematis jari-jari tangensial (R_t) / ketebalan (t) > 10 atau jari-jari longitudinal (R_L) / ketebalan (t) > 10 . Lebih jelasnya *range* ketebalannya adalah $1/500 < t/R < 1/10$.

Berikut merupakan pemodelan untuk analisis dasar bejana tekan dinding tipis (*membrane stress analysis*). Dalam analisis ini *external load* diabaikan karena analisis menggunakan nilai tekanan dalam (*internal pressure*). Selain itu stress yang diakibatkan *external pressure* jauh lebih kecil daripada *internal pressure*.



Gambar 2.8 Geometrikal Dasar Analisis



Gambar 2.9 Deferensial Bidang abcd pada Bejana Tekan

Ket :

R_t : radius *curve* deferensial bidang abcd pada arah tangensial.

R_L : radius *curve* deferensial bidang abcd pada arah longitudinal.

ϕ : sudut *curve* deferensial bidang pada bidang longitudinal (sec A-A)

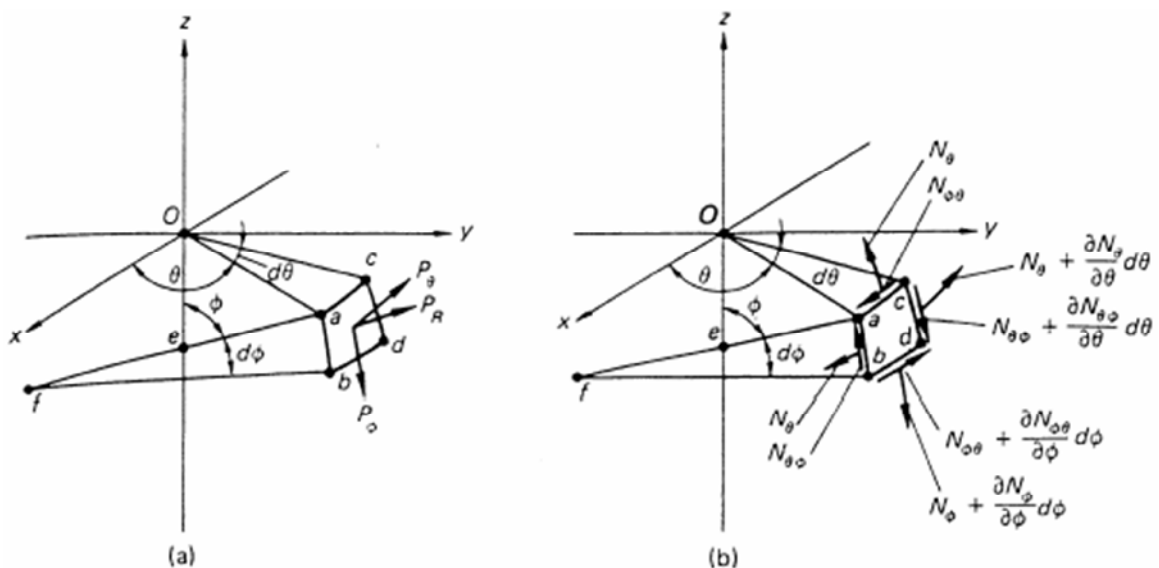
θ : sudut *curve* deferensial bidang pada bidang tangensial (sec B-B)

R : radius bejana tekan pada posisi bidang deferensial = $R_t \sin \phi$

Pada analisis bejana tekan tipis, analisis dilakukan pada bidang abcd seperti Gambar 2.8. Bidang abcd merupakan elemen deferensial shell ($R_L \cdot d \times R_t \cdot d$).

Dengan asumsi deformasi radial (ϵ_r) karena beban yang terjadi adalah kecil ($\epsilon_r < t/2$) dan maksimum stress yang terjadi adalah proporsional atau masih dibawah maksimum stress yang mampu diterima oleh material.

Jika secara umum beban internal bekerja maka reaksi yang terjadi pada deferensial area yang terjadi ada 3 komponen yaitu P_θ , P_ϕ , dan P_R yang ditunjukkan pada Gambar 2.10 (a). Dengan hambatan beban yang terjadi adalah gaya reaksi dengan arah tegak lurus bidang dan gaya reaksi sejajar bidang pada deferensial bidang akibat ikatan material pada deferensial area.



Gambar 2.10 Tegangan yang Terjadi Akibat *General Load* (P_θ , P_ϕ , dan P_R)

Keterangan (Gambar 2.10)

- Beban yang terjadi secara umum pada deferensial area (P_θ , P_ϕ , dan P_R).
- Beban pada area deferensial akibat reaksi beban P_θ , P_ϕ , dan P_R adalah berupa gaya reaksi pada bidang dengan arah yang ditunjukkan pada gambar yang berupa (N_θ, N_ϕ) , $N_\theta + \frac{\partial N_\theta}{\partial \theta} d\theta$, $N_\phi + \frac{\partial N_\phi}{\partial \phi} d\phi$. ($N_\theta = N_\phi$).
- Tegangan geser bidang dengan arah transversal (Q_θ dan Q_ϕ).

- N_x, N_y : gaya reaksi yang bekerja pada deferensial bidang, bisa berupa tarik dan tekan pada ketebalan (t) dengan arah tegak lurus deferensial bidang (lb.in)
- N_x, N_y : gaya reaksi yang bekerja pada deferensial bidang yang bekerja pada deferensial bidang dengan arah sejajar bidang atau terletak pada bidang (lb.in).
- Q_x dan Q_y : gaya reaksi yang bekerja pada deferensial bidang yang bekerja pada deferensial bidang dengan arah sejajar bidang atau terletak pada bidang dengan arah transversal (lb.in).

Membrane stress theory, untuk menyelesaikan problem yang terdapat pada bejana tekan maka kita meninjau reaksi yang terjadi pada deferensial bidang yang kita analisis adalah berupa N_x, N_y , dan $N_z = N_r$. Dimana persamaan dasar dari pengertian gaya reaksi yang terjadi pada deferensial bidang yang telah kita modelkan adalah :

$$N_x = \sigma_x \cdot t = \sigma_L \cdot t \dots \dots \dots (2.14)$$

$$N_y = \sigma_y \cdot t = \sigma_t \cdot t \dots \dots \dots (2.15)$$

Ket :

σ_L : tegangan yang bekerja pada N_x yaitu pada arah longitudinal. (lb)

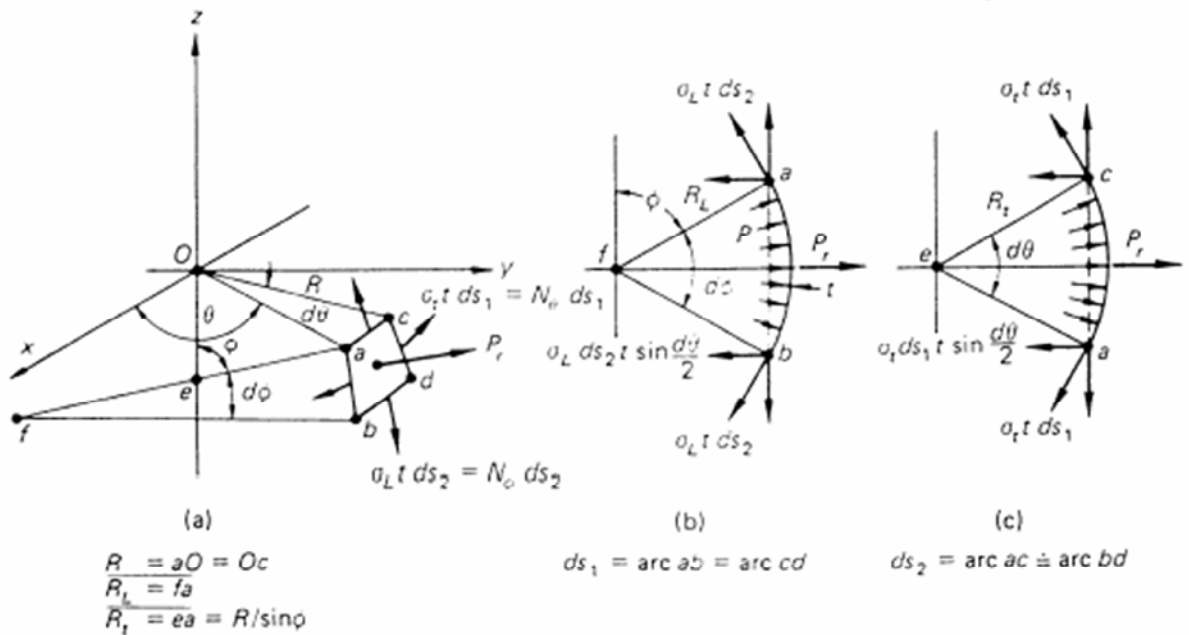
σ_t : tegangan yang bekerja pada N_y yaitu pada arah tangensial. (lb)

t = Ketebalan membrane (in)

Sehingga $\rightarrow \sigma_L = N_x / t$ (Longitudinal stress)

$\sigma_t = N_y / t$ (Tangensial stress)

2.8.1 Membran Stress Analysis yang Diakibatkan *Uniform Internal Pressure*



Gambar 2.11 Elemen-Elemen Gaya yang Mewakili Kondisi Reaksi Bejana Tekan pada Deferensial Bidang Sumbu (x,y,z)

Dalam banyak kasus analisis beban akibat *general load* yang memiliki reaksi terbesar atau dominan adalah kondisi Gambar 2.11 (b) dimana tegangan bidang transversal memiliki nilai reaksi yang sangat kecil.

Sehingga kita menggunakan kondisi Gambar 2.11 (b) sebagai kondisi yang mewakili kondisi tegangan-tegangan yang terjadi. Sehingga ada tiga kondisi yang diketahui sebagai reaksi general load adalah N , N , N dan N (*tension, compression, and shear*).

Dari kondisi diatas maka kita dapat menyimpulkan beberapa kondisi dasar pada bejana tekan yang akan kita analisis, antara lain sebagai berikut (*Pressure Vessel Design Handbook, Henry H. Bednar: 39*):

- 1) Semua beban eksternal yang terjadi diakibatkan oleh beban internal (*internal pressure*) yang uniform. Kondisi reaksi yang terjadi pada shell adalah tarik, tekan, dan tegangan geser bidang.

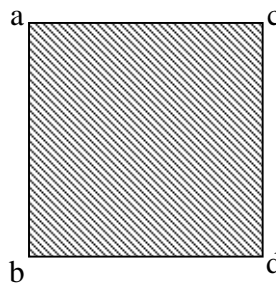
- 2) Rasio radius dengan ketebalan \rightarrow jari-jari tangensial (R_t) / ketebalan (t) > 10 atau jari-jari longitudinal (R_L) / ketebalan (t) > 10 . Lebih jelasnya *range* ketebalannya adalah $1/500 < t/R < 1/10$.
- 3) Kondisi permukaan bejana tekan adalah *continuous*.
- 4) Defleksi pada bejana tekan masih dalam daerah elastis material.
- 5) *Internal pressure* uniform (tetap).
- 6) Pertambahan radius akibat defleksi bejana tekan ($R = r + t/2$).

(kondisi lebih lanjut dapat dilihat pada *membrane stress analysis of thin shell element, Henry H. Bednar*)

Kondisi yang lebih jelas dapat dilihat pada Gambar 2.14 dimana dapat kita lihat lebih jelas kondisi bidang pada keadaan tarik (tension). *Internal pressure* adalah tetap sehingga nilai $N_x = N_y = 0$

a) Analisis tekanan pada bidang deferensial

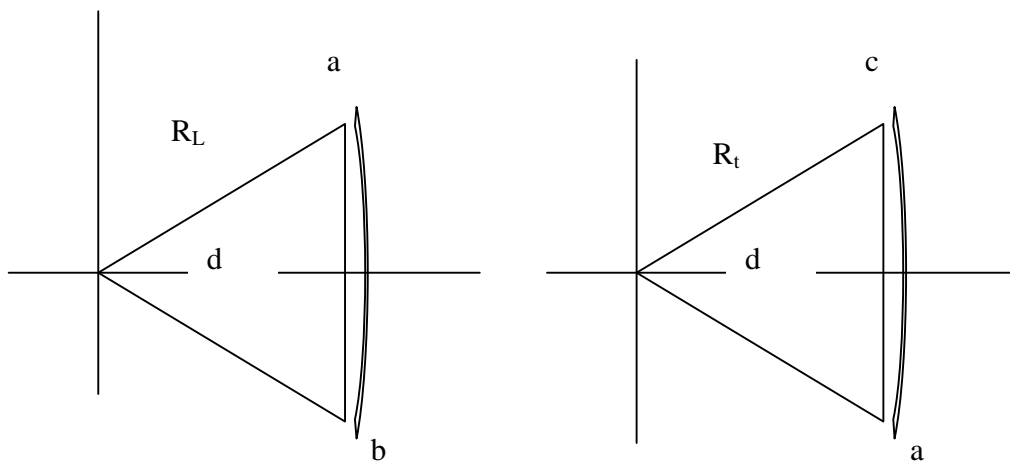
P (*internal pressure*) bekerja pada bidang deferensial sehingga dapat kita ambil analisis bahwa gaya yang bekerja pada bidang deferensial adalah $P \times$ luas penampang bidang deferensial.



$ab = cd = ds_1 \rightarrow$ berupa busur seperti terlihat pada Gambar 2.11 (b)

$ac = bd = ds_2 \rightarrow$ berupa busur seperti terlihat pada Gambar 2.11 (c)

Deferensial bidang merupakan daerah yang sangat kecil dibandingkan dengan dimensi bejana tekan, sehingga nilai ds_1 dan ds_2 dapat diasumsikan sama (mendekati) dengan nilai panjang juring yang terbentuk dari *curve* pada bidang deferensial.



Gambar 2.12 Juring yang Terbentuk dari Curve pada Bidang deferensial

$$ab = ds_1 = 2 R_L \sin (d / 2) \dots\dots\dots(2.16)$$

$$ac = ds_2 = 2 R_t \sin (d / 2) \dots\dots\dots(2.17)$$

gaya yang bekerja pada bidang deferensial sebagai berikut:

$$P = F / A \quad \rightarrow \quad F = P \times A$$

Ket : F : Gaya yang bekerja pada bidang.

P : Tekanan internal bajana tekan.

A : Luas bidang deferensial = $ds_1 \times ds_2$.

Sehingga gaya yang bekerja pada bidang deferensial adalah:

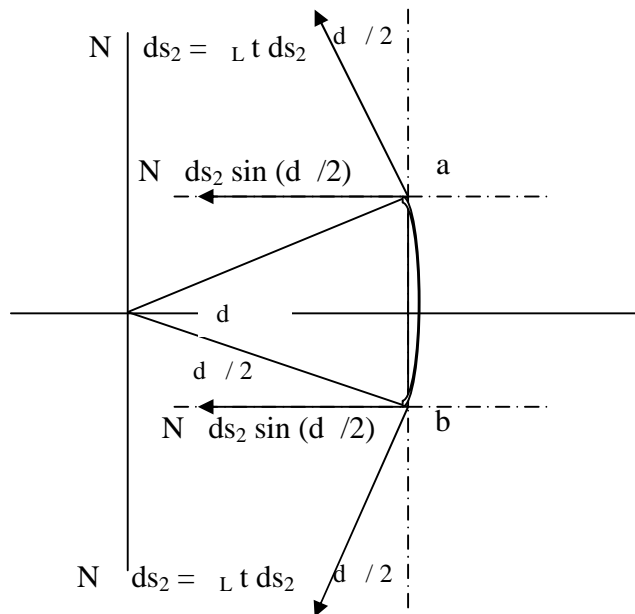
$$F = P \times A$$

$$F = P \times (ds_1 \cdot ds_2)$$

$$F = P [2 R_t \sin (d / 2)] [2 R_L \sin (d / 2)] \dots\dots\dots(2.18)$$

- b) Analisis resultan tegangan longitudinal pada bidang longitudinal deferensial bidang (Gambar 2.11 (b)).

Tegangan longitudinal bekerja pada bidang longitudinal (y,z) bekerja pada luasan daerah busur ac (ds₂) dengan ketebalan t, berikut analisis resultan tegangan pada bidang longitudinal.



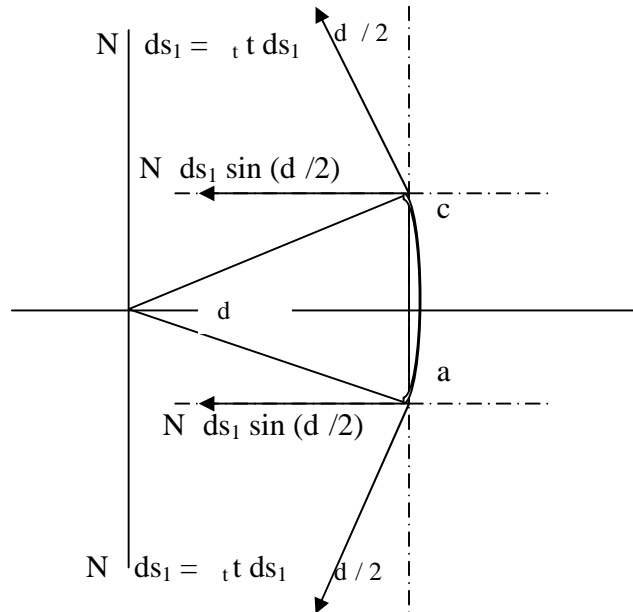
Gambar 2.13 Analisa Resultan Tegangan Longitudinal

Sehingga F pada bidang longitudinal adalah:

$$F \text{ longitudinal} = 2 \int L t ds_2 \sin(d/2) \dots \dots \dots (2.19)$$

- c) Analisis resultan tegangan tangensial pada bidang longitudinal deferensial bidang (Gambar 2.11 (c)).

Tegangan longitudinal bekerja pada bidang longitudinal (x,y) bekerja pada luasan daerah busur ab (ds₁) dengan ketebalan t, berikut analisis resultan tegangan pada bidang longitudinal.



Gambar 2.14 Analisa Resultan Tegangan Tangensial

Sehingga F pada bidang tangensial adalah:

$$F \text{ tangensial} = 2 \tau t ds_2 \sin(d/2) \dots\dots\dots(2.20)$$

d) Resultan gaya pada deferensial bidang abcd

Dari analisa gaya yang diakibatkan oleh *internal pressure* (persamaan (2.18)) dan tegangan akibat tegangan longitudinal & tangensial (persamaan (2.19),(2.20)), maka dapat dianalisis resultan gaya pada deferensial bidang sebagai berikut:

$$F \text{ bidang deferensial} = 0$$

$$0 = P [2 R_t \sin(d/2)] [2 R_L \sin(d/2)] - [2 L t ds_2 \sin(d/2) + 2 \tau t ds_2 \sin(d/2)]$$

$$P [2 R_t \sin(d/2)] [2 R_L \sin(d/2)] = [2 L t ds_2 \sin(d/2) + 2 \tau t ds_2 \sin(d/2)]$$

Dari asumsi analogi nilai ds_1 (pers (2.16)) dan ds_2 (pers (2.17)).

$$\sin(d/2) = (ds_2/2) / R_t \dots\dots\dots(2.21)$$

$$\sin(d/2) = (ds_1/2) / R_L \dots\dots\dots(2.22)$$

Substitusikan persamaan (2.21) & (2.22) pada pers resultan gaya pada deferensial bidang.

$$P ds_1 ds_2 = 2 \tau_L ds_2 (ds_1/2 R_L) + 2 \tau_t ds_2 (ds_1/2 R_t)$$

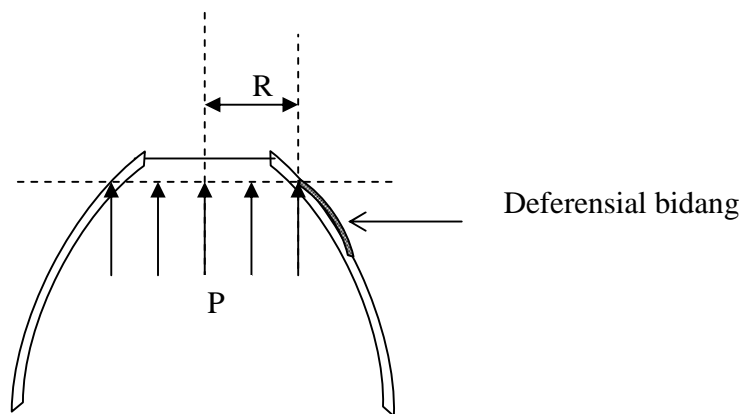
$$P ds_1 ds_2 = (\tau_L ds_2 ds_1) / R_L + (\tau_t ds_2 ds_1) / R_t$$

$$P = (\tau_L / R_L) t + (\tau_t / R_t) t$$

$$P/t = (\tau_L / R_L) + (\tau_t / R_t) \dots\dots\dots(2.23)$$

Persamaan (2.23) adalah *basic equation* (persamaan dasar) yang akan digunakan pada analisis selanjutnya untuk setiap part-part bejana tekan pada *equipment heat exchanger* yang akan kita tinjau. Kemudian untuk memecahkan nilai dari τ_L dan τ_t maka kita analisis resultan gaya pada bejana tekan dengan elemen tekanan yang terjadi pada bejana tekan pada semua arah adalah sama (*uniform*).

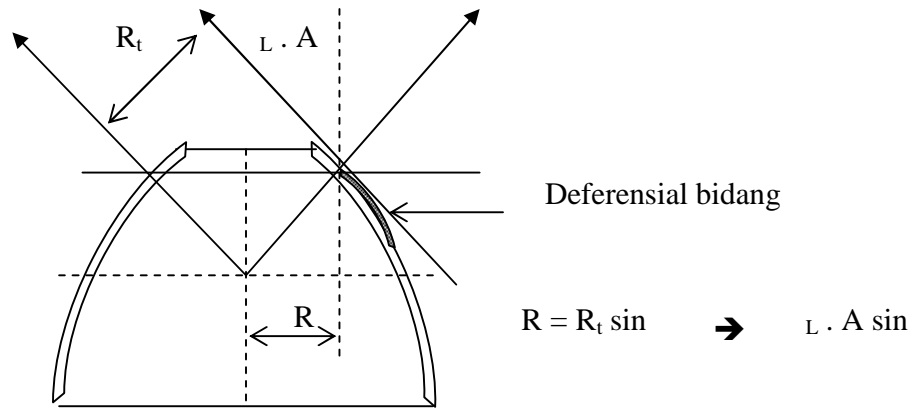
Pemodelan pada bidang longitudinal bejana tekan (y,z)



Gambar 2.15 Bidang Longitudinal Bejana Tekan

Sehingga resultan gaya longitudinal pada arah ini $\rightarrow F = P \times A = P \pi R^2$

Pemodelan tegangan pada bidang longitudinal (y,z) bejana tekan



Gambar 2.16 Tegangan pada Bidang Longitudinal Bejana Tekan

Sehingga resultan gaya longitudinal pada arah ini adalah

$$F = L \cdot A \sin = L \cdot (t \cdot 2 \pi R) \sin$$

Dari pemodelan diatas maka didapat:

$$\begin{aligned}
 F_{\text{bejana tekan}} &= 0 \\
 P \pi R^2 - L \cdot (t \cdot 2 \pi R) \sin &= 0 \\
 P \pi R^2 &= L \cdot (t \cdot 2 \pi R) \sin \\
 P &= (L t 2 \sin) / R \\
 L &= PR / (L t 2 \sin) \\
 L &= (P R_t \sin) / (t 2 \sin) \\
 L &= (PR_t) / (2t) \dots\dots\dots(2.24)
 \end{aligned}$$

Jika kita substitusikan persamaan (2.24) ke persamaan dasar analisis (*basic equation*) persamaan (2.23).

$$\begin{aligned}
 P/t &= ((PR_t / 2t) / R_L) + (t / R_t) \\
 (t / R_t) &= (P/t) - ((PR_t / 2t) / R_L) \\
 t &= R_t [(P/t) - ((PR_t / 2t) / R_L)] \\
 t &= (P R_t / t) \cdot [1 - (R_t / 2 R_L)] \dots\dots\dots(2.25)
 \end{aligned}$$

2.8.2 Analisis Pertambahan Radius Bejana Tekan Akibat Defleksi (e_t)

Hukum Hooke keadaan umum, yaitu sebagai berikut (*Mekanika Teknik, E. Popov: 51*)

$$e_x = +\frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} \dots\dots\dots(2.26)$$

$$e_y = -\frac{\sigma_x}{E} + \nu \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} \dots\dots\dots(2.27)$$

$$e_z = -\frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} + \nu \frac{\sigma_z}{E} \dots\dots\dots(2.28)$$

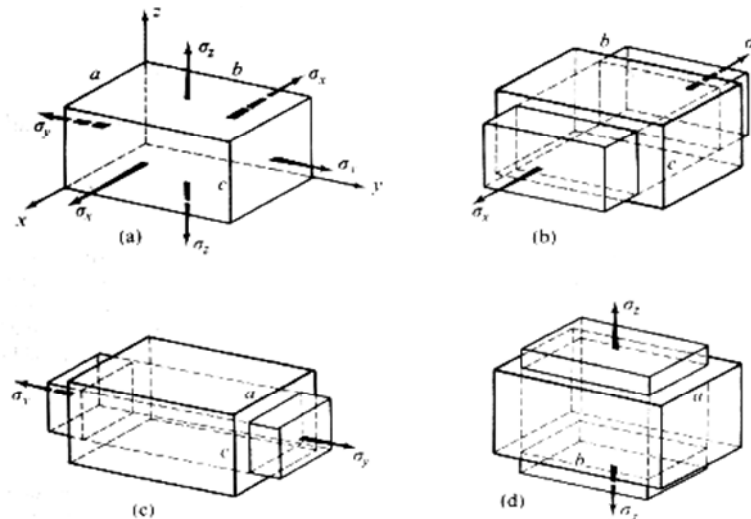
Ket :

e : Regangan pada sumbu yang ditinjau

E : Modulus elastisitas

ν : Tegangan yang bekerja

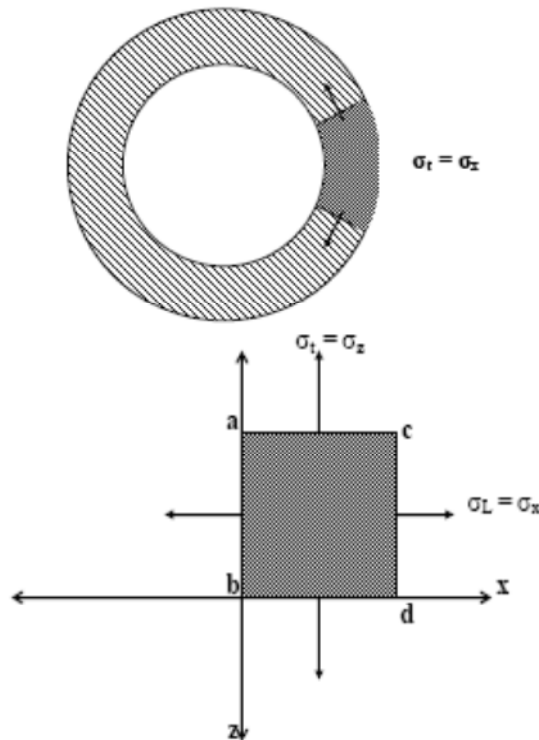
ν : Poission ratio



Gambar 2.17 Sebuah Elemen yang Mengalami Tegangan Normal pada Sumbu (x,y,z)

Penggunaan persamaan hukum Hooke terbatas pada bahan-bahan dalam keadaan elastis. Kondisi tegangan pada Gambar 2.15 merupakan tegangan normal, bila tegangan berupa tekan (kompresi), maka tanda dari suku-suku persamaan di atas akan berubah menjadi kebalikan dari persamaan hooke diatas. Hukum hooke dalam keadaan umum, yang memberikan deformasi persatuan panjang atau regangan dari suatu benda. Regangan yang diberikan haruslah dikalikan dengan dimensi suatu elemen atau bagian menurut arah regangan yang terjadi. Kondisi arah x adalah e_x dapat terlihat pada Gambar 2.15 (b), arah y adalah e_y pada Gambar 2.15 (c), dan arah z adalah e_z yaitu pada Gambar 2.15 (d).

Kita dapat analogikakan kondisi diatas bahwa pertambahan panjang bidang deferensial bejana tekan pada bidang tangensial sama dengan kondisi e_z , sehingga analogi adalah $t = z$, $L = x$, dan $e_t = e_z$. Pertambahan panjang pada bidang deferensial akibat tekanan internal yang bekerja merupakan indikasi adanya pertambahan radius pada bejana bejana tekan (pertambahan radius masih dalam daerah deformasi elastis material), berikut pemodelan pertambahan radius pada bejana tekan dengan arah pada sumbu x,z (Gambar 2.16).



Gambar 2.18 Pemodelan Pertambahan Nilai Radius pada Bejana Tekan dengan Arah Sumbu (x,z)

Dari kondisi di atas kita tinjau pertambahan panjang pada bidang deferensial pada pada arah sumbu z, sehingga untuk menyelesaikan pertambahan panjang atau pertambahan radius pada bejana tekan (R) pada bidang tangensial (2 dimensi atau pada sumbu (x,z) maka kita anggap $y = 0$, sehingga dari *hukum hooke umum*, di dapat pertambahan panjang (*elongationin tangencial direection*)

$$e_z = e_t = (1 / E) (\sigma_t - \nu \sigma_L) \dots\dots\dots(2.29)$$

Dengan asumsi dasar nilai defleksi adalah $\rightarrow 2 R x (e_z)$

Sehingga pertambahan radius pada arah tangensial adalah sebagai berikut:

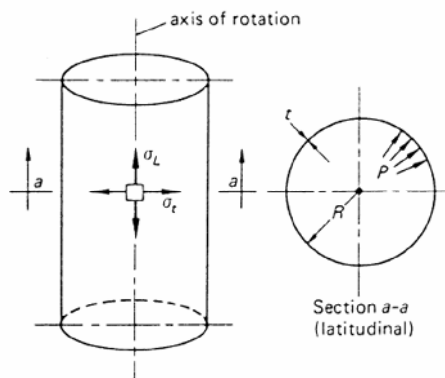
$$R e_{e_z} = R e_t = (R / E) (\sigma_t - \nu \sigma_L) \dots\dots\dots(2.30)$$

2.9.Analisis Fundamental Cylindrical Shell

Analisis bejana tekan silinder dilakukan dibawah tekanan internal *uniform* yang bekerja pada seluruh permukaan silinder bagian dalam. Geometrikal silinder ini

sangat banyak dipakai pada bejana tekan pada umumnya di industri-industri. Analisis dilakukan pada bidang deferensial seperti pada dasar analisis fundamental yang telah dilakukan pada sub-bab 2.7.

Tegangan yang bekerja pada bidang deferensial adalah σ_L (bidang longitudinal) & σ_t (bidang transversal). Pada bidang longitudinal bidang deferensial tidak berupa *curve* maka nilai $R_L = \infty$ dengan $R_t = R$. Berikut pemodelan bidang deferensial pada bejana tekan silinder.

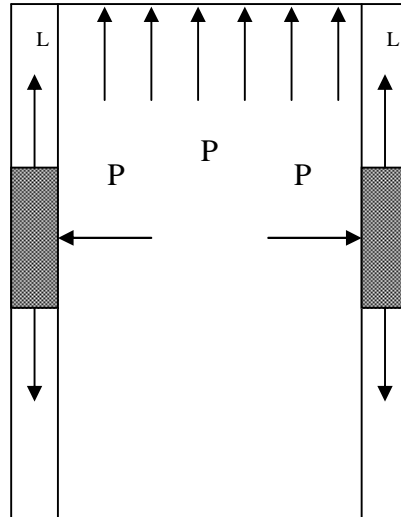


Gambar 2.19 Tegangan yang Terjadi pada Bejana Tekan Silinder ($R_L = \infty$, $R = R_t$)

Dari pemodelan kondisi bejana tekan silinder pada Gambar 2.17 maka dapat kita lakukan analisis. Untuk langkah pertama kita tinjau pada bidang longitudinal bejana tekan silinder.

2.9.1 Analisis tegangan longitudinal pada bejana tekan silinder

Kita ketahui $F_{aksi} = F_{reaksi}$ (hukum Newton 3), begitu pula resultan gaya yang bekerja pada bidang longitudinal bejana silinder, gaya aksi berasal dari tekanan internal (P) yang bekerja pada penampang lingkaran bejana tekan silinder adalah sama dengan tegangan longitudinal pada deferensial bidang bejana tekan.



Gambar 2.20 Pemodelan Gaya yang Bekerja pada Bejana Tekan Silinder (Bidang Longitudinal)

Gaya yang bekerja akibat tekanan internal:

$$F = P \cdot A$$

$$F = P \cdot \pi R^2$$

Gaya yang bekerja pada dinding akibat tegangan longitudinal yang bekerja:

$$F = \sigma_L \cdot A$$

$$F = \sigma_L \cdot (2 \pi R \cdot t)$$

Resultan gaya yang terjadi :

$$P \cdot \pi R^2 = \sigma_L \cdot (2 \pi R \cdot t)$$

Sehingga didapat nilai tegangan longitudinal (σ_L) :

$$\sigma_L = PR / 2t \dots \dots \dots (2.31)$$

2.9.2 Analisis Tegangan Tangensial pada Bejana Tekan Silinder

Setelah kita dapat σ_L (persamaan (2.31)) maka kita akan menemukan σ_t dengan mensubstitusikan persamaan (2.31) ke dalam persamaan dasar analisis fundamental (persamaan (2.23)).

Diket : $\sigma_L = PR / 2t$

$R = R_t$

$RL =$

Dit : τ_t

Jawab :

$$P/t = (\sigma_L / RL) + (\tau_t / R_t)$$

$$P/t = ((PR / 2t) / R) + (\tau_t / R_t)$$

$$P/t = \tau_t / R_t$$

$$t = P R_t / \tau_t = P R / \tau_t \dots \dots \dots (2.32)$$

2.9.3 Analisis Ketebalan (*Thickness*) yang Dibutuhkan Bejana Tekan Silinder

Analisis ketebalan (*thickness*) yang dibutuhkan bejana tekan untuk mengatasi adanya tekanan internal *uniform* yang terjadi dapat kita analisis pada bidang tangensial bejana tekan, karena sebelumnya kita ketahui bahwa nilai tegangan pada bejana tekan adalah pada arah tangensial.

Dari syarat kondisi untuk analisis *membrane stress analysis* maka maksimum defleksi adalah $(0,5 \times t)$, dimana R_i merupakan diameter dalam bejana tekan silinder, sehingga:

$$\tau_t = P R_t / t$$

$$\tau_t = P (R_i + 0,5 t) / t$$

$$t = P R_i / (\tau_t - 0,5 P)$$

Untuk menyesuaikan dengan pemilihan material bejana tekan silinder, maka kita berikan nilai τ_t sebagai nilai stress maksimum yang mampu diterima material (S), sehingga $\tau_t = S$ material.

$$t = P R_i / (S - 0,5 P) \dots \dots \dots (2.33)$$

2.9.4 Analisis Pertambahan Radius Bejana Tekan Silinder Akibat Defleksi (Et).

Telah dianalisis pertambahan panjang pada arah tangensial (pertambahan radius bejana tekan) dengan analogi regangan yang terjadi pada sumbu x, y dan z adalah $\epsilon_t = \epsilon_z$, $R_L = R_x$, dan $e_t = e_x$. Pertambahan radius yang kita analisis yaitu pada sumbu x atau $e_x = e_t$ (Gambar 2.16).

Dari kondisi yang kita tinjau pertambahan panjang pada bidang deferensial pada arah sumbu z, sehingga untuk menyelesaikan pertambahan panjang atau pertambahan radius pada bejana tekan (R) pada bidang tangensial (2 dimensi atau pada sumbu x,z) maka kita anggap $\epsilon_y = 0$, sehingga dari *hukum hooke umum*, di dapat pertambahan panjang (*elongationin tangencial direection*).

$$e_z = e_t = (1 / E) (\sigma_t - \nu \sigma_L)$$

Sehingga pertambahan diameter pada arah tangensial adalah sebagai berikut:

$$R_{ez} = R e_t = (R / E) (\sigma_t - \nu \sigma_L)$$

Substitusikan σ_L (pers. 2.31) dan σ_t (pers. 2.32) sehingga.

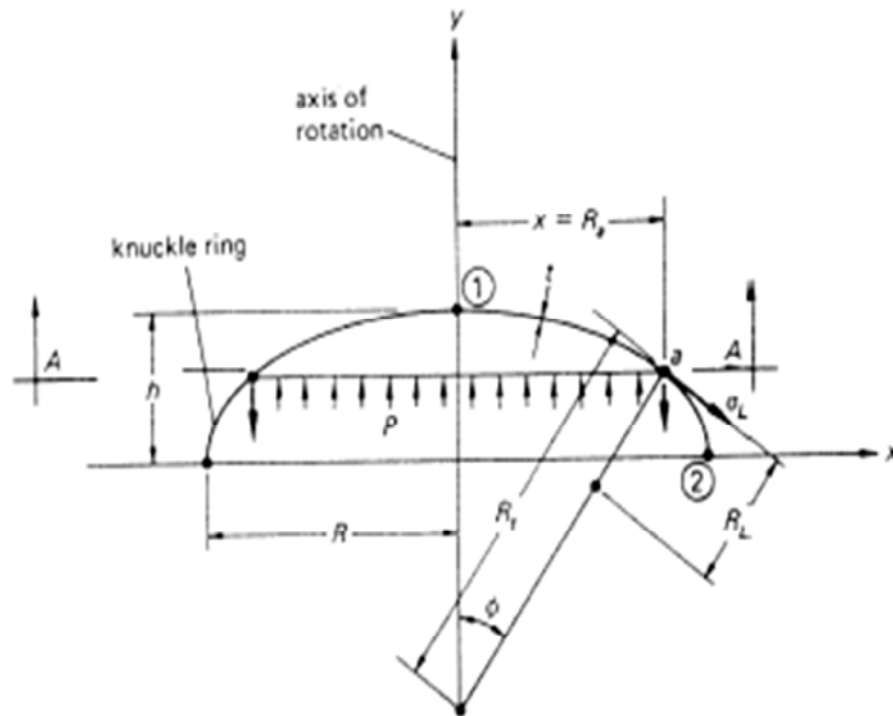
$$R = R e_t = (P.R^2/E.t) (1- \nu/2) \dots\dots\dots(2.34)$$

2.10. Analisis Fundamental Semiellipsoidal Heads 2:1

Semiellipsoidal 2 : 1 adalah bentuk geometrikal yang banyak digunakan dalam desain, dengan rasio R : h = 2 : 1. Dengan rasio geometrikal untuk *point 1* dan *2* adalah (*Pressure Vesel Handbook 10th, Henry H. Bednar*) :

- Poin 1
 $R_t = R_L = R^2 / h$
- Poin 2
 $R_L = h^2 / R$
 $R_t = R$

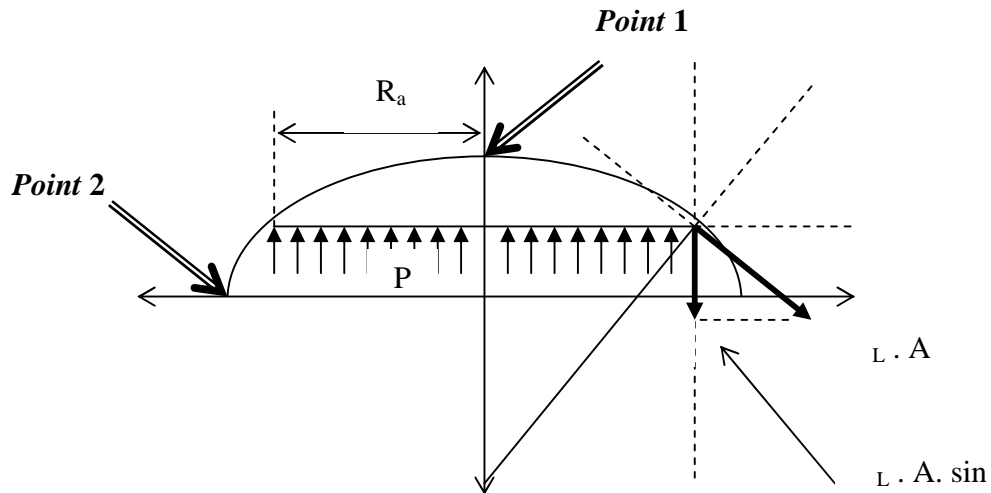
Analisis dilakukan pada *point 1* & *2* hal ini dikarenakan *point 1* merupakan daerah yang mewakili daerah elips bagian atas dan *point 2* merupakan daerah yang mewakili daerah elips bagian samping (*knuckle ring*). Sehingga analisis dilakukan pada daerah batas (a) antara daerah elips bagian atas dan *knuckle ring*.



Gambar 2.21 Geometrikal Elipsoidal 2 : 1 dan Kondisi Kerja yang Terjadi
($R_a = R_t \sin \phi$)

2.10.1 Analisis Tegangan Longitudinal pada Bejana Tekan *Semiellipsoidal* 2 : 1

Kondisi kerja yang terjadi pada *point 1* dan *2* dalam keadaan *continue* sehingga kondisi kerja dapat dianalisis melalui poin 2. Kemudian kita substitusikan kondisi geometrikal pada setiap posisi (nilai radius pada rasio



Gambar 2.22 Pemodelan Tegangan yang Bekerja pada *Semielipsoidal 2:1*

Dari kondisi Gambar 2.20 ditunjukkan bahwa kondisi kerja yang terjadi pada bidang longitudinal *semiellipsoidal 2 : 1*. Dengan (hukum newton 1) $F = 0$ pada sumbu longitudinal, sehingga didapat:

$$2 \pi R_a t \sigma L \sin \Phi = \pi R_a^2 P \dots\dots\dots(2.35)$$

$$2 \pi R_a t L \sin \Phi = \pi R_a^2 P$$

$$2 t L \sin \Phi = P R_a$$

$$2 t L \sin \Phi = P R_t \sin \Phi$$

$$2 t L = P R_t$$

$$L = P R_t / 2 t \dots\dots\dots(2.36)$$

- *Point 1*

$$R_t = R_L = R^2 / h$$

Sehingga jika disubstitusikan ke pers. 20

$$L = P R_t / 2 t$$

$$L = \frac{P R^2}{2 t h} \dots\dots\dots(2.37)$$

- *Point 2*

$$R_L = h^2 / R$$

$$R_t = R$$

Sehingga jika disubstitusikan ke pers. 20

$$\sigma_L = P R_t / 2 t$$

$$\sigma_L = \frac{P R}{2 t} \dots\dots\dots(2.38)$$

2.10.2 Analisis Tegangan Tangensial pada Bejana Tekan *Semiellipsoidal* 2 : 1.

Untuk tegangan tangensial maka kita substitusikan nilai tegangan longitudinal (pers. 2.37 & Pers.2.38) ke (pers. 2.23) (hubungan tekanan dan tegangan yang terjadi pada bidang deferensial).

$$P/t = (\sigma_L / R_L) + (\sigma_t / R_t)$$

- *Point 1*

Dimana rasio pada poin 1 adalah $R_t = R_L = R^2 / h$

$$P/t = (\sigma_L / R_L) + (\sigma_t / R_t)$$

$$P/t = \left(\frac{P R^2}{2 t h} \right) + \left(\frac{\sigma_t}{R^2 / h} \right)$$

$$P/t = P/2t + \sigma_t \cdot h / R^2$$

$$\frac{P}{t} - \frac{P}{2t} = \frac{\sigma_t \cdot h}{R^2}$$

$$\frac{2P - P}{2t} = \frac{\sigma_t \cdot h}{R^2}$$

$$\frac{P R^2}{2t} = \sigma_t \cdot h$$

$$\frac{PR^2}{2th} = \sigma t \dots\dots\dots(2.39)$$

Sehingga, $t = L$

- *Point 2*

Rasio pada *point 2*

$$R_L = h^2 / R$$

$$R_t = R$$

Sehingga:

$$P/t = (L / R_L) + (t / R_t)$$

$$\frac{P}{t} = \frac{PR / 2t}{h^2 / R} + \frac{\sigma t}{R}$$

$$\frac{P}{t} = \frac{PR^2}{2th^2} + \frac{\sigma t}{R}$$

$$\frac{P}{t} - \frac{PR^2}{2th^2} = \frac{\sigma t}{R}$$

$$\frac{2Ph^2 - PR^2}{2th^2} = \frac{\sigma t}{R}$$

$$\frac{2Ph^2 - PR^2}{2th^2} = \frac{\sigma t}{R}$$

$$\frac{2PRh^2 - PR^3}{2th^2} = \sigma t$$

$$\frac{2PRh^2}{2th^2} - \frac{PR^3}{2th^2} = \sigma t$$

$$\frac{PR}{t} \left(1 - \left(\frac{R^2}{2h^2} \right) \right) = \sigma t \dots\dots\dots(2.40)$$

2.10.3 Analisis Ketebalan yang Dibutuhkan Bejana Tekan *Semiellipsoidal* 2 : 1.

Analisis ketebalan bejana tekan *semiellipsoidal* 2:1 ditentukan dari analisis pada tegangan bidang tangensial bejana tekan kecuali pada *point* 1 karena tegangan pada bidang tangensial dan longitudinal adalah sama.

Point 1

$$\frac{PR^2}{2th} = \sigma t$$

$$t = \frac{PR^2}{2 \cdot \sigma t \cdot h}$$

Tegangan tangensial diasumsikan sebagai tegangan maksimum yang mampu diterima material (S), sehingga formula thickness material pada *point* 1 bejana tekan *semiellipsoidal* 2 : 1.

$$t = \frac{PR^2}{2 \cdot S \cdot h} \dots\dots\dots(2.41)$$

Point 2

$$\frac{PR}{t} \left(1 - \left(\frac{R^2}{2h^2} \right) \right) = \sigma t$$

Kita substitusikan $R = 2h$, sehingga didapat:

$$\sigma t = \frac{PR}{t} \left(1 - \left(\frac{R^2}{2h^2} \right) \right) = \frac{PR}{t} \left(1 - \left(\frac{4h^2}{2h^2} \right) \right) = \frac{-PR}{t}$$

Tegangan tangensial diasumsikan sebagai tegangan yang maksimum yang mampu diterima material (S), sehingga formula *thickness* material pada *point* 1 bejana tekan *semiellipsoidal* 2 : 1 (nilai negatif merupakan tanda bahwa kondisi yang terjadi adalah kompresi).

$$t = \frac{-PR}{S} \dots\dots\dots(2.42)$$

2.10.4 Analisis Pertambahan Radius Bejana Tekan Silinder Akibat Defleksi (et).

Pertambahan radius pada *point 1* antara arah tangensial dan longitudinal adalah sama dikarenakan tegangan tangensial dan longitudinal pada posisi ini adalah sama. Pada *point 2* berlaku sama seperti pada bejana tekan silinder.

$$e_z = e_t = (1 / E) (\tau - \nu \sigma_L)$$

Sehingga pertambahan diameter pada arah tangensial adalah sebagai berikut:

Point 1

$$R_t = R_L = R^2 / h$$

Pada poin 1 nilai tegangan tangensial dan longitudinal adalah sama.

$$R = (R^2 / h) e = (R^2 / h \cdot E) (\tau - \nu \sigma_L)$$

Substitusikan σ_L dan τ pada *point 1* sehingga,

$$R = (R^2 / h \cdot E) (\tau - \nu \sigma_L) = \frac{R^2 \left(\frac{P R^2}{2 t h} \right)}{h E} x (1 - \nu) \dots\dots\dots(2.43)$$

Point 2

$$R_L = h^2 / R$$

$$R_t = R$$

Pada poin 2 kita akan meninjau pertambahan radius dimana radius hanya terdapat pada arah tangensial.

$$R_{ez} = R_t e_t = (R / E) (\tau - \nu \sigma_L)$$

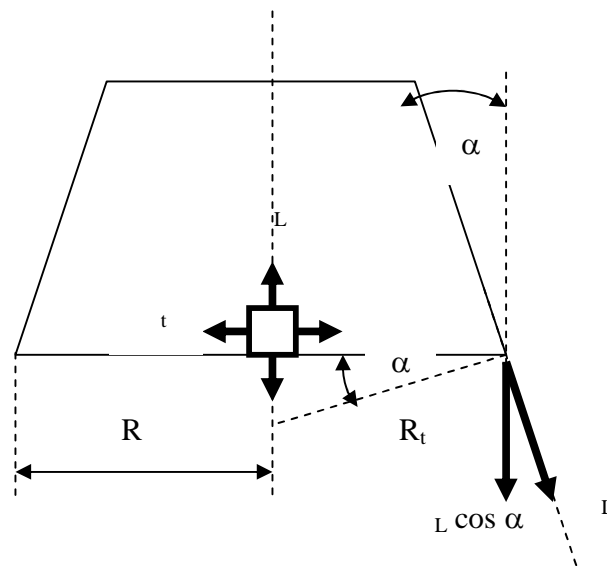
Substitusikan σ_L dan τ pada *point 2*.

$$R_{ez} = R_t e_t = (R / E) (\tau - \nu \sigma_L) = \frac{P R^2}{2 t E} x (2 - (R^2 / h^2) - \nu) \dots\dots\dots(2.44)$$

2.11. Analisis Fundamental Bejana Tekan Conical

Conical adalah bentuk geometrikal dibentuk dari garis lurus dengan sudut yang berotasi pada sumbu, dengan daerah yang simetris terhadap sumbu.

Pada Gambar 2.23 adalah pemodelan bentuk geometrikal bejana tekan *conical* dan analisis tegangan yang terjadi pada deferensial bidang.



Gambar 2.23 Geometrikal Bejana Tekan *Conical* dan Tegangan yang Terjadi

Tegangan longitudinal bekerja pada bidang lurus sehingga nilai R_L adalah . Untuk nilai R_t adalah $(R / \cos \alpha)$.

2.11.1 Analisis Tegangan Longitudinal pada Bejana Tekan *Conical*

Kita ketahui $F \text{ aksi} = F \text{ reaksi}$ (hukum Newton 3), begitu pula resultan gaya yang bekerja pada bidang longitudinal bejana silinder, gaya aksi berasal dari tekanan internal (P) yang bekerja pada penampang lingkaran bejana tekan silinder adalah sama dengan tegangan longitudinal pada deferensial bidang bejana tekan.

Gaya yang bekerja akibat tekanan internal:

$$F = P \cdot A$$

$$F = P \cdot \pi R^2$$

Gaya yang bekerja pada dinding akibat tegangan longitudinal yang bekerja:

$$F = \sigma_L \cdot A$$

$$F = \sigma_L \cdot (2 \pi R t \cdot L)$$

Resultan gaya yang terjadi:

$$P \cdot \pi R^2 = \sigma_L \cdot (2 \pi R t \cdot L)$$

Dengan nilai R_t adalah $R / \cos \alpha$. Sehingga didapat tegangan longitudinal (σ_L).

$$\sigma_L = PR / 2 t \cos \alpha \dots\dots\dots (2.45)$$

2.11.2 Analisis Tegangan Tangensial Pada Bejana Tekan *Conical*

Setelah kita dapat σ_L (persamaan 2.45) maka kita akan menemukan τ dengan mensubstitusikan (persamaan 2.45) ke dalam persamaan dasar analisis fundamental (persamaan 2.23).

Diket : $\sigma_L = PR / 2t$

$$R = R_t \cos \alpha$$

$$R_L =$$

Dit : τ

Jawab :

$$P/t = (\sigma_L / R_L) + (\tau / R_t)$$

$$P/t = ((PR / 2t) / R) + (\tau / R_t)$$

$$P/t = \tau / R_t$$

$$\tau = P R_t / t = P R / t \cos \alpha \dots\dots\dots (2.46)$$

2.11.3 Analisis Ketebalan (*Thickness*) yang Dibutuhkan Bejana Tekan Silinder.

Analisis ketebalan (*thickness*) yang dibutuhkan bejana tekan untuk mengatasi adanya tekanan internal *uniform* yang terjadi dapat kita analisis pada bidang tangensial bejana tekan. Kita ketahui bahwa penambahan radius akibat defleksi yang diakibatkan tekanan internal berada pada bidang tangensial.

Dari syarat kondisi untuk analisis *membrane stress analysis* maka maksimum defleksi adalah $(0,5 \times t)$, dimana R_i merupakan diameter dalam bejana tekan silinder, sehingga

$$\begin{aligned} \tau_t &= P R / t \cos \alpha \\ \tau_t &= P (R_i + 0,5 t) / t \cos \alpha \\ t &= P R_i / (\tau_t \cos \alpha - 0,5 P) \end{aligned}$$

Untuk menyesuaikan dengan pemilihan material bejana tekan silinder, maka kita berikan nilai τ_t sebagai nilai tegangan maksimum yang mampu diterima material (S), sehingga $\tau_t = S$ material.

$$t = P R_i / (S \cos \alpha - 0,5 P) \dots\dots\dots(2.47)$$

2.11.4 Analisis Pertambahan Radius Bejana Tekan Silinder Akibat Defleksi (e_t).

Seperti pada analisis defleksi radius yang terjadi pada bejana tekan dipengaruhi oleh tegangan tangensial yang terjadi. Sehingga formula defleksi yang terjadi pada bejana tekan *conical* adalah sebagai berikut:

$$e_z = e_t = (1 / E) (\tau_t - \sigma_L)$$

Sehingga pertambahan diameter pada arah tangensial adalah sebagai berikut:

$$R_{ez} = R e_t = (R / E) (\tau_t - \sigma_L)$$

Substitusikan (persamaan 2.45) untuk tegangan longitudinal dan (persamaan 2.46) untuk tegangan tangensial.

$$R_{ez} = \frac{P R^2 x(1-(\nu/2))}{t E(\cos\alpha)} \dots\dots\dots(2.48)$$

2.12. Mekanikal Desain

Berikut beberapa formula-formula umum yang dipakai dalam desain bejana tekan (ASME Sec. VIII div.2)

1. *Bejana tekan silinder pada tekanan internal uniform UG-27(c)-(1) (ASME VIII div-1).*

$$t_r = \frac{P \times R}{(S \times E) - (0,6 \times P)} \dots\dots\dots(2.49)$$

Ket :

- P : *Internal desain pressure* (data proses).
 R : Radius bagian dalam dari shell (data proses).
 S_a : Maximum tegangan pada material yang diperbolehkan (pada kondisi dingin).
 S : Maximum tegangan pada material yang diperbolehkan (pada kondisi temperatur desain)
 E : Efisiensi sambungan (*welding*).
 t_r : Ketebalan minimum.

2. *Cone under internal pressure UG – 32 (ASME VIII div-1).*

$$t_r = \frac{P \times D}{2 \cos A (S \cdot E - 0,6 \cdot P)} \dots\dots\dots(2.50)$$

Ket :

- P : *Internal desain pressure*.
 D : Diameter bagian dalam.
 A : Sudut Cone
 S_a : Maximum tegangan pada material yang diperbolehkan (pada kondisi dingin)
 S : Maximum tegangan pada material yang diperbolehkan (pada kondisi temperature desain)
 E : Efisiensi sambungan (*welding*).

3. *Shell head under internal pressure UG-32(d) (ASME VIII div-1).*

$$t_r = \frac{P \times D}{2.S.E - 0,2.P} \dots\dots\dots(2.51)$$

Ket :

- P : Internal desain pressure.
- R : Radius bagian dalam.
- S_a : Maximum tegangan pada material yang diperbolehkan (pada kondisi dingin)
- S : Maximum tegangan pada material yang diperbolehkan (pada kondisi temperature desain)
- E : Efisiensi sambungan (*welding*).

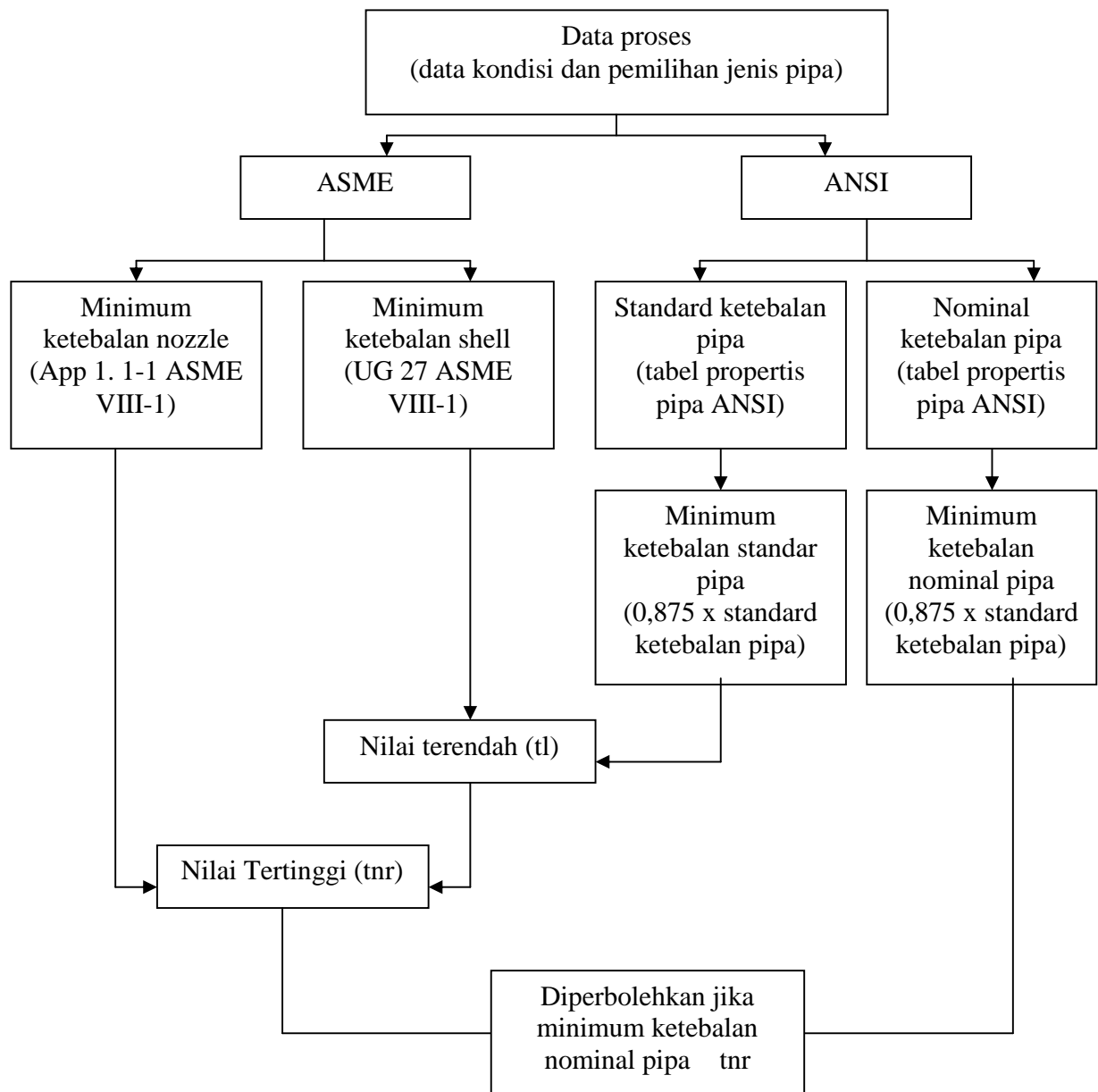
4. *Min. Required Thickness of Nozzle (corrosion) → ASME VIII-1 App 1-1*

$$t_{rn} = \frac{P.R_o}{S_n.E + 0,4P} \dots\dots\dots(2.52)$$

- P : Internal desain pressure.
- R_o : Radius bagian luar dari *nozzle*.
- S_a : Maximum tegangan pada material yang diperbolehkan (pada kondisi dingin)
- S : Maximum tegangan pada material yang diperbolehkan (pada kondisi temperature desain)
- E : Efisiensi sambungan (*welding*).

Pada mekanikal desain *nozzle neck* kita menggunakan standar produksi pipa ANSI, sehingga kalkulasi mekanikal desain untuk *nozzle neck* kita menggunakan dua standar yaitu ASME dan ANSI. Pada Gambar 2.22 dapat kita lihat bagan alur mekanikal desain untuk *nozzle neck*.

5. *Nozzle neck thickness design* (ASME UG 45 (b) & ANSI B36 10M).



Gambar 2.24 Bagan Alur Desain *Nozzle Neck* (ASME UG 45(b) & ANSI B36 10M)

2.13. Tekanan Internal

a. Tekanan operasi

Tekanan operasi adalah tekanan yang diperlukan untuk proses yang dilayani oleh suatu bejana tekan yang dioperasikan pada tekanan tersebut (ASME Sec.VIII div1).

b. Tekanan desain

Tekanan desain adalah tekanan yang digunakan untuk mendesain suatu bejana tekan. Namun demikian sebaiknya pada bejana tekan, tekanan desain lebih tinggi dari tekanan kerja operasi. Beda tekanan tersebut sekaitar 10%. Tekanan fluida atau zat lain di dalam bejana juga harus diperhitungkan tekanan kerja maksimum yang dibolehkan.

c. Tekanan kerja maksimum yang diperbolehkan

Tekanan kerja maksimum yang diperbolehkan, *corroded* adalah tekanan internal dimana bagian terlemah dari bejana tekanan dibebani hingga batas kemampuannya, apabila bejana tekan diasumsikan sebagai:

- Dalam kondisi berkarat
- Berada dalam pengaruh suhu operasi yang telah ditentukan
- Dalam kondisi operasi normal

Tekanan kerja maksimum yang diperbolehkan, *new and cold* adalah tekanan internal dimana bagian yang terlemah bejana dibebani sampai batas kemampuannya, apabila bejana:



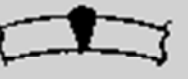



- Dalam kondisi tidak berkarat
- Suhu operasinya tidak mempengaruhi kekuatannya (suhu kamar dingin)
- Dalam kondisi operasi normal

2.14. Efisiensi Sambungan

Efisiensi sambungan tergantung dari bentuk sambungan serta persentase radiografi yang ditentukan.

Di bawah ini daftar berbagai efisiensi sambungan (E) sesuai dengan ASME VIII UW 12.

Tabel 2.6 Efisiensi sambungan

	Types of Joints	X-Ray		
		Full	Spot	None
1	 Single and double butt joints	100	85	70
2	 Single butt joint with backing strip	90	80	65
3	 Single butt joint without backing strip	-	-	60
4	 Double full fillet lap joint	-	-	55
5	 Single full fillet lap joint with plugs	-	-	50
6	 Single full fillet lap joint	-	-	45

Spesifikasi efisiensi join disajikan pada lampiran K (ASME VII div-1)

2.15. Tekanan Uji

Bejana dengan dinding tunggal yang didesain untuk vacuum sebagai (partial), harus diuji dengan tekanan uji hidrostatis internal atau apabila tekanan hidrostatis tidak praktis, dapat diuji dengan pneumatis (UG – 99 (f)).

Kedua jenis pengujian tersebut harus dilaksanakan tidak kurang dari 1,3 x selisih antara tekanan atmosferis normal dan tekanan absolut desain minimum internal UG – 99 (f).

2.16. Pemilihan Material

Ada beberapa factor yang mendasari dalam pemilihan bahan atau material dari bejana tekan anatara lain sebagai berikut (*Pressure Vessel Handbook, Hendry H. Bednar*):

- Ketahanan terhadap korosi yang terjadi diakibatkan proses yang berlangsung dan lingkungan proses
- Kekuatan material terhadap tekanan dan suhu proses dan lingkungan
- Ketersediaan material
- Harga
- Fabrikasi
- Maintanance

Dari faktor-faktor diatas maka seleksi material secara umum dapat diklasifikasikan menjadi *corrosive dan noncorrosive service*.

Untuk kondisi non-korosif akan diklasifikasikan menurut temperatur operasi. Sedangkan untuk kondisi korosif pemilihan bahan paling utama ditujukan pada stainless steell sebagai bahan yang tahan terhadap korosi. Tetapi karena kondisi tekanan kerja.

2.16.1 *Noncorrosive service*

Fundamental seleksi material pada kondisi non-korosif adalah berdasarkan dari kondisi temperatur dan kondisi tekanan desain. Berikut tabel 2.7 klasifikasi seleksi material sesuai dengan kondisi kerja (*Pressure Vessel Handbook, Hendry H. Bednar*).

Tabel 2.7 Klasifikasi seleksi material *noncorrosive service*

	Service Temperature (°F)	Plate	Pipe	Forgings	Pressure Bolting	Structural					
						Bolts	Nuts	Shapes			
Cryogenic	(-425) – (-321)	SA 240 type 304, 304 L, 347	SA312 types 304, 304L, 347	SA 182 grades F304, F304L, F347	Bolts : SA320 gr. B8 strain hardened Nuts : SA194 gr.B	Same as pressure parts					
	(-320) – (-151)	SA 240 type 304, 304 L, 316, 316L, SA353	SA312 types 304, 304L, 316, 316L	SA 182 grades F304, F304L							
Low temperature	(-150) – (-76)	SA203 gr. D or E	SA333 gr.3	SA350 gr. LF3	Bolts : SA320 gr. L7 Nuts : SA194 gr. 4						
	(-75) – (-51)	SA203 gr. A or B	SA333 gr.3	SA350 gr. LF3							
	(-50) – (-21)	SA516	SA333 gr.1	SA350							
	(-20) – (4)	SA516	SA53 (seamless) or SA106	gr.LF1 or LF2	Bolts : SA193 gr. B7	SA307 gr. B Or SA325	SA36				

Service Temperature (°F)	Plate	Pipe	Forgings	Pressure Bolting	Structural			
					Bolts	Nuts	Shapes	
(5) – (32)	SA516				Same as pressure parts			
Intermediate	(33) – (60)	SA285 SA515 SA516		SA181 gr. 1 or B SA105 gr. 1 or B				
	(61) – (775)	SA285 SA515 SA516 SA204	SA53 (seamless) SA106 SA335 F1					
Elevated temperature	(776) – (875)	SA204 gr B or C	SA335 F1	SA182 gr.F1				
	(876) – (1000)	SA387 gr. 11 Cl.1 SA387 gr. 12 Cl.1	SA335 F11 SA335 F12	(SA182 gr.F11) (SA182 gr.F12)				
	(1001) – (1100)	SA387 gr. 22 Cl.1	SA335 F22	(SA182 gr.F22)		SA193 gr. B5 SA194 gr.3		
	(1101) – (1500)	SA240 types 304, 316, 321, 347	SA312 types 304H, 316H, 321H, 347H	SA182 gr. 304H, 316H, 321H, 347H		SA193 gr. B8 SA193 gr.8		
	Above +1500	Type 310 stainless incoloy						

2.16.2 Corrosive service

Secara umum penggunaan stainless steel merupakan pilihan utama untuk *corrosive service*. Tetapi hal ini juga merupakan masalah karena tekanan desain terbatas pada kemampuan stainless steel. Sehingga untuk ketebalan lebih dari 3/8 in maka kita gunakan baja karbon atau paduan baja karbon dengan dilapisi bahan anti korosi. Metode yang paling umum digunakan adalah *integral cladding*.

Integral cladding merupakan teknik pelapisan dengan menggunakan material lain sebagai pelindung. Dengan proses *hot rolled*, dua material di-roll pada kondisi temperatur. Untuk material bagian luar merupakan material yang diharapkan untuk dilindungi dan material pelapis bagian dalam yang menjadi pelindung. Pada tabel 2.8 merupakan beberapa jenis material *cladding* yang secara umum digunakan.

Tabel 2.8 Jenis material *cladding*

ASTM (SA) STANDARD SPECIFICATIONS FOR INTEGRAL PLATE	ALLOY CALDING METEL ASTM (SA)	REMARKS	MAXIMUM SERVICE TEMPERATU RE (°F)	MAXIMUM ALLOWABLE STRESS (MPA)
Chromium Steels A(SA) 263	A(SA) Type 410S 405 429	0.08 C. max 12Cr-11 15Cr	1200	103
Cromium-nickel A(SA) 264	A(SA) 240 Type 304 L 309S 310S 316L	0,03C max 23Cr-12Ni 25Cr-20Ni 0,03 max	800	198
Nickel and nickel- base alloy, A(SA) 264	B(SB) 127 168 409 424	Monel 400 Inconel 600 Incoloy 800 Incoloy 825	500 1200 1200	

BAB 3. METODE PENELITIAN

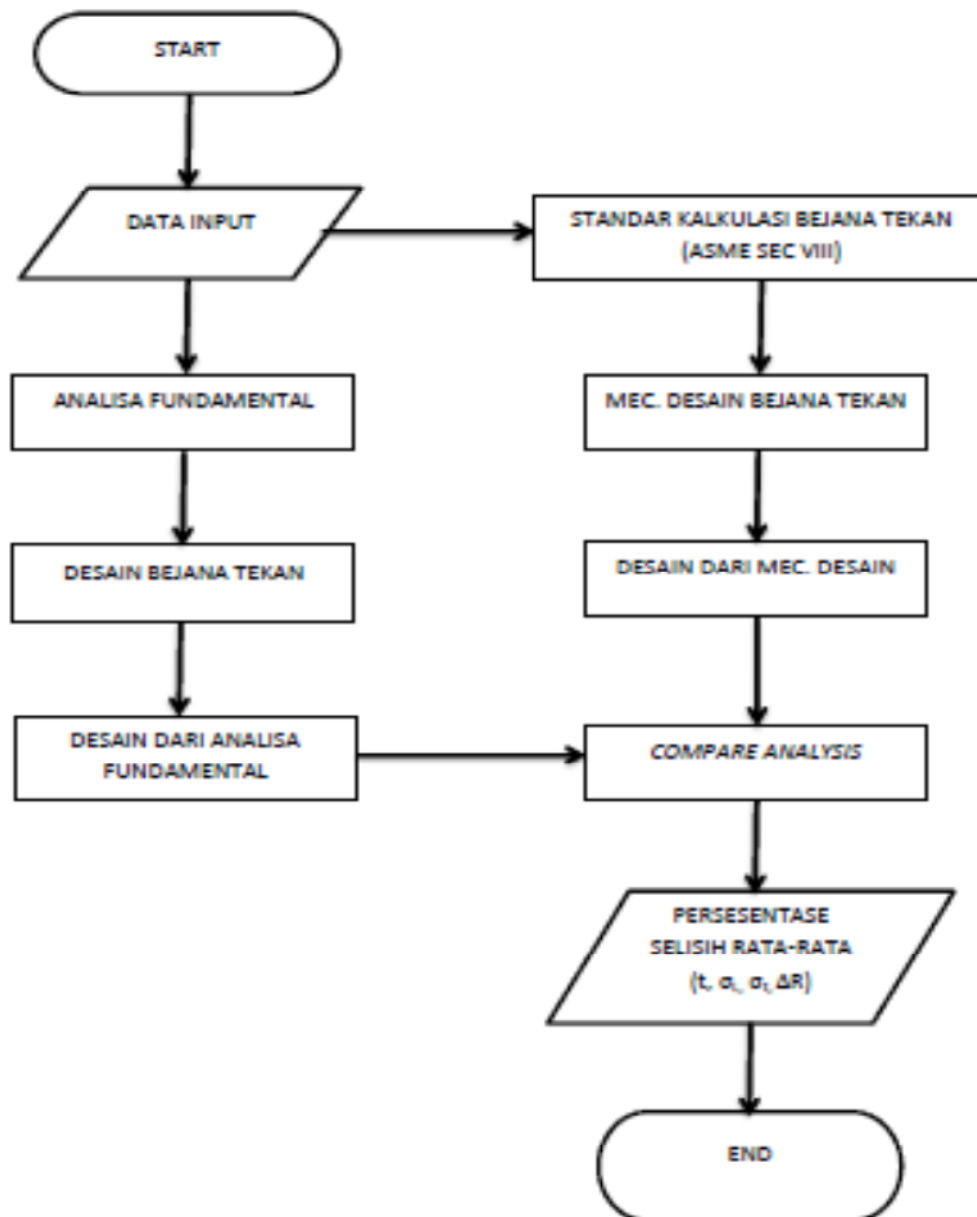
3.1 Waktu dan Tempat Penelitian

Pada penulisan karya tulis ini peneliti mengambil tempat pada PT. AWECO INDOSTEEL PERKASA. Penelitian ini dilakukan pada tanggal 1 sampai 28 Juli 2011.

3.2 Langkah-langkah Penelitian

- a. Pengambilan *data desain* sebagai data dasar dalam mendesain *shell & tube heat exchanger* tipe BEM. Pengambilan data dilakukan pada PT. AWECO INDOSTEEL PERKASA
- b. Analisis fundamental (*membrane shell analysis*) bejana tekan berdasarkan bentuk dasar geometrikal bejana tekan pada *shell & tube heat exchanger* tipe BEM dengan dengan kondisi kerja tekanan internal yang uniform.
- c. Mekanikal desain bejana tekan pada *heat exchanger* tipe BEM. Mekanikal desain dilakukan sesuai dengan standar ASME sec VIII div 1.
- d. Membandingkan ketebalan yang dihasilkan pada desain menggunakan analisis fundamental dan desain menggunakan mekanikal desain.
- e. Membandingkan tegangan longitudinal & tangensial yang terjadi pada bejana tekan dengan ketebalan yang didapat dari analisis fundamental dan mekanikal desain.
- f. Analisis pertambahan radius (*radius growth*) yang terjadi antara dua metode desain diatas.
- g. Diagram alir penelitian.

3.3 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.4 Penyajian Analisis Data

Penyajian data berupa nilai-nilai parameter desain mekanikal alat penukar kalor (*shell & tube heat exchanger*) tipe BEM yang disajikan dalam bentuk tabel. Kemudian dilakukan perbandingan dengan analisis fundamental dari kondisi kerja yang terjadi pada bejana tekan alat penukar kalor (*shell & tube heat exchanger*) tipe BEM yang disajikan pula dalam bentuk tabel.

BAB 4. HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada karya tulis ini akan meninjau dan menganalisis beberapa aspek desain dari alat penukar kalor tipe BEM (TEMA):

- a. kepala (*head*) tipe B,
- b. bagian tengah (*shell*) tipe E dan
- c. bagian kepala belakang (*rear head*) tipe M.

Peninjauan dilakukan dengan perbandingan (*comparing*) antara mekanikal desain dengan analisa dasar desain (fundamental) pada kondisi tekanan desain maupun pada tekanan operasi.

Peninjauan dilakukan pada bagian bejana tekan pada alat penukar kalor tipe BEM, sebagai berikut:

1. *Shell*
2. *Shell Head*
3. *Elipsodial Head 2 : 1*
4. *Nozzle Inlet (T1)*
5. *Nozzle Outlet (T2)*
6. *Nozzle Outlet (T3)*
7. *Nozzle Inlet (S1)*
8. *Nozzle Outlet (S2)*

Aspek desain yang ditinjau antara lain sebagai berikut :

1. Ketebalan (*thicknes*)
2. Tegangan longitudinal.(σ_L)
3. Tegangan tangential (σ_t)
4. Pertambahan radius akibat defleksi (ΔR_e)

4.1. Pemilihan Bahan

Pemilihan bahan didasarkan atas beberapa faktor yang telah disebutkan pada bab. 2, jelas bahwa faktor yang *major* yang digunakan dalam pemilihan atau seleksi material adalah kesesuaian dengan proses atau kondisi kerja *equipment*.

Equipment penukar kalor BEM (*produce fluid exchanger* atau kondensasi) yang digunakan adalah tipe C (TEMA, ed. VIII) dimana untuk tipe C adalah non-korosif kondisi (*non-corrosive service*). Sehingga pemilihan material tertuju pada baja (*steel*) dan paduannya (*alloy*).

Pemilihan untuk bejana tekan menggunakan standar ASME sec. II part D Customary. Berikut pemilihan atau seleksi material yang telah dilakukan pada bagian yang dianalisa (*part*) pada equipment penukar kalor tipe BEM (*produce fluid exchanger*). Untuk komposisi dan sifat mekanik material dapat dirujuk pada lampiran K (ASME II part-D *customary*).

Tabel 4.1. Pemilihan Bahan Bejana Tekan tipe BEM

No	Part	Material	Komposisi	Produksi	Maksimal tekanan kerja (psi)
1	Shell	SA 516 Gr70	Karbon steel	Plat	37.709
2	Shell Head	SA 240 316	Karbon steel	Plat	28.717
3	Elipsodial Head 2:1	SA 240 316	Karbon steel	Plat	28.717
4	Nozzle Neck (T1)	ANSI	Karbon steel	Pipa ANSI	17.100
5	Nozzle Neck (T2)	ANSI	Karbon steel	Pipa ANSI	17.100
6	Nozzle Neck (T3)	ANSI	Karbon steel	Pipa ANSI	17.100
7	Nozzle Neck (S1)	ANSI	Karbon steel	Pipa ANSI	17.100
8	Nozzle Neck (S2)	ANSI	Karbon steel	Pipa ANSI	17.100

Nilai maksimum tekanan kerja (ASME II part D *customary*) disajikan pada lampiran K.

4.2. Ketebalan

Hasil dari nilai ketebalan didapat dengan cara Mengkalkulasikan serta membandingkan antara 2 Metode yaitu metode analisa fundamental (Lampiran B) dengan mekanikal desain ASME Sec.VIII div.2 (Lampiran A). kedua analisa tersebut dilakukan pada *Operation Pressure*, dan *Design Pressure*

Berikut Tabel hasil kalkulasi ketebalan part bejana tekan pada penukar kalor tipe BEM (TEMA). Perhitungan nilai ketebalan disajikan pada lampiran A dan B.

Tabel 4.2 Hasil Kalkulasi Ketebalan (*Design Pressure*)

No	Part	Keteban Mekanikal Desain (In)	Keteban Fundamental Desain (In)	Selisih Ketebalan (In)	Persentase Selisih (%)
1	Shell	0.275	0.269	0.006	2
2	Shell Head	0.393	0.258	0.135	34
3	Elipsodial Head 2 : 1			0	
	Point 1	0.393	0.257	0.136	35
	Point 2	0.393	0.257	0.136	35
4	Nozzle Neck (T1)	0.500	0.215	0.285	57
5	Nozzle Neck (T2)	0.500	0.215	0.285	57
6	Nozzle Neck (T3)	0.337	0.156	0.181	54
7	Nozzle Neck (S1)	0.375	0.167	0.208	56
8	Nozzle Neck (S2)	0.375	0.167	0.208	56
Jumlah		3.541	1.961	1.58	
Rata-Rata		0.393	0.218	0.176	43%

Tabel 4.3 Hasil Kalkulasi Ketebalan (*Operation Pressure*)

No	Part	Keteban Mekanikal Desain (In)	Keteban Fundamental Desain (In)	Selisih Ketebalan (In)	Persentase Selisih (%)
1	Shell	0.196	0.179	0.020	9
2	Shell Head	0.196	0.176	0.020	10
3	Elipsodial Head 2 : 1				
	Point 1	0.196	0.176	0.020	10
	Point 2	0.196	0.176	0.020	10
4	Nozzle Neck (T1)	0.438	0.155	0.283	65
5	Nozzle Neck (T2)	0.438	0.155	0.283	65
6	Nozzle Neck (T3)	0.294	0.135	0.159	54
7	Nozzle Neck (S1)	0.328	0.139	0.189	58
8	Nozzle Neck (S2)	0.328	0.139	0.189	58
Jumlah		2.610	1.430	1.180	
Rata-Rata		0.290	0.159	0.131	38%

Faktor yang mempengaruhi nilai ketebalan yaitu nilai maksimum tekanan kerja yang mampu diterima material (S), tekanan, dan radius. Nilai maksimum tekanan kerja material didapat dari ASME sec. II part D Customary dan mampu diterima material.

Ketebalan juga dipengaruhi oleh radius. Semakin besar radius maka ketebalan juga akan semakin besar juga. Data yang diinformasikan merupakan data radius sebagai ukuran standar dari TEMA. Pada penukar kalor tipe BEM ini, ukuran standar adalah 25 inchs. sehingga informasi yang diberikan adalah diameter standar. Tetapi pada realisasinya pada kondisi baru (*new*) nilai diameter nantinya tidak dalam kondisi 25" karena dengan asumsi bahwa kondisi diameter 25" merupakan kondisi pada saat lama (*corroded*) dengan harapan tekanan yang terjadi masih dalam ruang lingkup yang direncanakan. Dengan memasukkan data *ca* (*corrosion allowance*) dan *ma* (*mill under tolerance*) sebagai nilai pengurangan diameter, maka kita dapat diameter kondisi baru (*new*). Berbeda pada *nozzle neck*, kita hanya mengecek apakah pemilihan *nozzle neck* yang dilakukan proses dan piping adalah benar dalam pandangan faktor kekuatan *part* pada kondisi operasi alat penukar kalor tipe BEM. Nilai *inside* diameter bejana merupakan standar produksi (ANSI). Sehingga asumsi *ma* (*mill under tolerance*) diabaikan. Tetapi nilai *ca* masih tetep di perhitungkan. Berbeda pada bagian lain yang dapat difabrikasi sendiri, nilai diameter pada kondisi lama (*corr*) ditambah dengan *ca* (*corrosion allowance*).

Nilai *part nozzle neck* dipengaruhi akibat faktor desain pada pipa. Dalam perancangan, pada *part nozzle neck* menggunakan nilai *Minimum Thickness Nozzle* sebesar 0.875. Maka pada tiap pipa, hasil kalkulasi ketebalan akan dikali dengan faktor desain tersebut. Jika nilai *Nominal Thickness of Nozzle* Lebih besar dari nilai *Minimum Thickness Nozzle*, maka pipa tersebut telah memenuhi syarat.

Pada kondisi *design pressure* nilai ketebalan lebih besar dibandingkan dengan nilai ketebalan pada kondisi *operation pressure*. Tampak pada tabel 4.2 dan tabel 4.3, nilai ketebalan *part Shell* pada kondisi *design pressure* (fundamental) lebih besar (0.484in) dibandingkan nilai ketebalan pada kondisi *operation pressure* yaitu sebesar

(0,254in). Hal ini disebabkan karena tekanan yang berbeda, semakin besar nilai tekanan maka semakin besar nilai dari ketebalannya.

Dari nilai ketebalan yang telah dikalkulasikan pada Tabel 4.1 dan Tabel 4.2 dengan dua metoda yaitu analisa fundamental (*membrane analysis*) dan mekanikal desain dengan tekanan pada *design pressure* dan *operation pressure* diatas, maka kita dapat lihat bahwa persentase rata-rata nilai *t* pada kondisi *design pressure* sebesar 43%, sedangkan pada kondisi *operation pressure* sebesar 38%.

4.3. Tegangan Longitudinal

Nilai tegangan longitudinal didapat dari perbandingan antara mekanikal desain dan analisa fundamental dengan tekanan pada *operation pressure* dan *design pressure* (perhitungan lampiran C).

Dari hasil *comparing* data maka dapat kita ketahui kondisi tegangan longitudinal yang terjadi pada masing-masing desain metode.

Tabel 4.4 Perbandingan Teg. Longitudinal Kondisi Baru (*Design Pressure*)

No	BAGIAN	Tegangan Longitudinal (Mekanikal) (psi) (<i>New</i>)	Tegangan Longitudinal (Fundamental) (psi) (<i>New</i>)	Selisih Teg. Longitudinal (psi) (<i>New</i>)	Persentase (%) (<i>New</i>)
1	Shell	6344,107	6485,612	141,505	2
2	Shell Head	4439,260	6762,179	2.322,919	34
3	Elipsodial Head 2 : 1			0	
	Point 1	8978,238	13730,915	4.752,677	35
	Point 2	4449,260	6788,441	2.339,181	35
4	Nozzle Neck (T1)	1287,776	2454,326	1.166,550	48
5	Nozzle Neck (T2)	1287,776	2454,326	1.166,550	48
6	Nozzle Neck (T3)	886,318	1123,214	236,896	21
7	Nozzle Neck (S1)	1119,892	1422,329	302,437	21
8	Nozzle Neck (S2)	1119,892	1422,329	302,437	21
Jumlah		29.912.519	42.643.616	12.731,152	
Rata-Rata		3.323,613	4.738.179	1.426.789	
Persentase kenaikan nilai tegangan longitudinal mekanikal desain terhadap fundamental desain pada kondisi baru (<i>new</i>)					29%

Tabel 4.5 Perbandingan Teg. Longitudinal Kondisi Lama (*Design Pressure*)

No	BAGIAN	Tegangan Longitudinal (Mekanika) (psi) (<i>corr</i>)	Tegangan Longitudinal (Fundamental) (psi) (<i>corr</i>)	Selisih Teg. Longitudinal (psi) (<i>corr</i>)	Persentase tegangan longitudinal (%) (<i>corr</i>)
1	Shell	12598,8	13162,9	564	4
2	Shell Head	6836,5	14340,1	7,504	52
3	Elipsodial Head 2 : 1			0	
	Point 1	13675,1	28932,9	15.257	53
	Point 2	6836,5	14457,6	7.621	53
4	Nozzle Neck (T1)	1764,4	6060,7	4.296	71
5	Nozzle Neck (T2)	1764,4	6060,7	4.296	71
6	Nozzle Neck (T3)	1492,7	6125,1	4.633	76
7	Nozzle Neck (S1)	1750,6	6078,7	4.328	71
8	Nozzle Neck (S2)	1750,6	6078,74	4.328	71
Jumlah		52.690,16	101.697.4	53.228	
Rata-Rata		5.854,46	11.299.2	5.914	
Persentase kenaikan nilai tegangan longitudinal mekanikal desain terhadap fundamental desain pada kondisi lama					48%

Tabel 4.6 Perbandingan Teg. Longitudinal Kondisi Baru (*Operation Pressure*)

No	BAGIAN	Tegangan Longitudinal (Mekanikal) (psi) (<i>New</i>)	Tegangan Longitudinal (Fundamental) (psi) (<i>New</i>)	Selisih Tegangan Longitudinal (psi) (<i>New</i>)	Persentase tegangan longitudinal (%) (<i>New</i>)
1	Shell	2968,528	3250,455	281,927	9
2	Shell Head	2968,528	3305,861	337,333	10
3	Elipsodial Head 2 : 1			0	
	Point 1	5985,253	6663,675	678,422	10
	Point 2	2968,528	3305,861	337,333	10
4	Nozzle Neck (T1)	490,263	1135,365	645,102	57
5	Nozzle Neck (T2)	490,263	1135,365	645,102	57
6	Nozzle Neck (T3)	338,818	425,152	86,334	20
7	Nozzle Neck (S1)	426,910	569,896	142,986	25
8	Nozzle Neck (S2)	426,910	569,896	142,986	25
Jumlah		17.064,001	20361.526	3297,525	
Rata-Rata		1.896.012	2.262.391	366,392	
Persentase kenaikan nilai tegangan longitudinal mekanikal desain terhadap fundamental desain pada kondisi baru (<i>new</i>)					16%

Tabel 4.7 Perbandingan Teg. Longitudinal Kondisi lama (*Operation Pressure*)

No	BAGIAN	Tegangan Longitudinal (Mekanikal) (psi) (<i>corr</i>)	Tegangan Longitudinal (Fundamental) (psi) (<i>corr</i>)	Selisih Tegangan Longitudinal (psi) (<i>corr</i>)	Persentase tegangan longitudinal (%) (<i>corr</i>)
1	Shell	9643,19	13368,9	3.725	28
2	Shell Head	9643,19	14374,1	4.731	33
3	Elipsodial Head 2 : 1			0	
	Point 1	19298,1	28719,3	9.421	33
	Point 2	9643,19	14347,1	4.704	33
4	Nozzle Neck (T1)	705,000	6063,7	5.358	88
5	Nozzle Neck (T2)	705,000	6063,7	5.358	88
6	Nozzle Neck (T3)	624,508	6332,5	5.708	90
7	Nozzle Neck (S1)	718,492	6081,7	5.363	88
8	Nozzle Neck (S2)	718,492	6081,7	5.363	88
Jumlah		51699,160	101432,7	49.731	
Rata-Rata		5.744,351	11.270,3	5.526	
Persentase kenaikan nilai tegangan longitudinal mekanikal desain terhadap fundamental desain pada kondisi baru (<i>new</i>)					49%

Sesuai dengan formula dasar tegangan longitudinal ($PR/2t$), nilai R dan P semakin besar maka tegangan longitudinal semakin besar dan sebaliknya nilai t semakin besar maka nilai tegangan longitudinal semakin kecil.

Dari nilai tegangan longitudinal (L) yang telah dikalkulasikan pada Tabel diatas dengan asumsi bahwa nilai inside radius yang telah dijelaskan pada penghitungan ketebalan. Nilai L terbesar (fundamental desain pada kondisi *design pressure*) terdapat pada *part elipsodial head 2 : 1 (point 1)* (fundamental desain) kondisi baru yaitu 13730,915 psi dan kondisi lama (korosi) yaitu 28932,9 psi. Faktor ini dipengaruhi nilai tekanan p dan radius pada *part elipsodial head 2 : 1 (point 1)* dibagi ketebalan t dan ketinggian h ($point 1 : PR^2/2Th$).

Dari hasil perhitungan tegangan longitudinal (tabel diatas), Selisih nilai ketebalan *Nozzle Neck* (T1 = T2), dan (S1 = S2) pada kondisi baru (*new*) dan kondisi

Lama (*corr*). Hal ini dikarenakan bahwa pada *part Nozzle Neck* (T1 dan T2), dan (S1 dan S2) memiliki diameter, material, nilai ketebalan, dan *nominal size* yang sama.

Pada tabel perhitungan nilai tegangan longitudinal, rata-rata persentase nilai tegangan longitudinal (*design pressure*) pada kondisi baru yaitu 29% dan pada kondisi terkorosi yaitu 48%. Pada saat kondisi *operation pressure*, rata-rata persentase nilai tegangan longitudinal pada kondisi baru yaitu 16% dan pada kondisi terkorosi yaitu 49%.

4.4. Tegangan Tangensial

Formula dari tegangan tangensial didapatkan dari analisa fundamental pada bab 2. Analisa tegangan tangensial (τ) tiap *part* yang dianalisa berdasarkan bentuk dasar geometrical.

Pada pembahasan ini, untuk tegangan tangensial kita akan membandingkan nilai dari part tegangan tangensial yang didesain dengan menggunakan mekanikal desain dengan yang di desain menggunakan analisa fundamental (perhitungan tegangan tangensial pada lampiran D).

Dari comparing data maka dapat kita ketahui kondisi tegangan tangensial yang terjadi pada masing-masing desain metode

Tabel 4.8 Perbandingan Tegangan Tangensial Kondisi Baru (*Design Pressure*)

No	BAGIAN	Tegangan Tangensial (Mekanikal) (psi) (<i>New</i>)	Tegangan Tangensial (Fundamental) (psi) (<i>New</i>)	Selisih Tegangan Tangensial (psi) (<i>New</i>)	Persentase Tegangan Tangensial (%) (<i>New</i>)
1	Shell	12688,2	12971,2	283	2
2	Shell Head	8878,5	13524,2	4.646	34
3	Elipsodial Head 2 : 1			0	
	Point 1	8978,2	13730,9	4.752	35
	Point 2	8878,6	13576,8	4.698	35
4	Nozzle Neck (T1)	2575,6	4908,7	2.333	48
5	Nozzle Neck (T2)	2575,6	4908,7	2.333	48
6	Nozzle Neck (T3)	1772,6	2206,4	434	20
7	Nozzle Neck (S1)	2293,7	2844,6	551	19
8	Nozzle Neck (S2)	2293,7	2844,6	551	19
Jumlah		50.934,23	71.515,5	20.581	
Rata-Rata		5.659,36	7.946,2	2.286	
Persentase kenaikan rata-rata nilai tegangan tangensial mekanikal desain dan fundamental desain pada kondisi baru (<i>new</i>)					29%

Tabel 4.9 Perbandingan Tegangan Tangensial Kondisi Lama (*Design Pressure*)

No	BAGIAN	Tegangan Tangensial (Mekanikal) (psi) (<i>corr</i>)	Tegangan Tangensial (Fundamental) (psi) (<i>corr</i>)	Selisih Tegangan Tangensial (psi) (<i>corr</i>)	Persentase tegangan Tangensial (%) (<i>corr</i>)
1	Shell	25197,6	26325,8	1.128	4
2	Shell Head	13673,1	28680,1	15.007	52
3	Elipsodial Head 2 : 1			0	
	Point 1	13675,1	28932,9	15.257	53
	Point 2	13673,1	28915,2	15.242	53
4	Nozzle Neck (T1)	3528,8	12121,4	8.593	71
5	Nozzle Neck (T2)	3528,8	12121,4	8.593	71
6	Nozzle Neck (T3)	2985,5	12250,3	9.265	76
7	Nozzle Neck (S1)	3501,2	12157,5	8.656	71
8	Nozzle Neck (S2)	3501,2	12157,5	8.656	71
Jumlah		85.234,4	175.662,1	90.428	
Rata-Rata		9.470,5	19.518,3	10.047	
Persentase kenaikan rata-rata nilai tegangan tangensial mekanikal desain dan fundamental desain pada kondisi corr					51%

Tabel 4.10 Perbandingan Tegangan Tangensial Kondisi Baru (*Operation Pressure*)

No	BAGIAN	Tegangan Tangensial (Mekanikal) (psi) (<i>New</i>)	Tegangan Tangensial (Fundamental) (psi) (<i>New</i>)	Selisih Tegangan Tangensial (psi) (<i>New</i>)	Persentase Tegangan Tangensial (%) (<i>New</i>)
1	Shell	5937,05	6500,91	563	9
2	Shell Head	5937,05	6611,72	674	10
3	Elipsodial Head 2 : 1				
	Point 1	5985,25	6663,67	678	10
	Point 2	5937,05	6611,72	674	10
4	Nozzle Neck (T1)	980,52	2270,72	1.290	57
5	Nozzle Neck (T2)	980,52	2270,72	1.290	57
6	Nozzle Neck (T3)	677,63	850,30	173	20
7	Nozzle Neck (S1)	853,82	1139,79	286	25
8	Nozzle Neck (S2)	853,82	1139,79	286	25
Jumlah		28.142,7	34.059,3	5.914	
Rata-Rata		3.126,9	3.784,3	657	
Persentase rata-rata nilai tegangan tangensial mekanikal desain dan fundamental desain pada kondisi baru (<i>new</i>)					17%

Tabel 4.11 Perbandingan Tegangan Tangensial Kondisi Lama (*Operation Pressure*)

No	BAGIAN	Tegangan Tangensial (Mekanikal) (psi) (<i>corr</i>)	Tegangan Tangensial (Fundamental) (psi) (<i>corr</i>)	Selisih Tegangan Tangensial (psi) (<i>corr</i>)	Persentase Tegangan Tangensial (%) (<i>corr</i>)
1	Shell	19286,3	26737,9	7.451	27
2	Shell Head	19286,3	28694,3	9.408	32
3	Elipsodial Head 2 : 1			0	
	Point 1	19298,1	28719,3	9.421	32
	Point 2	19286,3	28694,3	9.408	32
4	Nozzle Neck (T1)	1410,0	12127,4	10.717	88
5	Nozzle Neck (T2)	1410,0	12127,4	10.717	88
6	Nozzle Neck (T3)	1249,0	12665,0	11.416	90
7	Nozzle Neck (S1)	1437,5	12163,5	10.726	88
8	Nozzle Neck (S2)	1437,5	12163,5	10.726	88
Jumlah		84.100,9	174.092,6	89.990	
Rata-Rata		9.344,55	19.343,6	9.999	
Persentase rata-rata nilai tegangan tangensial mekanikal desain dan fundamental desain pada kondisi <i>corr</i>					52%

Sesuai dengan formula dasar tegangan tangensial (PR/t), nilai R semakin besar maka tegangan tangensial semakin besar dan sebaliknya nilai t semakin besar maka nilai tegangan tangensial semakin kecil.

Nilai tegangan tangensial adalah 2 kali nilai tegangan longitudinal, dikarenakan terdapat koefisien 2 pada pembagi yang dikalikan dengan nilai ketebalan ($2t$).

Pada kondisi *design pressure* nilai rata-rata tegangan tangensial mekanikal desain dan fundamental desain lebih besar dibandingkan dengan nilai t pada kondisi *operation pressure*. Faktor ini dipengaruhi oleh nilai tekanan dan radius pada setiap *part*. Semakin besar nilai tekanan dan radius maka semakin besar pula nilai dari tegangan tangensial.

Dari nilai tegangan tangensial (σ_t) Tabel 4.8 dan 4.9 Diatas maka kita dapat lihat bahwa Nilai t terbesar (fundamental desain pada kondisi *design pressure*)

kondisi terdapat pada part pada *part Elipsodial Head 2 : 1* (Point 1) dengan nilai pada kondisi baru sebesar 13730,9 psi dan kondisi lama (korosi) sebesar 28932,9 psi.

Nilai tegangan tangensial pada *Nozzle Neck* (T1 = T2), dan (S1 = S2) pada kondisi baru (*new*) dan kondisi lama (*corr*) baik pada tekanan operasi maupu pada saat kondisi tekanan desain . Hal ini dikarenakan bahwa pada *part Nozzle Neck* (T1 dan T2), dan (S1 dan S2) memiliki nilai ketebalan dan *nominal size pipe* (*standart ANSI*) yang sama.

Terjadi kenaikan nilai tegangan tangensial pada mekanikal desain terhadap fundamental desain (kondisi *design pressure*), rata-rata kenaikan nilai tegangan tangensial pada kondisi baru 29% dan pada kondisi terkorosi 51%. Begitu pula dengan pada saat kondisi *operation pressure*, terjadi kenaikan nilai tegangan tangensial pada mekanikal desain terhadap fundamental desain, rata-rata kenaikan nilai tegangan tangensial pada kondisi baru 17% dan pada kondisi terkorosi 52%.

Dari hasil kalkulasi, nilai tegangan tangensial pada kondisi *design pressure* lebih besar dibanding nilai tegangan tangensial pada kondisi *operation pressure*.

4.5. Pertambahan Radius (*Radial Growth*)

Pertambahan radius akibat defleksi karena adanya tekanan dalam bejana yang bekerja dikalkulasikan dengan hukum hooke yang telah disajikan pada bab 2. Hukum hooke bekerja pada satuan panjang berupa radius, sehingga nilai elongation dikalikan dengan nilai radius. Dalam kalkulasi nilai pertambahan radius ada beberapa faktor yang diperhatikan yaitu nilai E (modulus elastisitas) dan ν (*poission's ratio*). Kedua faktor tersebut terdapat pada *properties of material* (ASME II komponen D customary) yang disajikan pada lampiran K.

Tabel 4.12 Perbandingan Pertambahan Radius Kondisi Baru (*Design Pressure*)

No	Part	Re (new) Mekanikal (in)	Re (new) Fundamental (in)	Selisih (in)	Persentase (%)
1	Shell	0,004461	0,004559	0.000098	2
2	Shell Head	0,003121	0,004754	0.001633	34
3	Elipsodial Head 2 : 1			0	
	Point 1	0,005075	0,007761	0.002686	34
	Point 2	0,003121	0,004772	0.001651	34
4	Nozzle Neck (T1)	0,000329	0,000516	0.000187	36
5	Nozzle Neck (T2)	0,000329	0,000516	0.000187	36
6	Nozzle Neck (T3)	0,000105	0,000075	-0.00003	-40
7	Nozzle Neck (S1)	0,000187	0,000132	-0.000055	-41
8	Nozzle Neck (S2)	0,000187	0,000132	-0.000055	-41
Jumlah		0.016915	0.023167	0.006302	
Rata-Rata		0.001879	0.002574	0.0007002	
Persentase Selisih Rata-Rata					27%

Tabel 4.13 Perbandingan Pertambahan Radius Kondisi Lama (*Design Pressure*)

No	Part	Re (new) Mekanikal (in)	Re (new) Fundamental (in)	Selisih (in)	Persentase (%)
1	Shell	0,008852	0,009254	0.000402	4
2	Shell Head	0,004806	0,010082	0.005276	52
3	Elipsodial Head 2 : 1			0	
	Point 1	0,007290	0,016354	0.009064	55
	Point 2	0,004806	0,010164	0.005358	53
4	Nozzle Neck (T1)	0,000450	0,001275	0.000825	65
5	Nozzle Neck (T2)	0,000450	0,001275	0.000825	65
6	Nozzle Neck (T3)	0,000176	0,000419	0.000243	58
7	Nozzle Neck (S1)	0,000292	0,000568	0.000276	49
8	Nozzle Neck (S2)	0,000292	0,000568	0.000276	49
Jumlah		0.037415	0.049959	0.012544	
Rata-Rata		0,004157	0.005551	0.001394	
Persentase Selisih Rata-Rata					25%

Tabel 4.14 Perbandingan Pertambahan Radius Kondisi Baru (*Operation Pressure*)

No	Part	Re (new) Mekanikal (in)	Re (new) Fundamental (in)	Selisih (in)	Persentase (%)
1	Shell	0,002087	0,002285	0.000198	9
2	Shell Head	0,002087	0,002324	0.000237	10
3	Elipsodial Head 2 : 1			0	
	Point 1	0,003383	0,003766	0.000383	10
	Point 2	0,002087	0,002324	0.000237	10
4	Nozzle Neck (T1)	0,000125	0,000238	0.000113	48
5	Nozzle Neck (T2)	0,000125	0,000238	0.000113	48
6	Nozzle Neck (T3)	0,000040	0,000029	-0.000011	-37
7	Nozzle Neck (S1)	0,000071	0,000053	-0.000018	-34
8	Nozzle Neck (S2)	0,000071	0,000053	-0.000018	-34
Jumlah		0,010076	0,011310	0.001234	
Rata-Rata		0,001119	0.001256	0.0001371	
Persentase Selisih Rata-Rata					11%

Tabel 4.15 Perbandingan Pertambahan Radius Kondisi Lama (*Operation Pressure*)

No	Part	Re (new) Mekanikal (in)	Re (new) Fundamental (in)	Selisih (in)	Persentase (%)
1	Shell	0,006779	0,009399	0.00262	28
2	Shell Head	0,006779	0,010087	0.003308	33
3	Elipsodial Head 2 : 1			0	
	Point 1	0,010911	0,016233	0.005322	33
	Point 2	0,006779	0,010087	0.003308	33
4	Nozzle Neck (T1)	0,000180	0,001275	0.001095	86
5	Nozzle Neck (T2)	0,000180	0,001275	0.001095	86
6	Nozzle Neck (T3)	0,000074	0,000433	0.000359	83
7	Nozzle Neck (S1)	0,000120	0,000568	0.000448	79
8	Nozzle Neck (S2)	0,000120	0,000568	0.000448	79
Jumlah		0,031922	0.049925	0.018003	
Rata-Rata		0,003546	0.005547	0.002000	
Persentase Selisih Rata-Rata					36%

Nilai defleksi komponen dipengaruhi oleh selisih nilai tegangan tangensial dan longitudinal sesuai dengan formula elongation pada hukum hooke yaitu

$$e_z = e_t = (1/E) \times (t - L).$$

Nilai E dan ν didapat dari tabel telah disajikan pada lampiran K (Material).

Pada Tabel 4.12 dan Tabel 4.13 dapat kita ketahui bahwa nilai pertambahan radius terbesar (Fundamental desain pada kondisi *design pressure*) pada kondisi baru dan pada kondisi lama yaitu pada *Elipsoidal Head 2 : 1* (Point 1).

Persentase nilai pertambahan radius akibat defleksi pada mekanikal desain terhadap fundamental desain pada kondisi *design pressure* yaitu pada kondisi baru 27% dan pada kondisi terkorosi 25 %. Sedangkan pada kondisi *operation pressure*, persentase nilai pertambahan radius akibat defleksi pada mekanikal desain terhadap fundamental desain yaitu pada kondisi baru 11% dan pada kondisi lama sebesar 36%.

BAB 5. KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan dari analisis yang dilakukan kita peroleh kesimpulan antara lain sebagai berikut :

1. Rata-rata selisih nilai ketebalan pada kondisi desain adalah 0.176 in dan pada saat kondisi operasi adalah 0,131 in.
2. Persentase kenaikan nilai ketebalan mekanikal desain terhadap fundamental desain pada kondisi desain adalah 43% dan pada saat kondisi operasi adalah 38%.
3. Nilai rata-rata persentase nilai tegangan longitudinal (kondisi *design pressure*) pada kondisi baru yaitu 29% dan pada kondisi terkorosi yaitu 48%. Pada saat kondisi *operation pressure*, rata-rata persentase nilai tegangan longitudinal pada kondisi baru yaitu 16% dan pada kondisi terkorosi yaitu 49%.
4. Sesuai dengan formula dasar tegangan tangensial (PR/t), nilai R semakin besar maka tegangan tangensial semakin besar dan sebaliknya nilai t semakin besar maka nilai tegangan tangensial semakin kecil.
5. Terjadi kenaikan nilai tegangan tangensial pada mekanikal desain terhadap fundamental desain (kondisi *design pressure*), rata-rata kenaikan nilai tegangan tangensial pada kondisi baru 29% dan pada kondisi terkorosi 51%. Begitu pula dengan pada saat kondisi *operation pressure*, terjadi kenaikan nilai tegangan tangensial pada mekanikal desain terhadap fundamental desain, rata-rata kenaikan nilai tegangan tangensial pada kondisi baru 17% dan pada kondisi terkorosi 52%.
6. Persentase nilai pertambahan radius akibat defleksi pada mekanikal desain terhadap fundamental desain (pada kondisi *design pressure*) yaitu pada kondisi baru 27% dan pada kondisi terkorosi 25%. Sedangkan pada kondisi *operation pressure*, persentase nilai pertambahan radius akibat defleksi pada mekanikal

desain terhadap fundamental desain yaitu pada kondisi baru 11% dan pada kondisi lama sebesar 36%.

7. Dari hasil perhitungan yang dilakukan nilai mulai dari ketebalan, tegangan longitudinal, tegangan tangensial, dan pertambahan radius, nilai T1 selalu sama dengan T2, dan S1 selalu sama dengan S2, hal tersebut dikarenakan dimensi, dan bahan bagian sama
8. Dari hasil kalkulasi beberapa analisa yang dilakukan mulai dari ketebalan, tegangan tangensial, tegangan longitudinal, maka dari perbandingan dua metode (mekanikal desain dan fundamental desain) diatas dapat disimpulkan bahwa *elipsodial head 2 : 1* pada kondisi baru (*new*) dan pada kondisi lama (*corr*) memiliki nilai yang terlalu berlebih.

5.2 Saran

Terdapat perbedaan nilai antara mekanikal dengan fundamental. Oleh karena itu sebaiknya dilakukan analisa fundamental pada saat perancangan. Karena dengan analisis ini dapat diketahui kondisi alat bekerja sebenarnya, sehingga alat dapat bekerja secara optimal dan juga efisien.

Khususnya pada bagian *Elipsodial head 2 : 1* disarankan untuk bagian proses pada PT. AWECO INDOSTEEL PERKASA, untuk melakukan analisis ulang pada bagian tersebut.

DAFTAR PUSTAKA

ASME.2004. *Rules For Construction of Pressure Vessels*. Sec. VIII. Div I.

Buthod, Paul 1995. *Pressure Vessel Handbook*, Tenth Edition, United States of America: PRESSURE VESEL PUBLISHING, INC.

Bednar, Henry H. 1981. *Pressure Vessel Design Handbook*. Tenth Edition. New York Cincinnati: Van Nostrand Reinhold Company, Inc.

Exchanger Technology Mechanical Design, M.W. KELLOG COMPANY

Popov, E. 1996. *Mekanika Teknik*, Jakarta: ERLANGGA

R. Moss, Denis. 1987. *Pressure Vessel Design Manual*. Huston: Gulf Publishing Company Book Division.

ASME.2004. *Rules For Construction of Pressure Vessels (Material)*, Section II, part D, 2004,

Suhartono. 2002. *In House Presentation Static Equipment*. Jakarta.

TEMA. 1999. (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*). Eight Edition. New York.

A. Kalkulasi Mekanikal Desain Bejana Tekan

Kalkulasi Mekanikal Desain (*Design Pressure* : 20 kg/cm²)

A.1 Kalkulasi Ketebalan (*Thickness*) Shell (*Part 1*)

A.1.1 Pemilihan Material *Part 1*

SA 516 Gr.70

A.1.2 Data Desain *Part 1*

Process

- *Internal (P)* / (*Design Pressure*: 20 kg/cm²)
- Radius bagian dalam dari shell (*R*) (*Di* = 630 mm)

ASME Sec-VIII dan ASME Sec-II Material

- Maximum tegangan yang diperbolehkan (pada kondisi dingin) (*S_a*)
- Maximum tegangan yang diperbolehkan (pada kondisi temperature desain) (*S*) (*T* : 140°F) lihat lampiran (K. Material)
- Efisiensi sambungan untuk *cylindrical shell* (*E*)
- *Mill under tolerance* (*m_a*) (ASME Sec. VIII div. II, *m_a* =1%)

TEMA

- *Corrosion allowance* (*c_a*) (TEMA) (Data Desain)

Tabel Data desain part shell

<i>Item</i>	<i>Unit</i>	<i>Shell</i>
Material	-	SA 516 Gr.70
P	Psig	284,466
R	inch	12,401
<i>S_a</i>	Psi	37.709
<i>S</i>	Psi	37.709
<i>E</i>	-	0,7
<i>c_a</i>	inch	0,125
<i>m_a</i>	inch	0,01

A.1.3 *Shell Under Internal Pressure (t_r) Part 1*

$$\begin{aligned}
 t_r &= \frac{P \times R}{(S \times E) - (0,6 \times P)} \dots\dots\dots \text{UG-27(c)-(1)} \\
 &= \frac{284,466 \text{ psi} \times 12,401 \text{ in}}{(37709 \text{ psi} \times 0,7) - (0,6 \times 284,466 \text{ psi})} \\
 &= 0,135 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.1.4 *Design Thickness (t_d) Part 1*

$$\begin{aligned}
 t_d &= t_r + c_a + m_a \\
 &= 0,135 + 0,125 + 0,01 \\
 &= 0,270 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.1.5 *Nominal Thickness Part 1*

(Pembulatan nilai keatas)

$$\begin{aligned}
 \text{Jadi } t &= 0,270 \text{ in} = 6,5786 \text{ mm} \rightarrow 7 \text{ mm} \\
 &= 0,275 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.2 Kalkulasi Ketebalan (*Thickness*) *Head (Part 2 &3)*

Berikut posisi ketebalan pada *head* yang akan dikalkulasi *part (2 & 3)*:

A.2.1 *Pemilihan Bahan Part 2 & 3*

SA 240 316

A.2.2 *Desain Data (ASME Sec-VIII Div-1 DAN ASME Sec-II Material) Part 2 & 3*

Process

- *Internal (P) / (Design Pressure: 20 kg/cm²)*
- *Radius bagian dalam dari shell (R) (Di = 630 mm)*

ASME Sec-VIII dan ASME Sec-II Material

- Maximum tegangan yang diperbolehkan (pada kondisi dingin) (S_a)
- Maximum tegangan yang diperbolehkan (pada kondisi temperature desain) (S) (T : 140°F) lihat lampiran (K. Material)
- Efisiensi sambungan untuk *cylindrical shell* (E) lihat lampiran (J. Join efficiency)
- *Mill under tolerance* (m_a) (ASME Sec. VIII div. II, $m_a = 1\%$)

TEMA

- *Corrosion allowance* (c_a) (TEMA) (Data Desain)

Tabel Data desain shell head

<i>Item</i>	<i>Unit</i>	<i>2 : 1 Ellipsoidal Head</i>
Material	-	SA 240 316
P	Psig.	284,466
D	inch.	24,803
S_a	Psi.	28.717
S	Psi.	28.717
E	-	1
c_a	inch.	0,125
m_a	inch.	0,01
<i>Nom. thickness (t)</i>	inch.	0,393 (<i>MAF</i>)*

A.2.3 Ketebalan Minimum Shell Head Part 2

$$\begin{aligned}
 tr &= \frac{P \times D}{2.S.E - 0,2.P} \dots\dots\dots \text{UG-32(d)} \\
 &= \frac{284,466 \text{ psi} \times 24,803 \text{ in}}{2.28717 \text{ psi} - 0,2.284,466 \text{ psi}} \\
 &= 0,124 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.2.4 Design Thickness Part 2

$$\begin{aligned}
 td &= tr + ma + ca \\
 &= 0,124 + 0,01 + 0,125 = 0,259 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.2.5 Nominal Thickness Part 2 &3

Untuk mengurangi *cost* pada saat pembelian material dan proses fabrikasi maka nilai thickness part 3 mengikuti nilai thickness part 2.

MAF untuk part 3 \rightarrow (0,300 in) = 7,62 mm \rightarrow 10 mm Jadi, $t = 0,393$ in

MAF = Minimum thickness after forming (ASME Sec VIII div-1)

A.3 Kalkulasi Ketebalan Nozzle Neck (T1 & T2) (Part 4 & 5)

Berikut posisi *nozzle neck* yang akan dikalkulasikan:

SIZE \rightarrow 8 in x 40S

A.3.1 Pemilihan Material

Nozzle material : Carbon Steel

A.3.2 Data Desain

Proses

- *Internal (P) / (Design Pressure: 20 kg/cm²)*
- *Design temperature (T) (60 °C : 140°F)*
- *Nozzle size* (lihat tabel I. dimension and weight. Lampiran I)

ASME Sec. II, Part D Customary

- *Allow. stress shell (S_v) = 37709* (lihat lampiran K. Material)
- *Allow. stress nozzle (S_n) = 17100* (lihat lampiran K. Material)

Tabel Data desain part nozzle (N1)

DESIGN DATA		
Nominal size (S 10)	in	8
Material	-	Carbon Steel
P	P (psig)	284,466
Nozzle Outside Dia	d _o (in)	9,055
	Ro	4,527
Allow stres at hot Cond.	S _{no} (Psi)	17.100
Allow stress at des Temp.	S _n	17.100
Join eff	E	0,7
Corr Allow.	c _a	0.125

A.3.3 Min. Ketebalan Nozzle (corr.) → ASME VIII-1 App 1-1

$$\begin{aligned}
 T_m &= \frac{P \cdot Ro}{S_n \cdot E + 0,4P} + c_a \\
 &= \frac{284,466 \text{ psi} \cdot 4,527 \text{ in}}{17100 \text{ psi} \cdot 0,85 + 0,4 \cdot 284,466 \text{ psi}} + 0,125 \\
 &= 0,231 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.3.4 Shell Skirt Inside Diameter (corroded) (D)

$$\begin{aligned}
 D &= \text{ID shell skirt} + c_a + c_a \\
 &= 12,401 \text{ in} + 0,125 \text{ in} + 0,125 \text{ in} \\
 &= 12,651 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.3.5 Min. Required Thickness of Shell (t_r)

$$\begin{aligned}
 t_r &= \frac{P \cdot 0,5 \cdot D}{S_v \cdot E - 0,6P} \\
 &= \frac{284,466 \text{ psi} \cdot 0,5 \cdot 12,401 \text{ in}}{37709 \text{ psi} \cdot 0,7 - 0,6 \cdot 284,466 \text{ psi}} \\
 &= 0,067 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.3.6 *Standard Wall Thickness of Nozzle (Pressure Vessel Handbook 10th, Paul Buthod) (t_p)*

Untuk *nozzle size* 200 mm → *Standard thickness nozzle* (t_p) = 0.322 in

A.3.7 *Standard Wall Thickness of Nozzle Under Tolerance plus Corrosion (t_m)*

Mengacu pada UG 45 (b)(4)

$$T_m = (0,875 \times t_p) + ca = (0,875 \times 0.322 \text{ in}) + 0,125 \text{ in} = 0,406 \text{ in}$$

A.3.8 *Required (t_l & t_{rn})*

(t_l) nilai terbesar dari t_r & t_m → 0,406

(t_{rn}) nilai terbesar dari t_{rn} & t_l → 0,406

A.3.9 *Nominal Thickness of Nozzle (t_n) (Pressure Vessel Handbook 10th, Paul Buthod)*

Nominal thickness telah ditentukan oleh bagian proses dimana *nozzle size*:

8 In x 40S → untuk *nozzle size* 8 In dengan *nominal thickness* = 0,500"

A.3.10 *Minimum Thickness Nozzle (t_{mn})*

$$t_{mn} = 0,875 \times t_n$$

$$= 0,875 \times 0,500 \text{ in} = 0,438 \text{ in (jika } t_n \geq t_{mn} \rightarrow \text{memenuhi syarat)}$$

A.4 Kalkulasi Ketebalan *Nozzle Neck* (T3) (Part 6)

Berikut posisi *nozzle neck* yang akan dikalkulasikan:

SIZE → 3 In x 40S

A.4.1 Pemilihan Material

Nozzle material : Carbon Steel

A.4.2 Data Desain Part 6

Proses

- *Internal (P)* / (*Design Pressure*: 20 kg/cm²)
- *Design temperature (T)* (60 °C : 140°F)
- *Nozzle size* (lihat tabel I. dimension and weight. Lampiran I)

ASME Sec. II, Part D Customary

- *Allow. stress shell* (S_v) = 20000 (lihat lampiran K. Material)
- *Allow. stress nozzle* (S_n) = 17100 (lihat lampiran K. Material)

Tabel Data Desain kondisi *part shell*

<i>DESIGN CONDITION</i>	
P	284,466 psi
S_v	37.709 psi

Tabel Data desain part nozzle (S2)

<i>DESIGN DATA</i>		
<i>Nominal size (S.40)</i>	In	3
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	284,466
<i>Nozzle Outside Dia</i>	d_o (in)	4,2
	R_o	2,1
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17.100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17.100
<i>Join eff</i>	E	0.7
<i>Corr Allow.</i>	c_a	0.125

A.4.3 *Min. Required Thickness of Nozzle (corr.)* → ASME VIII-1 App 1-1

$$\begin{aligned}
 T_{rn} &= \frac{P \cdot R_o}{S_n \cdot E + 0,4P} + c_a \\
 &= \frac{284,466 \text{ psi} \cdot 2,1 \text{ in}}{17100 \text{ psi} \cdot 0,7 + 0,4 \cdot 284,466 \text{ psi}} + 0,125 \text{ in} \\
 &= 0,172 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.4.4 *Shell Inside Diameter (corroded) (D)*

$$\begin{aligned}
 D &= \text{ID shell} + c_a + c_a \\
 &= 17,943 \text{ in} + 0,125 \text{ in} + 0,125 \text{ in} \\
 &= 18,193 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.4.5 *Min. Required Thickness of Shell (t_r)*

$$\begin{aligned}
 t_r &= \frac{P \cdot 0,5 \cdot D}{S_v \cdot E - 0,6P} \\
 &= \frac{327,175 \text{ psi} \cdot 0,5 \cdot 12,651 \text{ in}}{37709 \text{ psi} \cdot 0,7 - 0,6 \cdot 284,466 \text{ psi}} \\
 &= 0,067 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.4.6 *Standar Wall Rhickness of Nozzle (Pressure Vessel Handbook 10th, Paul Buthod) (t_p)*

Untuk *nozzle size 3 In* → *Standard thickness Nozzle (t_p) = 0,237 in*

A.4.7 *Standar Wall Thickness of Nozzle Under Tolerance plus Corrosion (t_m)*

Mengacu pada UG 45 (b)(4)

$$T_m = (0,875 \times t_p) + c_a = (0,875 \times 0,237 \text{ in}) + 0,125 \text{ in} = 0,332 \text{ in}$$

A.4.8 *Required (t_l & t_{nr})*

(t_l) nilai terbesar dari t_r & t_m → 0,332

(t_{nr}) nilai terbesar dari t_m & t_l → 0,332

A.4.9 *Nominal Thickness of Nozzle (t_n) (Pressure Vessel Handbook 10th, Paul Buthod)*

Nominal thickness telah ditentukan oleh bagian proses dimana *nozzle size*:

3 In S 40 → untuk *nozzle size 3 In* dengan nominal = 0,337"

A.4.10 *Minimum Thickness Nozzle (t_{mn})*

$$t_{mn} = 0,875 \times t_n$$

$$= 0,875 \times 0,337 \text{ in} = 0,294 \text{ in (jika } t_n \geq t_{mn} \rightarrow \text{memenuhi syarat)}$$

A.5 Kalkulasi Ketebalan Nozzle Neck (S1, dan S2) (Part 7 dan Part 8)

Berikut posisi *nozzle neck* yang akan dikalkulasikan:

SIZE → 4 In x S10

A.5.1 *Pemilihan Material*

Nozzle material : Carbon Steel

A.5.2 Data Desain Part 7

Proses

- *Internal (P) / (Design Pressure: 20 kg/cm²)*
- *Design temperature (T) (60 °C : 140°F)*
- *Nozzle size (lihat tabel I. dimension and weight. Lampiran I)*

ASME Sec. II, Part D Customary

- *Allow. stress shell (S_v) = 20000 (lihat lampiran K. Material)*
- *Allow. stress nozzle (S_n) = 17100 (lihat lampiran K. Material)*

Tabel Data Desain kondisi *part shell*

<i>DESIGN CONDITION</i>	
<i>P</i>	284,466 psi
<i>S_v</i>	37.709 psi

Tabel Data desain *part nozzle (S2)*

<i>DESIGN DATA</i>		
<i>Nominal size (S.10)</i>	In	4
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	284,466
<i>Nozzle Outside Dia</i>	<i>d_o</i> (in)	5,904
	<i>R_o</i>	2,952
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	<i>S_{no}</i> (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	<i>S_n</i>	17100
<i>Join eff</i>	E	0.7
<i>Corr Allow.</i>	<i>c_a</i>	0.125

A.5.3 Min. Required Thickness of Nozzle (corr.) → ASME VIII-1 App 1-1

$$T_{rn} = \frac{P.R_o}{S_n.E + 0,4P} + c_a$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{284,466 \text{ psi} \cdot 2,952 \text{ in}}{17100 \text{ psi} \cdot 0,7 + 0,4 \cdot 284,466 \text{ psi}} + 0,125 \text{ in} \\
 &= 0,194 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.5.4 *Shell Inside Diameter (corroded) (D)*

$$\begin{aligned}
 D &= \text{ID shell} + ca + ca \\
 &= 24,803 \text{ in} + 0,125 \text{ in} + 0,125 \text{ in} = 25,053 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.5.5 *Min. Required Thickness of Shell (t_r)*

$$\begin{aligned}
 t_r &= \frac{P \cdot 0,5 \cdot D}{S_v \cdot E - 0,6 \cdot P} \\
 &= \frac{284,466 \text{ psi} \cdot 0,5 \cdot 25,083 \text{ in}}{37709 \text{ psi} \cdot 0,7 - 0,6 \cdot 284,466 \text{ psi}} \\
 &= 0,135 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.5.6 *Standar Wall Rhickness of Nozzle (Pressure Vessel Handbook 10th, Paul Buthod) (t_p)*

Untuk nozzle size 65mm → Standard thickness Nozzle (t_p) = 0,258 in

A.5.7 *Standar Wall Thickness of Nozzle Under Tolerance plus Corrosion (t_m)*

Mengacu pada UG 45 (b)(4)

$$T_m = (0,875 \times t_p) + c_a = (0,875 \times 0,258 \text{ in}) + 0,125 \text{ in} = 0,350 \text{ in}$$

A.5.8 *Required (t_l & t_{nr})*

(t_l) nilai terbesar dari t_r & t_m → 0,350

(t_{nr}) nilai terbesar dari t_m & t_l → 0,350

A.5.9 *Nominal Thickness of Nozzle* (t_n) (*Pressure Vessel Handbook 10th, Paul Buthod*)

Nominal thickness telah ditentukan oleh bagian proses dimana *nozzle size*:
4 In 40S → untuk *nozzle size* 4 In dengan nominal = 0,375"

A.5.10 *Minimum Thickness Nozzle* (t_{mn})

$$t_{mn} = 0,875 \times t_n$$

$$= 0,875 \times 0,375 \text{ in} = 0,328 \text{ in (jika } t_n = t_{mn} \rightarrow \text{memenuhi syarat)}$$

Kalkulasi Mekanikal Desain (*Operation Pressure* : 6,67 kg/cm²)

A.1 Kalkulasi Ketebalan (*Thickness*) Shell (*Part 1*)

A.1.1 *Pemilihan Material Part 1*

SA 516 Gr.70

A.1.2 *Data Desain Part 1*

Tabel Data desain part shell

<i>Item</i>	<i>Unit</i>	<i>Shell</i>
Material	-	SA 516 Gr.70
P	Psig	94,869
R	inch	12,401
S _a	Psi	37.709
S	Psi	37.709
E	-	0,7
c _a	inch	0,125
m _a	inch	0,01

A.1.3 *Shell Under Internal Pressure (t_r) Part 1*

$$\begin{aligned}
 t_r &= \frac{P \times R}{(S \times E) - (0,6 \times P)} \dots\dots\dots \text{UG-27(c)-(1)} \\
 &= \frac{94,869 \text{ psi} \times 12,401 \text{ in}}{(37709 \text{ psi} \times 0,7) - (0,6 \times 94,869 \text{ psi})} \\
 &= 0,045 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.1.4 *Design Thickness (t_d) Part 1*

$$\begin{aligned}
 t_d &= t_r + c_a + m_a \\
 &= 0,045 + 0,125 + 0,01 \\
 &= 0,180 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.1.5 *Nominal Thickness Part 1*

(Pembulatan nilai keatas)

Jadi $t = 0,180 \text{ in} = 4,572 \text{ mm} \rightarrow 5 \text{ mm}$

$$= 0.196 \text{ in}$$

A.2 Kalkulasi Ketebalan (*Thickness*) *Head (Part 2 &3)*

Berikut posisi ketebalan pada *head* yang akan dikalkulasi *part (2 & 3)*:

A.2.1 *Pemilihan Bahan Part 2 & 3*

SA 240 316

A.2.2 *Desain Data (ASME Sec-VIII Div-1 DAN ASME Sec-II Material) Part 2 & 3*

Tabel Data desain shell head

<i>Item</i>	<i>Unit</i>	<i>2 : 1 Ellipsoidal Head</i>
Material	-	SA 240 316
P	Psig.	94,869
D	inch.	24,803
S _a	Psi.	28.717
S	Psi.	28.717
E	-	1
c _a	inch.	0,125
m _a	inch.	0,01
<i>Nom. thickness (t)</i>	inch.	<i>0,393 (MAF)*</i>

A.2.3 Ketebalan Minimum *Shell Head Part 2*

$$\begin{aligned}
 tr &= \frac{P \times D}{2.S.E - 0,2.P} \dots\dots\dots \text{UG-32(d)} \\
 &= \frac{94,869 \text{ psi} \times 24,803 \text{ in}}{2.28717 \text{ psi} \cdot 1 - 0,2 \cdot 94,869 \text{ psi}} \\
 &= 0,049 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.2.4 *Design Thickness Part 2*

$$\begin{aligned}
 td &= tr + ma + ca \\
 &= 0,049 + 0,01 + 0,125 = 0,176 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.2.5 *Nominal Thickness Part 2 &3*

Untuk mengurangi *cost* pada saat pembelian material dan proses fabrikasi maka nilai thickness part 3 mengikuti nilai thickness part 2.

MAF untuk part 3 → (0,176 in) = 4,5 mm → 5 mm Jadi, t = 0.176 in

MAF = Minimum thickness after forming (ASME Sec VIII div-1)

A.3 Kalkulasi Ketebalan *Nozzle Neck* (T1 & T2) (Part 4 & 5)

Berikut posisi *nozzle neck* yang akan dikalkulasikan:

SIZE → 8 In x 40S

A.3.1 Pemilihan Material

Nozzle material : Carbon Steel

A.3.2 Data Desain

Proses

- *Internal pressure (P)* / (*Operation Pressure* : 6,67 kg/cm²)
- *Design temperature (T)* (60 °C : 140°F)

Tabel Data desain *part nozzle* (S1)

<i>DESIGN DATA</i>		
<i>Nominal size (S 10)</i>	in	8
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	94,869
<i>Nozzle Outside Dia</i>	<i>d_o</i> (in)	9,055
	<i>R_o</i>	4,527
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	<i>S_{no}</i> (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	<i>S_n</i>	17100
<i>Join eff</i>	E	0,7
<i>Corr Alow.</i>	<i>c_a</i>	0.125

A.3.3 Min. Ketebalan *Nozzle* (*corr.*) → ASME VIII-1 App 1-1

$$T_{rn} = \frac{P \cdot R_o}{S_n \cdot E + 0,4P} + c_a$$

$$= \frac{94,869 \text{ psi} \cdot 4,527 \text{ in}}{17100 \text{ psi} \cdot 0,7 + 0,4 \cdot 94,869 \text{ psi}} + 0,125$$

$$= 0.160 \text{ in}$$

A.3.4 Shell Skirt Inside Diameter (corroded) (D)

$$D = \text{ID shell skirt} + c_a + c_a$$

$$= 12,401 \text{ in} + 0,125 \text{ in} + 0,125 \text{ in}$$

$$= 12,651 \text{ in}$$

A.3.5 Min. Required Thickness of Shell (t_r)

$$t_r = \frac{P \cdot 0,5 \cdot D}{S_v \cdot E - 0,6 \cdot P}$$

$$= \frac{94,869 \text{ psi} \cdot 0,5 \cdot 12,651 \text{ in}}{28717 \text{ psi} \cdot 0,7 - 0,6 \cdot 94,869 \text{ psi}}$$

$$= 0.028 \text{ in}$$

A.3.6 Standard Wall Thickness of Nozzle (Pressure Vessel Handbook 10th, Paul Buthod) (t_p)

Untuk nozzle size 200 mm → Standard thickness nozzle (t_p) = 0.322 in

A.3.7 Standard Wall Thickness of Nozzle Under Tolerance plus Corrosion (t_m)

Mengacu pada UG 45 (b)(4)

$$T_m = (0,875 \times t_p) + c_a = (0,875 \times 0.322 \text{ in}) + 0,125 \text{ in} = 0,406 \text{ in}$$

A.3.8 Required (t_l & t_m)

(t_l) nilai terbesar dari t_r & t_m → 0,406

(t_{nr}) nilai terbesar dari t_r & t_l → 0,406

A.3.9 Nominal Thickness of Nozzle (t_n) (Pressure Vessel Handbook 10th, Paul Buthod)

Nominal thickness telah ditentukan oleh bagian proses dimana *nozzle size*:

8 In x S 10 → untuk *nozzle size* 8 In dengan *nominal thickness* = 0,500"

A.3.10 *Minimum Thickness Nozzle* (tmn)

$$t_{mn} = 0,875 \times t_n$$

$$= 0,875 \times 0,500 \text{ in} = 0,438 \text{ in} \text{ (jika } t_n \geq t_{mn} \rightarrow \text{memenuhi syarat)}$$

A.4 Kalkulasi Ketebalan *Nozzle Neck* (T3) (Part 6)

Berikut posisi *nozzle neck* yang akan dikalkulasikan:

SIZE → 3 In x 40S

A.4.1 Pemilihan Material

Nozzle material : Carbon Steel

A.4.2 Data Desain Part 6

Tabel Data Desain kondisi *part shell*

<i>DESIGN CONDITION</i>	
P	94,869 psi
S_v	37.709 psi

Tabel Data desain part nozzle (S2)

DESIGN DATA		
Nominal size (S.10)	In	3
Material	-	Carbon Steel
P	P (psig)	94,869
Nozzle Outside Dia	d _o (in)	4,2
	R _o	2,1
Allow stress at hot Cond.	S _{no} (Psi)	17.100
Allow stress at des Temp.	S _n	17.100
Join eff	E	0.7
Corr Allow.	c _a	0.125

A.4.3 Min. Required Thickness of Nozzle (corr.) → ASME VIII-1 App 1-1

$$\begin{aligned}
 T_{rn} &= \frac{P.R_o}{S_n.E + 0,4P} + c_a \\
 &= \frac{94,869 \text{ psi} \cdot 2,1 \text{ in}}{17100 \text{ psi} \cdot 0,7 + 0,4 \cdot 94,869 \text{ psi}} + 0,125 \text{ in} \\
 &= 0,141 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.4.4 Shell Inside Diameter (corroded) (D)

$$\begin{aligned}
 D &= \text{ID shell} + c_a + c_a \\
 &= 12,401 \text{ in} + 0,125 \text{ in} + 0,125 \text{ in} \\
 &= 12,651 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.4.5 Min. Required Thickness of Shell (t_r)

$$\begin{aligned}
 t_r &= \frac{P \cdot 0,5 \cdot D}{S_v.E - 0,6P} \\
 &= \frac{94,869 \text{ psi} \cdot 0,5 \cdot 12,651 \text{ in}}{37709 \text{ psi} \cdot 0,7 - 0,6 \cdot 94,869 \text{ psi}} \\
 &= 0.028 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.4.6 Standar Wall Rhickness of Nozzle (Pressure Vessel Handbook 10th, Paul Buthod) (t_p)

Untuk *nozzle size 3 In* → *Standard thickness Nozzle* (t_p) = 0,237 in

A.4.7 *Standar Wall Thickness of Nozzle Under Tolerance plus Corrosion* (t_m)

Mengacu pada UG 45 (b)(4)

$$T_m = (0,875 \times t_p) + c_a = (0,875 \times 0,237 \text{ in}) + 0,125 \text{ in} = 0,332 \text{ in}$$

A.4.8 *Required* (t_l & t_{nr})

(t_l) nilai terbesar dari t_r & t_m → 0,332

(t_{nr}) nilai terbesar dari t_{rn} & t_l → 0,332

A.4.9 *Nominal Thickness of Nozzle* (t_n) (*Pressure Vessel Handbook 10th, Paul Buthod*)

Nominal thickness telah ditentukan oleh bagian proses dimana *nozzle size*:

3 in 40S → untuk *nozzle size 3 In* dengan nominal = 0,337"

A.4.10 *Minimum Thickness Nozzle* (t_{mn})

$$t_{mn} = 0,875 \times t_n$$

$$= 0,875 \times 0,337 \text{ in} = 0,294 \text{ in} \text{ (jika } t_n \geq t_{mn} \rightarrow \text{memenuhi syarat)}$$

A.5 Kalkulasi Ketebalan *Nozzle Neck* (S1, dan S2) (*Part 7 dan Part 8*)

Berikut posisi *nozzle neck* yang akan dikalkulasikan:

SIZE → 4 In x 40S

A.5.1 Pemilihan Material

Nozzle material : Carbon Steel

A.5.2 Data Desain Part 7

Tabel Data Desain kondisi *part shell*

<i>DESIGN CONDITION</i>	
<i>P</i>	94,869 psi
<i>S_v</i>	37709 psi

Tabel Data desain *part nozzle (S2)*

<i>DESIGN DATA</i>		
<i>Nominal size (S.40)</i>	In	4
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	112,804
<i>Nozzle Outside Dia</i>	<i>d_o</i> (in)	5,904
	<i>R_o</i>	2,952
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	<i>S_{no}</i> (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	<i>S_n</i>	17100
<i>Join eff</i>	E	0.7
<i>Corr Allow.</i>	<i>c_a</i>	0.125

A.5.3 Min. Required Thickness of Nozzle (corr.) → ASME VIII-1 App 1-1

$$\begin{aligned}
 T_m &= \frac{P \cdot R_o}{S_n \cdot E + 0,4P} + c_a \\
 &= \frac{94,869 \text{ psi} \cdot 2,952 \text{ in}}{17100 \text{ psi} \cdot 0,7 + 0,4 \cdot 94,869 \text{ psi}} + 0,125 \text{ in} \\
 &= 0.148 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.5.4 Shell Inside Diameter (corroded) (D)

$$\begin{aligned}
 D &= \text{ID shell} + c_a + c_a \\
 &= 24,803 \text{ in} + 0,125 \text{ in} + 0,125 \text{ in} \\
 &= 25,053 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.5.5 *Min. Required Thickness of Shell (t_r)*

$$\begin{aligned} t_r &= \frac{P \cdot 0,5 \cdot D}{S_v \cdot E - 0,6 \cdot P} \\ &= \frac{94,869 \text{ psi} \cdot 0,5 \cdot 25,053 \text{ in}}{37709 \text{ psi} \cdot 0,7 - 0,6 \cdot 94,869 \text{ psi}} \\ &= 0,045 \text{ in} \end{aligned}$$

A.5.6 *Standar Wall Thickness of Nozzle (Pressure Vessel Handbook 10th, Paul Buthod) (t_p)*

Untuk nozzle size 4 In → Standard thickness Nozzle (t_p) = 0,258 in

A.5.7 *Standar Wall Thickness of Nozzle Under Tolerance plus Corrosion (t_m)*

Mengacu pada UG 45 (b)(4)

$$T_m = (0,875 \times t_p) + c_a = (0,875 \times 0,258 \text{ in}) + 0,125 \text{ in} = 0,350 \text{ in}$$

A.5.8 *Required (t_l & t_{nr})*

(t_l) nilai terbesar dari t_r & t_m → 0,350

(t_{nr}) nilai terbesar dari t_m & t_l → 0,350

A.5.9 *Nominal Thickness of Nozzle (t_n) (Pressure Vessel Handbook 10th, Paul Buthod)*

Nominal thickness telah ditentukan oleh bagian proses dimana nozzle size:

4 In 40S → untuk nozzle size 4 dengan nominal = 0,375"

A.5.10 *Minimum Thickness Nozzle (t_{mn})*

$$\begin{aligned} t_{mn} &= 0,875 \times t_n \\ &= 0,875 \times 0,375 \text{ in} = 0,328 \text{ in} \text{ (jika } t_n \geq t_{mn} \rightarrow \text{memenuhi syarat)} \end{aligned}$$

B. Kalkulasi Fundamental Desain

Kalkulasi Fundamental Desain (*Design Pressure* : 20 kg/cm²)

B.1 Kalkulasi Ketebalan (*Thickness*) Shell (*Part 1*)

B.1.1 Pemilihan Material *Part 1*

SA 516 Gr.70

B.1.2 Data Desain *Part 1*

Proses

- *Internal (P)* / (*Design Pressure*: 20 kg/cm²)
- Radius bagian dalam dari shell (*R*) (*Di* = 630 mm)

ASME Sec-VIII dan ASME Sec-II Material

- Maximum tegangan yang diperbolehkan (pada kondisi dingin) (*S_a*)
- Maximum tegangan yang diperbolehkan (pada kondisi temperature desain) (*S*) (*T* : 113°F) lihat lampiran (K. Material)
- Efisiensi sambungan untuk *cylindrical shell* (*E*)
- *Mill under tolerance* (*m_a*) (ASME Sec. VIII div. II, *m_a* =1%)

TEMA

- *Corrosion allowance* (*c_a*) (Data Desain)

Tabel Data desain *part shell*

<i>Item</i>	<i>Unit</i>	<i>Shell</i>
Material	-	SA 516 Gr.70
P	Psig	284,466
R	inch	12,401
<i>S_a</i>	Psi	37.709
S	Psi	37.709
E	-	0,7
<i>c_a</i>	inch	0,125
<i>m_a</i>	inch	0,01

B.1.3 Shell Under Internal Pressure (t_r) Part 1

$$\begin{aligned}
 t_r &= \frac{P \times R}{(S \times E) - (0,5 \times P)} \\
 &= \frac{284,466 \text{ psi} \times 12,401 \text{ in}}{(37709 \text{ psi} \times 0,7) - (0,5 \times 284,466 \text{ psi})} \\
 &= 0.134 \text{ in}
 \end{aligned}$$

B.1.4 Design Thickness (t_d) Part 1

$$\begin{aligned}
 t_d &= t_r + c_a + m_a \\
 &= 0.134 + 0,125 + 0,01 \\
 &= 0.269 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.2 Kalkulasi Ketebalan (Thickness) Elipsoidal Head 2 : 1 (Part 2)

A.2.1 Pemilihan Bahan Part 2

SA 240 316

Proses

- Internal (P) / (Design Pressure: 20 kg/cm²)
- Radius bagian dalam dari shell (R) (Di = 630 mm)

ASME Sec-VIII dan ASME Sec-II Material

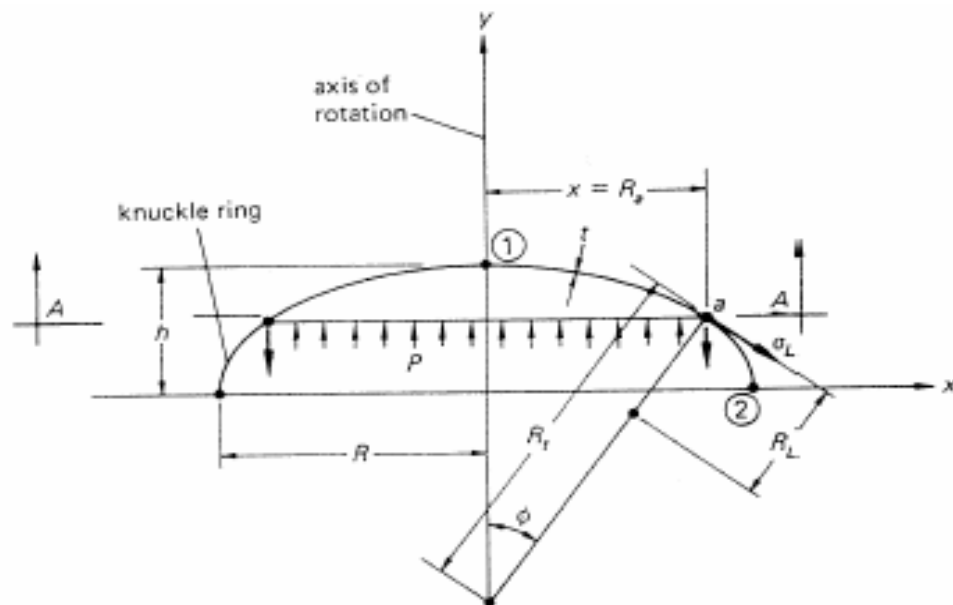
- Maximum tegangan yang diperbolehkan (pada kondisi dingin) (S_a)
- Maximum tegangan yang diperbolehkan (pada kondisi temperature desain) (S)
(T : 140°F) lihat lampiran (K. Material)
- Efisiensi sambungan untuk *cylindrical shell* (E)
- Mill under tolerance (m_a) (ASME Sec. VIII div. II, $m_a = 1\%$)

TEMA

- Corrosion allowance (c_a) (Data Desain)

Tabel Data desain *Elipsoidal head 2 : 1*

<i>Item</i>	<i>Unit</i>	<i>2 : 1 Ellipsoidal Head</i>
Material	-	SA 240 316
P	Psig.	284,466
R	inch.	12,401
S	Psi.	28717
E	-	1
c_a	inch.	0,125
m_a	inch.	0,01
H	inch.	6,20

A.2.3 *Desain Thickness Part 2*

Point 1

$$\begin{aligned}
 t &= \frac{PR^2}{2 \cdot S \cdot h} + c_a + m_a \\
 &= \frac{284,466 \text{ psi} \times (12,401 \text{ in})^2}{2 \cdot 28717 \text{ psi} \cdot 6,20 \text{ in}} + 0,125 \text{ in} + 0,01 \text{ in} \\
 t &= 0,257 \text{ in}
 \end{aligned}$$

Point 2

$$\begin{aligned}
 t &= \frac{-PR}{S} + c_a + m_a \\
 &= \frac{-284,466 \text{ psi} \times 12,401 \text{ in}}{28717 \text{ psi}} + 0,125 \text{ in} + 0,01 \text{ in} \\
 t &= 0.257 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.3 Kalkulasi Ketebalan (*Thickness*) *Shell Head* (*Part 3*)

Berikut posisi ketebalan *shell Head* yang akan dikalkulasi *part* (3):

A.3.1 Pemilihan Material *Part 3*

SA 240 316

A.3.2 Data Desain

Tabel Data desain *shell Head*

<i>Item</i>	<i>Unit</i>	<i>Shell Head</i>
Material	-	SA 240 316
P	Psig.	284,466
D _i	inch.	24,803
S	Psi.	28.717
E	-	1
c _a	inch.	0,125
m _a	inch.	0,01

A.3.3 *Shell Under Internal Pressure* (t_r) *Part 3*

$$\begin{aligned}
 t_r &= \frac{P \times R}{(S \times E) - (0,5 \times P)} \\
 &= \frac{284,466 \text{ psi} \times 12,401 \text{ in}}{(28717 \text{ psi} \times 1) - (0,5 \times 284,466 \text{ psi})} = 0.123 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.3.4 Design Thickness (t_d) Part 3

$$t_d = t_r + c_a + m_a$$

$$= 0.123 + 0,125 + 0,01 = 0,258 \text{ in}$$

B.4 Nozzle Neck Thickness Calculation (T1 & T2) (Part 4 &5)

Berikut posisi *nozzle neck* akan dikalkulasikan :

Size → 8 In x 40S

B.4.1 Pemilihan Material

Nozzle material : Carbon Steel

B.4.2 Data Desain Part 4 & 5

Proses

- *Internal (P)* / (*Design Pressure*: 20 kg/cm²)
- *Design temperature (T)* (60 °C : 140°F)
- *Nozzle size* (lihat tabel I. dimension and weight. Lampiran I)

ASME Sec. II, Part D Customary

- *Allow. stress shell (S_v)* = 37709 (lihat lampiran K. Material)

Tabel Data desain part nozzle (T1 & T2)

The za DESAIN DATA		
<i>Nominal size (SCH 10)</i>	in	8
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	284,466
<i>Nozzle inside Dia</i>	d_i (in)	7,42
	R_i	3,71
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
<i>Join eff</i>	E	0.7
<i>Corr Allow.</i>	c_a	0.125

B.4.3 *Min. Required Thickness of Nozzle (corrosion) → ASME VIII-1 App 1-1*

Karena inside diameter adalah standar (produksi pipa), maka untuk kalkulasi nilai jari-jari dalam *nozzle* kita kondisikan pada saat terkorosi, sehingga ketebalan pada saat terkorosi masih memungkinkan untuk mengakomodasikan tekanan operasi. (MAWP *hot & corr.*).

$$\begin{aligned}
 t_m &= \frac{P.(R_i + ca)}{S_n.E + 0,5P} + ca \\
 &= \frac{284,466 \text{ psi.}(3,71 \text{ in} + 0,125)}{17100 \text{ psi.}0,7 + 0,5.284,466 \text{ psi}} + 0,125 \\
 &= 0.215 \text{ in}
 \end{aligned}$$

B.5 *Nozzle Neck Thickness Calculation (T3) (Part 6)*

Berikut posisi *nozzle neck* yang akan dikalkulasikan :

Size → 3 in x 40S

B.5.1 *Pemilihan Material*

Nozzle material : Carbon Steel

B.5.2 *Data Desain Part 4*

Tabel Data desain *nozzle* (T3)

DESAIN DATA		
<i>Nominal size (s.10)</i>	in	3
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	284,466
<i>Nozzle Inside Dia</i>	d_i (in)	2,42
	R_i	1,21
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
<i>Join eff</i>	E	0.7
<i>Corr Alow.</i>	c_a	0.125

B.5.3 *Min. Required Thickness of Nozzle (corr.)* → ASME VIII-1 App 1-1

Karena inside diameter adalah standar (produksi pipa), maka untuk kalkulasi nilai jari-jari dalam *nozzle* kita kondisikan pada saat terkorosi, sehingga ketebalan pada saat terkorosi masih memungkinkan untuk mengakomodasikan tekanan operasi.

$$\begin{aligned}
 t_m &= \frac{P.(Ri + ca)}{Sn.E + 0,5P} + ca \\
 &= \frac{284,466 \text{ psi} . (1,21 \text{ in} + 0,125)}{17100 \text{ psi} . 0,7 + 0,5 . 284,466 \text{ psi}} + 0,125 \\
 &= 0.156 \text{ in}
 \end{aligned}$$

B.6 *Nozzle Neck Thickness Calculation (S1 dan S2) (Part 7 dan Part 8)*

Berikut *nozzle neck* yang akan dikalkulasikan:

Size → 4 In x 40S

B.6.1 Pemilihan Material

Nozzle material : Carbon Steel

B.6.2 Data Desain Part 7

Proses

- *Internal (P)* / (*Design Pressure*: 20 kg/cm²)
- *Design temperature (T)* (60 °C : 140°F)
- *Nozzle size* (lihat tabel I. dimension and weight. Lampiran I)

ASME Sec. II, Part D Customary

- *Allow. stress shell (S_v)* = 37709 (lihat lampiran K. Material)

Tabel Data desain *part nozzle* (S1, dan S2)

DESAIN DATA		
<i>Nominal size (SCH 80)</i>	in	4
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	284,466
<i>Nozzle Outside Dia</i>	d_i (in)	3,34
	R_i	1,67
<i>Allow stress at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
<i>Join eff</i>	E	0.7
<i>Corr Allow.</i>	c_a	0.125

B.6.3 *Min. Required Thickness of Nozzle (corrosion) → ASME VIII-1 App 1-1*

Karena inside diameter adalah standar (produksi pipa), maka untuk kalkulasi nilai jari-jari dalam *nozzle* kita kondisikan pada saat terkorosi, sehingga ketebalan pada saat terkorosi masih memungkinkan untuk mengakomodasikan tekanan operasi.

$$\begin{aligned}
 t_m &= \frac{P.(R_i + c_a)}{S_n.E + 0,5P} + c_a \\
 &= \frac{284,466 \text{ psi} . (1,67 \text{ in} + 0,125)}{17100 \text{ psi} . 0,7 + 0,5 . 284,466 \text{ psi}} + 0,125 \\
 &= 0,167 \text{ in}
 \end{aligned}$$

Kalkulasi Fundamental Desain (*Operation Pressure* : 6,67 kg/cm²)

B.1 Kalkulasi Ketebalan (*Thickness*) Shell (*Part 1*)

B.1.1 Pemilihan Material *Part 1*

SA 516 Gr.70

B.1.2 Data Desain *Part 1*

Proses

- *Internal pressure* (P) / (*Operation Pressure* : 6,67 kg/cm²)
- Radius bagian dalam dari shell (R) (Di = 630 mm)

ASME Sec-VIII dan ASME Sec-II Material

- Maximum tegangan yang diperbolehkan (pada kondisi dingin) (S_a)
- Maximum tegangan yang diperbolehkan (pada kondisi temperature desain) (S) (T : 113°F) lihat lampiran (L. Material)
- Efisiensi sambungan untuk *cylindrical shell* (E) /
- *Mill under tolerance* (m_a) (ASME Sec. VIII div. II, m_a =1%)

TEMA

- *Corrosion allowance* (c_a) (Data Desain)

Tabel Data desain *part shell*

<i>Item</i>	<i>Unit</i>	<i>Shell</i>
Material	-	SA 516 Gr.70
P	Psig	94,869
R	inch	12,401
S _a	Psi	37.709
S	Psi	37,709
E	-	0,7
c _a	inch	0,125
m _a	inch	0,01

B.1.3 Shell Under Internal Pressure (t_r) Part 1

$$\begin{aligned}
 t_r &= \frac{P \times R}{(S \times E) - (0,5 \times P)} \\
 &= \frac{94,869 \text{ psi} \times 12,401 \text{ in}}{(37709 \text{ psi} \times 0,7) - (0,5 \times 94,869 \text{ psi})} \\
 &= 0,044 \text{ in}
 \end{aligned}$$

B.1.4 Design Thickness (t_d) Part 1

$$\begin{aligned}
 t_d &= t_r + c_a + m_a \\
 &= 0,044 + 0,125 + 0,01 \\
 &= 0,179 \text{ in}
 \end{aligned}$$

B.2 Kalkulasi Ketebalan (Thickness) Elipsoidal Head 2 : 1 (Part 2)

B.2.1 Pemilihan Bahan Part 2

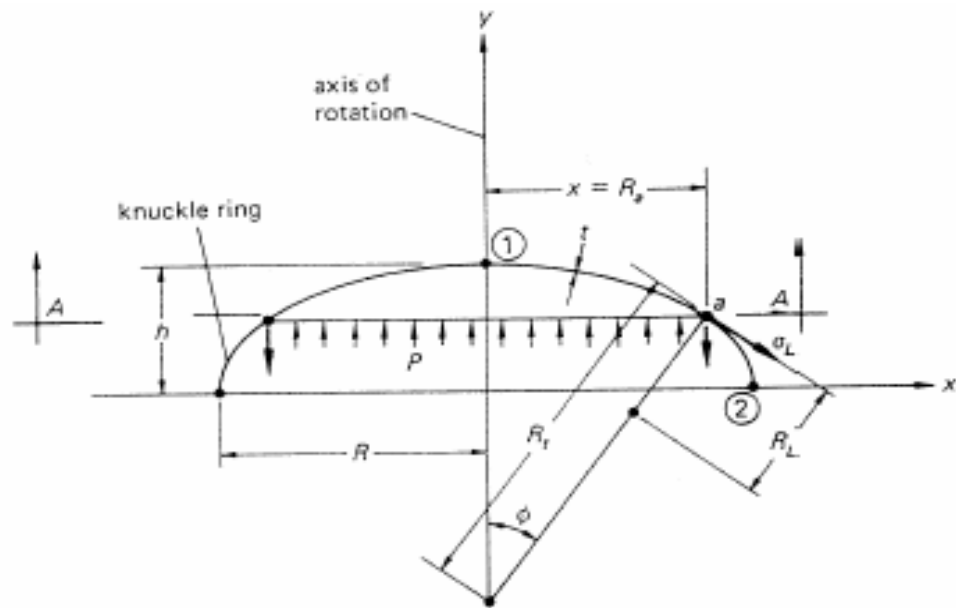
SA 240 316

B.2.2 Data Desain Part 1

Tabel Data desain *Elipsoidal head 2 : 1*

<i>Item</i>	<i>Unit</i>	<i>2 : 1 Ellipsoidal Head</i>
Material	-	SA 240 316
P	Psig.	94,869
R	inch.	12,401
S	Psi.	28.717
E	-	1
c_a	inch.	0,125
m_a	inch.	0,01
h	inch.	6,20

A.2.3 Desain Thickness Part 2



Point 1

$$\begin{aligned}
 t &= \frac{PR^2}{2 \cdot S \cdot h} + c_a + m_a \\
 &= \frac{94,869 \text{ psi} \times (12,401 \text{ in})^2}{2 \cdot 28717 \text{ psi} \cdot 6,20 \text{ in}} + 0,125 \text{ in} + 0,01 \text{ in} \\
 t &= 0,176 \text{ in}
 \end{aligned}$$

Point 2

$$\begin{aligned}
 t &= \frac{-PR}{S} + c_a + m_a \\
 &= \frac{-94,869 \text{ psi} \times 12,401 \text{ in}}{28717 \text{ psi}} + 0,125 \text{ in} + 0,01 \text{ in} \\
 t &= 0,176 \text{ in}
 \end{aligned}$$

B. 3 Kalkulasi Ketebalan (*Thickness*) *Shell Head* (*Part 3*)

Berikut posisi ketebalan *shell Head* yang akan dikalkulasi *part* (3):

A.3.1 Pemilihan Material *Part 3*

SA 240 316

A.3.2 Data Desain

Tabel Data desain *shell Head*

<i>Item</i>	<i>Unit</i>	<i>Shell Head</i>
Material	-	SA 240 316
P	Psig.	94,869
D _i	inch.	24,803
S	Psi.	28.717
E	-	1
c _a	inch.	0,125
m _a	inch.	0,01

A.3.3 *Shell Under Internal Pressure* (t_r) *Part 3*

$$\begin{aligned}
 t_r &= \frac{P \times R}{(S \times E) - (0,5 \times P)} \\
 &= \frac{94,869 \text{ psi} \times 12,401 \text{ in}}{(28717 \text{ psi} \times 1) - (0,5 \times 94,869 \text{ psi})} \\
 &= 0,041 \text{ in}
 \end{aligned}$$

A.3.4 *Design Thickness* (t_d) *Part 3*

$$\begin{aligned}
 t_d &= t_r + c_a + m_a \\
 &= 0,041 + 0,125 + 0,01 = 0,176 \text{ in}
 \end{aligned}$$

B.4 Nozzle Neck Thickness Calculation (T1 & T2) (Part 4 &5)

Berikut posisi *nozzle neck* akan dikalkulasikan :

Size → 8 in x 40S

B.4.1 Pemilihan Material

Nozzle material : Carbon Steel

B.4.2 Data Desain Part 4 & 5

Tabel Data desain *part nozzle* (T1 & T2)

The za DESAIN DATA		
<i>Nominal size</i>	in	8
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	94,869
<i>Nozzle Outside Dia</i>	d_i (in)	7,42
	R_i	3,71
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
<i>Join eff</i>	E	0,7
<i>Corr Alow.</i>	c_a	0.125

B.4.3 Min. Required Thickness of Nozzle (corrosion) → ASME VIII-1 App 1-1

Karena inside diameter adalah standar (produksi pipa), maka untuk kalkulasi nilai jari-jari dalam *nozzle* kita kondisikan pada saat terkorosi, sehingga ketebalan pada saat terkorosi masih memungkinkan untuk mengakomodasikan tekanan operasi. (MAWP *hot & corr.*).

$$\begin{aligned}
 t_m &= \frac{P.(R_i + c_a)}{S_n.E + 0,5P} + c_a \\
 &= \frac{94,869 \text{ psi} . (3,71 \text{ in} + 0,125)}{17100 \text{ psi} . 0,7 + 0,5 . 94,869 \text{ psi}} + 0,125 \\
 &= 0,155 \text{ in}
 \end{aligned}$$

B.5 Nozzle Neck Thickness Calculation (T3) (Part 6)

Berikut posisi *nozzle neck* yang akan dikalkulasikan :

Size → 3 in x 40S

B.5.1 Pemilihan Material

Nozzle material : Carbon Steel

B.5.2 Data Desain Part 4

Tabel Data desain *nozzle* (T3)

DESAIN DATA		
<i>Nominal size (SCH 80)</i>	in	3
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	94,869
<i>Nozzle Inside Dia</i>	d_i (in)	2,42
	R_i	1,21
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
<i>Join eff</i>	E	0.7
<i>Corr Allow.</i>	c_a	0.125

B.5.3 Min. Required Thickness of Nozzle (corr.) → ASME VIII-1 App 1-1

Karena inside diameter adalah standar (produksi pipa), maka untuk kalkulasi nilai jari-jari dalam *nozzle* kita kondisikan pada saat terkorosi, sehingga ketebalan pada saat terkorosi masih memungkinkan untuk mengakomodasikan tekanan operasi.

$$\begin{aligned}
 t_m &= \frac{P \cdot (R_i + c_a)}{S_n \cdot E + 0,5P} + c_a \\
 &= \frac{94,869 \text{ psi} \cdot (1,21 \text{ in} + 0,125)}{17100 \text{ psi} \cdot 0,7 + 0,5 \cdot 94,869 \text{ psi}} + 0,125 = 0,135 \text{ in}
 \end{aligned}$$

B.6 Nozzle Neck Thickness Calculation (S1, dan S2) (Part 7, dan 8)

Berikut posisi *nozzle neck* yang akan dikalkulasikan:

Size → 4 In x 40S

B.6.1 Pemilihan Material

Nozzle material : Carbon Steel

B.6.2 Data Desain Part 7

Tabel Data desain *part nozzle* (S1, dan S2)

DESAIN DATA		
<i>Nominal size (SCH 80)</i>	in	4
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	94,869
<i>Nozzle Outside Dia</i>	d_o (in)	3,34
	R_i	1,67
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
<i>Join eff</i>	E	0.7
<i>Corr Allow.</i>	c_a	0.125

B.6.3 *Min. Required Thickness of Nozzle (corrosion)* → ASME VIII-1 App 1-1

Karena inside diameter adalah standar (produksi pipa), maka untuk kalkulasi nilai jari-jari dalam *nozzle* kita kondisikan pada saat terkorosi, sehingga ketebalan pada saat terkorosi masih memungkinkan untuk mengakomodasikan tekanan operasi.

$$\begin{aligned}
 t_m &= \frac{P \cdot (R_i + c_a)}{S_n \cdot E + 0,5P} + c_a \\
 &= \frac{94,869 \text{ psi} \cdot (1,67 \text{ in} + 0,125)}{17100 \text{ psi} \cdot 0,7 + 0,5 \cdot 94,869 \text{ psi}} + 0,125 \\
 &= 0,139 \text{ in}
 \end{aligned}$$

C. Kalkulasi Tegangan Longitudinal Bejana Tekan

Kalkulasi Tegangan Longitudinal (kondisi *operation pressure* = 94,869 psi)

C.1 Kalkulasi Tegangan Longitudinal Shell

- Bentuk geometrikal dasar → silinder
- Formula tegangan longitudinal (L) → $PR / 2t$
- Tegangan longitudinal shell (mekanikal desain)

Data mekanikal desain

P (psi)	94,869	Ca (in)	0.125
R (in)	12,401	Ma (in)	0.01
Sa (psi)	37.709	E	0.7
S (psi)	37.709	T (in)	0.196

- (New & cold)

$$L = [P (R - ca - ma)] / 2t = \frac{94,869 (12401 - 0,125 - 0,01)}{2 \times 0,196} = 2968,528 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$L = [P R] / 2(t - ca - ma) = \frac{94,869 \times 12,401}{2 \times (0,196 - 0,125 - 0,01)} = 9643,196$$

- Tegangan longitudinal shell (analisa fundamental)

Data desain fundamental

P (psi)	94,869	Ca (in)	0.125
Ri (in)	12,401	Ma (in)	0.01
Sa (psi)	37.709	E	0.7
S (psi)	37.709	T (in)	0.179

- (New & cold)

$$L = [P (R - ca - ma)] / 2t$$

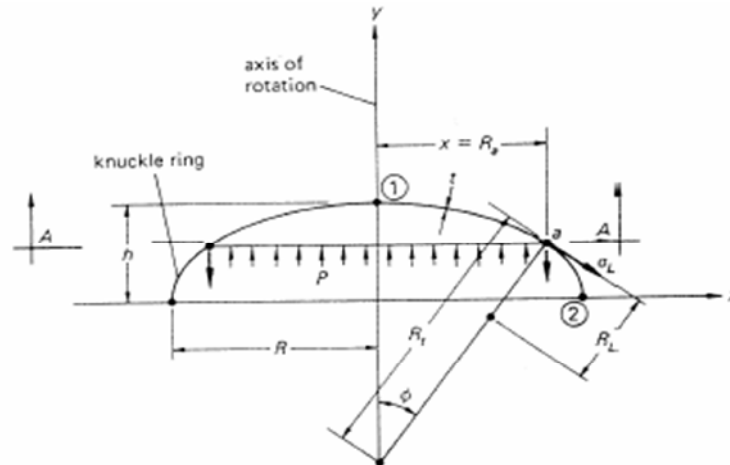
$$= \frac{94,869 \times (12,401 - 0,125 - 0,01)}{2 \times 0,179} = 3250,455 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$L = [P R] / 2(t - ca - ma) = 13362,977 \text{ psi}$$

C.2 Kalkulasi Tegangan Longitudinal Elipsoidal Head 2:1

- a. Bentuk geometrikal dasar → elipsoidal 2 : 1



- b. Formula tegangan longitudinal (σ_L) poin 1 = $PR^2 / 2 t h$
 Poin 2 = $PR / 2 t$
- c. Tegangan longitudinal shell (mekanikal desain).

Data mekanikal desain

P (psi)	94,869	Ca (in)	0,125
Ri (in)	12,401	Ma (in)	0,01
Sa (psi)	28.717	E	1
S (psi)	28.717	T (in)	0.196
h (in)	6,20		

- **(New & cold)**

$$\text{poin 1} \rightarrow P(R - ca - ma)^2 / 2t (h - ca - ma) = 5785,253 \text{ psi}$$

$$\text{Poin 2} \rightarrow P(R - ca - ma) / 2t = 2968,528 \text{ psi}$$

- **(Corr & Hot)**

$$\text{poin 1} \rightarrow P(R)^2 / 2 (t - ca - ma) h = 19298,161 \text{ psi}$$

$$\text{Poin 2} \rightarrow PR / 2(t - ca - ma) = 9643,196 \text{ psi}$$

d. Tegangan longitudinal shell (analisa fundamental).

Data analisa fundamental

P (psi)	94,869	Ca (in)	0,125
Ri (in)	12,401	Ma (in)	0,01
Sa (psi)	28.717	E	1
S (psi)	28.717	T (in) Point 2	0.176
h (in)	6,20		

- **(New & cold)**

$$\text{poin 1} \rightarrow P(R-\text{ca}-\text{ma})^2 / 2t (h-\text{ca}-\text{ma}) = 6663,675 \text{ psi}$$

$$\text{Poin 2} \rightarrow P(R-\text{ca}-\text{ma}) / 2t = 3305,861 \text{ psi}$$

- **(Corr & Hot)**

$$\text{poin 1} \rightarrow P(R)^2 / 2 (t-\text{ca}-\text{ma}) h = 28719,311 \text{ psi}$$

$$\text{Poin 2} \rightarrow PR / 2(t-\text{ca}-\text{ma}) = 14347,195 \text{ psi}$$

C.3 Kalkulasi Tegangan Longitudinal *Shell Head*

- Bentuk geometrikal dasar → Silinder
- Formula tegangan longitudinal (σ_L) → $PR / 2t$
- Tegangan longitudinal shell (mekanikal desain)

Data mekanikal desain

P (psi)	94,869	Ca (in)	0,125
Ri (in)	12,401	Ma (in)	0,01
Sa (psi)	28.717	E	1
S (psi)	28.717	T (in)	0.196

- **(New & cold)**

$$\sigma_L = [P (R-\text{ca}-\text{ma})] / 2t = 2968,528 \text{ psi}$$

- **(Corr & Hot)**

$$L = PR / 2(t-ca-ma) = 9643,196 \text{ psi}$$

d. Tegangan longitudinal shell (analisa fundamental)

Data desain fundamental

P (psi)	96,869	Ca (in)	0,125
Ri (in)	12,401	Ma (in)	0,01
Sa (psi)	28,717	E	1
S (psi)	28,717	T (in)	0.176

- **(New & cold)**

$$L = [P (R-ca-ma)] / 2t = 3305,861 \text{ psi}$$

- **(Corr & Hot)**

$$L = PR / 2(t-ca-ma) = 14347,195 \text{ psi}$$

C.4 Kalkulasi Tegangan Longitudinal *Nozzle Neck* (T1 & T2)

- Bentuk geometrikal dasar → silinder
- Formula tegangan longitudinal (L) → $PR / 2t$
- Tegangan longitudinal shell (mekanikal desain)

Data mekanikal desain

DESAIN DATA		
<i>Nominal size (S 10)</i>	in	8
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	94,869
<i>Nozzle Outside Dia</i>	d_o (in)	9,055
	R_o	4,527
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stres at des Temp.</i>	S_n	17100
Thickness	T (in)	0.438

- (New & cold)

$$L = PR / 2t = \frac{94,869 \times 4.527}{2.0,438} = 490,263 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$L = P(R + ca) / 2(t - ca)$$

$$= 705 \text{ psi}$$

d. Tegangan longitudinal shell (analisa fundamental)

Data desain Fundamental

DESAIN DATA		
<i>Nominal size</i>	in	8
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	94,869
<i>Nozzle Outside Dia</i>	d_i (in)	7,42
	R_i	3,71
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stres at des Temp.</i>	S_n	17100
Thickness	T (in)	0.155

- (New & cold)

$$L = PR / 2t = \frac{94,869 \times 3,71}{2 \times 0,155} = 1135,365 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$L = P(R + ca) / 2(t - ca)$$

$$= 6063,7 \text{ psi}$$

C.5 Kalkulasi Tegangan Longitudinal Nozzle Neck (T3)

- Bentuk geometrikal dasar → silinder
- Formula tegangan longitudinal (σ_L) → $PR / 2t$
- Tegangan longitudinal shell (mekanikal desain)

Data mekanikal desain

DESAIN DATA		
<i>Nominal size</i>	In	3
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	94,869
<i>Nozzle Outside Dia</i>	d_o (in)	4,2
	R_o	2,1
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stres at des Temp.</i>	S_n	17100
Thickness	T	0.574

- (New & cold)

$$\sigma_L = PR / 2t = \frac{94,869 \times 2,1}{2 \times 0,294} = 338,818 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$\sigma_L = P(R + ca) / 2(t - ca) = 624,508 \text{ psi}$$

- Tegangan longitudinal shell (analisa fundamental)

Data desain fundamental

DESAIN DATA		
<i>Nominal size (SCH 80)</i>	in	8
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	94,869
<i>Nozzle Inside Dia</i>	d_i (in)	2,42
	R_i	1,21
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Join eff</i>	E	0.7
Thickness	T (in)	0.135

- (New & cold)

$$L = PR / 2t = \frac{94,869 \times 1,21}{2 \times 0,185} = 425,152 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$L = P(R + ca) / 2(t - ca) \\ = 6332,5 \text{ psi}$$

C.6 Kalkulasi Tegangan Longitudinal *Nozzle Neck* (S1,dan S2)

- Bentuk geometrikal dasar → silinder
- Formula tegangan longitudinal (L) → $PR / 2t$
- Tegangan longitudinal shell (mekanikal desain)

Data mekanikal desain

DESAIN DATA		
<i>Nominal size (S.10)</i>	In	4
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	94,869
<i>Nozzle Outside Dia</i>	d_o (in)	5,904
	R_o	2,952
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
<i>Join eff</i>	E	0.7
Thickness	T (in)	0.328

- (New & cold)

$$L = PR / 2t = 426,910 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$L = P(R + ca) / 2(t - ca) = 718,492 \text{ psi}$$

d. Tegangan longitudinal shell (analisa fundamental)

Data desain fundamental

DESAIN DATA		
<i>Nominal size (SCH 80)</i>	in	4
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	94,869
<i>Nozzle inside Dia</i>	d_i (in)	3,34
	R_i	1,67
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stres at des Temp.</i>	S_n	17100
<i>Join eff</i>	E	0.7
Thickness	T (in)	0,139

• (New & cold)

$$L = PR / 2t = 569,896 \text{ psi}$$

• (Corr & Hot)

$$L = P(R + ca) / 2(t - ca) = 6081,75 \text{ psi}$$

Kalkulasi Tegangan Longitudinal (kondisi *design pressure* = 284,466 psi)**C.1 Kalkulasi Tegangan Longitudinal Shell**

- Bentuk geometrikal dasar → silinder
- Formula tegangan longitudinal (L) → $PR / 2t$
- Tegangan longitudinal shell (mekanikal desain)

Data mekanikal desain

P (psi)	284,466	Ca (in)	0.125
R (in)	12,401	Ma (in)	0.01
Sa (psi)	37.709	E	0.7
S (psi)	37.709	T (in)	0,275

• (New & cold)

$$L = [P (R - ca - ma)] / 2t = \frac{284466 \times (12401 - 0,125 - 0,01)}{2 \times 0,275} = 6344,107 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$L = [P R] / 2(t-ca-ma) = \frac{284,466 \times 12,401}{2 \times (0,275 - 0,125 - 0,01)} = 12598,810 \text{ psi}$$

- d. Tegangan longitudinal shell (analisa fundamental)

Data desain fundamental

P (psi)	284,466	Ca (in)	0.125
Ri (in)	12,401	Ma (in)	0.01
Sa (psi)	37.709	E	0.7
S (psi)	37.709	T (in)	0,269

- (New & cold)

$$L = [P (R-ca-ma)] / 2t$$

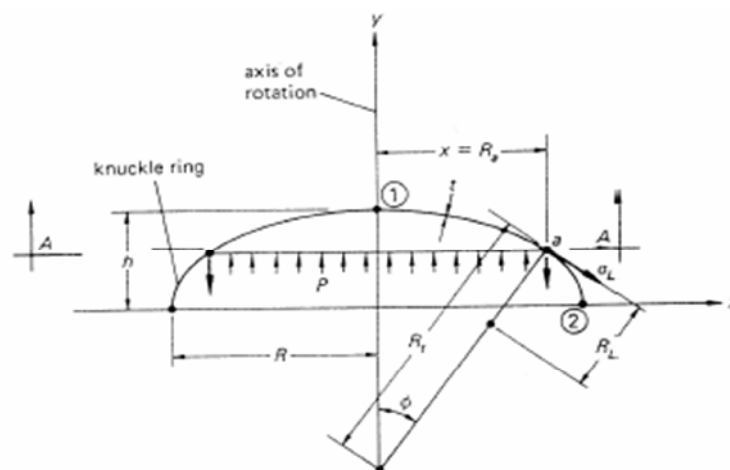
$$= \frac{284,466 \times (12,401 - 0,125 - 0,01)}{2 \times 0,269} = 6485,612 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$L = [P R] / 2(t-ca-ma) = 13162,937 \text{ psi}$$

C.2 Kalkulasi Tegangan Longitudinal Elipsoidal Head 2:1

- a. Bentuk geometrikal dasar → elipsoidal 2 : 1



- b. Formula tegangan longitudinal (σ_L) poin 1 = $PR^2 / 2 t h$
 Poin 2 = $PR / 2 t$
- c. Tegangan longitudinal shell (mekanikal desain).

Data mekanikal desain

P (psi)	284,466	Ca (in)	0,125
Ri (in)	12,401	Ma (in)	0,01
Sa (psi)	28.717	E	1
S (psi)	28.717	T (in)	0,393
h (in)	6,2		

- **(New & cold)**

poin 1 $\rightarrow P(R-ca-ma)^2 / 2t (h-ca-ma) = 8978,238$ psi

Poin 2 $\rightarrow P(R-ca-ma) / 2t = 4439,260$ psi

- **(Corr & Hot)**

poin 1 $\rightarrow P(R)^2 / 2 (t-ca-ma) h = 13675,069$ psi

Poin 2 $\rightarrow PR / 2(t-ca-ma) = 6836,556$ psi

- d. Tegangan longitudinal shell (analisa fundamental).

Data analisa fundamental

P (psi)	284,466	Ca (in)	0,125
Ri (in)	12,401	Ma (in)	0,01
Sa (psi)	28.717	E	1
S (psi)	28.717	T (in) Point 2	0,257
h (in)	6,20		

- **(New & cold)**

poin 1 $\rightarrow P(R-ca-ma)^2 / 2t (h-ca-ma) = 13730,915$ psi

Poin 2 $\rightarrow P(R-ca-ma) / 2t = 6788,441$ psi

- **(Corr & Hot)**

$$\text{poin 1} \rightarrow P(R)^2 / 2 (t-ca-ma) h = 28932,901 \text{ psi}$$

$$\text{Poin 2} \rightarrow PR / 2(t-ca-ma) = 14457,635 \text{ psi}$$

C.3 Kalkulasi Tegangan Longitudinal *Shell Head*

- Bentuk geometrikal dasar → Silinder
- Formula tegangan longitudinal (σ_L) → $PR / 2t$
- Tegangan longitudinal shell (mekanikal desain)

Data mekanikal desain

P (psi)	284,466	Ca (in)	0,125
Ri (in)	12,401	Ma (in)	0,01
Sa (psi)	28.717	E	1
S (psi)	28.717	T (in)	0,393

- **(New & cold)**

$$\sigma_L = [P (R-ca-ma)] / 2t = 4439,260 \text{ psi}$$

- **(Corr & Hot)**

$$\sigma_L = PR / 2(t-ca-ma) = 6836,554 \text{ psi}$$

- Tegangan longitudinal shell (analisa fundamental)

Data desain fundamental

P (psi)	284,466	Ca (in)	0,125
Ri (in)	12,401	Ma (in)	0,01
Sa (psi)	28.717	E	1
S (psi)	28.717	T (in)	0,258

- (New & cold)

$$L = [P (R - ca - ma)] / 2t = 6762,129 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$L = PR / 2(t - ca - ma) = 14340,089 \text{ psi}$$

C.4 Kalkulasi Tegangan Longitudinal *Nozzle Neck* (T1 & T2)

- Bentuk geometrikal dasar → silinder
- Formula tegangan longitudinal (L) → $PR / 2t$
- Tegangan longitudinal shell (mekanikal desain)

Data mekanikal desain

DESAIN DATA		
<i>Nominal size (S 10)</i>	in	8
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	284,466
<i>Nozzle Outside Dia</i>	d_o (in)	9,055
	R_o	4,527
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
<i>Thickness</i>	T (in)	0,5

- (New & cold)

$$L = PR / 2t = \frac{284,466 \times 4,527}{2 \times 0,5} = 1287,776 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$L = P(R + ca) / 2(t - ca)$$

$$= 1764,448 \text{ psi}$$

d. Tegangan longitudinal shell (analisa fundamental)

Data desain Fundamental

DESAIN DATA		
<i>Nominal size (SCH 10)</i>	in	8
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	284,466
<i>Nozzle Outside Dia</i>	d_i (in)	7,42
	R_i	3,71
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
Thickness	T (in)	0,215

- (New & cold)

$$L = PR / 2t = \frac{284,466 \times 3,71}{2 \times 0,215} = 2454,326 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$L = P(R + ca) / 2(t - ca)$$

$$= 6060,706 \text{ psi}$$

C.5 Kalkulasi Tegangan Longitudinal Nozzle Neck (T3)

- Bentuk geometrikal dasar → silinder
- Formula tegangan longitudinal (L) → $PR / 2t$
- Tegangan longitudinal shell (mekanikal desain)

Data mekanikal desain

DESAIN DATA		
<i>Nominal size (S.10)</i>	In	3
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	284,466
<i>Nozzle Outside Dia</i>	d_o (in)	4,2
	R_o	2,1
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
Thickness	T	0,337

- (New & cold)

$$L = PR / 2t = \frac{284,466 \times 2,1}{2,0,337} = 886,318 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$L = P(R + ca) / 2(t - ca) = 1492,775 \text{ psi}$$

- d. Tegangan longitudinal shell (analisa fundamental)

Data desain fundamental

DESAIN DATA		
Nominal size (SCH 80)	in	8
Material	-	Carbon Steel
P	P (psig)	284,466
Nozzle Inside Dia	d _i (in)	2,42
	R _i	1,21
Allow stres at hot Cond.	S _{no} (Psi)	17100
Join eff	E	0.7
Thickness	T (in)	0,156

- (New & cold)

$$L = PR / 2t = 1103,214 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$L = P(R + ca) / 2(t - ca) = 6125,194 \text{ psi}$$

C.6 Kalkulasi Tegangan Longitudinal *Nozzle Neck* (S1, dan S2)

- Bentuk geometrikal dasar → silinder
- Formula tegangan longitudinal (L) → PR / 2t
- Tegangan longitudinal shell (mekanikal desain)

Data mekanikal desain

DESAIN DATA		
<i>Nominal size (S.10)</i>	In	4
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	284,466
<i>Nozzle Outside Dia</i>	d_o (in)	5,904
	R_o	2,952
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
<i>Join eff</i>	E	0.7
Thickness	T (in)	0,375

- (New & cold)

$$L = PR / 2t = 1119,832 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$L = P(R + ca) / 2(t - ca) = 1750,602 \text{ psi}$$

d. Tegangan longitudinal shell (analisa fundamental)

Data desain fundamental

DESAIN DATA		
<i>Nominal size</i>	in	4
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	284,466
<i>Nozzle Outside Dia</i>	d_i (in)	3,34
	R_i	1,67
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
<i>Join eff</i>	E	0.7
Thickness	T (in)	0,167

- **(New & cold)**

$$L = PR / 2t = 1422,329 \text{ psi}$$

- **(Corr & Hot)**

$$L = P(R + ca) / 2(t - ca) = 6078,761 \text{ psi}$$

Tabel Hasil Perhitungan Tegangan Longitudinal (Mekanikal Desain pada kondisi *design pressure*)

No	<i>part</i>	P	Di	Ri	S	h	E	ca	ma	t	L(new)	L (Corr)
1	Shell	284,466	24,803	12,401	37.709	-	0,7	0,125	0,01	0,275	6344,107	12598,810
2	Shell Head	284,466	24,803	12,401	28.717	-	1	0,125	0,01	0,393	4439,260	6836,554
3	Elipsodial Head 2 : 1											
	Point 1	284,466	24,803	12,401	28.717	6,2	1	0,125	0,01	0,393	8978,238	13673,069
	Point 2	284,466	24,803	12,401	28.717	6,2	1	0,125	0,01	0,393	4439,260	6836,556
4	Nozzle Neck (T1)	284,466	9,055	4,527	17.100		0,7	0,125	0,01	0,5	1287,776	1764,448
5	Nozzle Neck (T2)	284,466	9,055	4,527	17.100		0,7	0,125	0,01	0,5	1287,776	1764,448
6	Nozzle Neck (T3)	284,466	4,2	2,1	17.100		0,7	0,125	0,01	0,337	886,318	1492,775
7	Nozzle Neck (S1)	284,466	5,904	2,952	17.100		0,7	0,125	0,01	0,375	1119,832	1750,602
8	Nozzle Neck (S2)	284,466	5,904	2,952	17.100		0,7	0,125	0,01	0,375	1119,832	1750,602

Tabel Hasil Perhitungan Tegangan Longitudinal (Fundamental Desain pada kondisi *design pressure*)

No	<i>part</i>	P	Di	Ri	S	h	E	ca	ma	t	L(new)	L (Corr)
1	Shell	284,466	24,803	12,401	37.709	-	0,7	0,125	0,01	0,269	6485,612	13162,937
2	Shell Head	284,466	24,803	12,401	28.717	-	1	0,125	0,01	0,258	6762,129	14340,089
3	Elipsodial Head 2 : 1											
	Point 1	284,466	24,803	12,401	28.717	6,2	1	0,125	0,01	0,257	13730,915	28932,901
	Point 2	284,466	24,803	12,401	28.717	6,2	1	0,125	0,01	0,257	6788,441	14457,635
4	Nozzle Neck (T1)	284,466	7,42	3,41	17.100		0,7	0,125	0,01	0,215	2454,326	6060,706
5	Nozzle Neck (T2)	284,466	7,42	3,41	17.100		0,7	0,125	0,01	0,215	2454,326	6060,706
6	Nozzle Neck (T3)	284,466	2,42	1,21	17.100		0,7	0,125	0,01	0,156	1103,214	6125,194
7	Nozzle Neck (S1)	284,466	3,34	1,67	17.100		0,7	0,125	0,01	0,167	1422,329	6078,761
8	Nozzle Neck (S2)	284,466	3,34	1,67	17.100		0,7	0,125	0,01	0,167	1422,329	6078,761

Tabel Hasil Perhitungan Tegangan Longitudinal (Mekanikal Desain pada kondisi *operation pressure*)

No	<i>part</i>	P	Di	Ri	S	h	E	ca	ma	t	L(new)	L (Corr)
1	Shell	94,869	24,803	12,401	37.709	-	0,7	0,125	0,01	0,196	2968,528	9643,196
2	Shell Head	94,869	24,803	12,401	28.717	-	1	0,125	0,01	0,196	2968,528	9643,196
3	Elipsodial Head 2 : 1											
	Point 1	94,869	24,803	12,401	28.717	6,2	1	0,125	0,01	0, 196	5785,253	19298,161
	Point 2	94,869	24,803	12,401	28.717	6,2	1	0,125	0,01	0, 196	2968,528	9643,196
4	Nozzle Neck (T1)	94,869	9,055	4,527	17.100		0,7	0,125	0,01	0,438	490,263	705
5	Nozzle Neck (T2)	94,869	9,055	4,527	17.100		0,7	0,125	0,01	0, 438	490,263	705
6	Nozzle Neck (T3)	94,869	4,2	2,1	17.100		0,7	0,125	0,01	0,294	338,818	624,508
7	Nozzle Neck (S1)	94,869	5,904	2,952	17.100		0,7	0,125	0,01	0,328	426,910	718,492
8	Nozzle Neck (S2)	94,869	5,904	2,952	17.100		0,7	0,125	0,01	0,328	426,910	718,492

Tabel Hasil Perhitungan Tegangan Longitudinal (Fundamental Desain pada kondisi *operation pressure*)

No	<i>part</i>	P	Di	Ri	S	h	E	ca	ma	t	L(new)	L (Corr)
1	Shell	94,869	24,803	12,401	37.709	-	0,7	0,125	0,01	0,179	3250,455	13362,977
2	Shell Head	94,869	24,803	12,401	28.717	-	1	0,125	0,01	0,176	3305,861	14347,195
3	Elipsodial Head 2 : 1											
	Point 1	94,869	24,803	12,401	28.717	6,2	1	0,125	0,01	0,176	6663,675	28719,311
	Point 2	94,869	24,803	12,401	28.717	6,2	1	0,125	0,01	0,176	3305,861	14347,195
4	Nozzle Neck (T1)	94,869	7,42	3,41	17.100		0,7	0,125	0,01	0,155	1135,385	6063,7
5	Nozzle Neck (T2)	94,869	7,42	3,41	17.100		0,7	0,125	0,01	0,155	1135,385	6063,7
6	Nozzle Neck (T3)	94,869	2,42	1,21	17.100		0,7	0,125	0,01	0,135	425,152	6332,5
7	Nozzle Neck (S1)	94,869	3,34	1,67	17.100		0,7	0,125	0,01	0,167	569,896	6081,75
8	Nozzle Neck (S2)	94,869	3,34	1,67	17.100		0,7	0,125	0,01	0,167	569,896	6081,75

D. Kalkulasi Tegangan Tangensial Bejana Tekan

Kalkulasi Tegangan Tangensial (kondisi *operation pressure* = 94,869 psi)

D.1 Kalkulasi Tegangan Tangensial Shell

- Bentuk geometrikal dasar → silinder
- Formula tegangan tangensial () → PR / t
- Tegangan tangensial shell (mekanikal desain)

Data mekanikal desain

P (psi)	94,869	Ca (in)	0.125
R (in)	12,401	Ma (in)	0.01
Sa (psi)	37.709	E	0.7
S (psi)	37.709	T (in)	0,196

- (New & cold)

$$t = [P (R - ca - ma)] / t = \frac{94,869 \times (12,401 - 0,125 - 0,01)}{0,196} = 5937,056 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$t = [P R] / (t - ca - ma) = \frac{94,869 \times 12,401}{(0,196 - 0,125 - 0,01)} = 19286,393 \text{ psi}$$

- Tegangan tangensial shell (analisa fundamental)

Data desain fundamental

P (psi)	94,869	Ca (in)	0.125
R (in)	12,401	Ma (in)	0.01
Sa (psi)	37.709	E	0.7
S (psi)	37.709	T (in)	0,196

- (New & cold)

$$t = [P (R - ca - ma)] / t = \frac{94,869 \times (12,401 - 0,125 - 0,01)}{0,179} = 6500,911 \text{ psi}$$

- **(Corr & Hot)**

$$\text{poin 1} \rightarrow P(R)^2 / 2(t\text{-ca-ma}) h = 19298,101 \text{ psi}$$

$$\text{Poin 2} \rightarrow PR / (t\text{-ca-ma}) = 19286,393 \text{ psi}$$

d. Tegangan tangensial shell (analisa fundamental).

Data analisa fundamental

P (psi)	94,896	Ca (in)	0,125
Ri (in)	12,401	Ma (in)	0,01
Sa (psi)	28.717	E	1
S (psi)	28.717	T (in) Point 2	0,176
h (in)	6,20		

- **(New & cold)**

$$\text{poin 1} \rightarrow P(R\text{-ca-ma})^2 / 2 t (h\text{-ca-ma}) = 6663,675 \text{ psi}$$

$$\text{Poin 2} \rightarrow P(R\text{-ca-ma}) / t = 6611,722 \text{ psi}$$

- **(Corr & Hot)**

$$\text{poin 1} \rightarrow P(R)^2 / 2 (t\text{-ca-ma}) h = 28719,311 \text{ psi}$$

$$\text{Poin 2} \rightarrow PR / (t\text{-ca-ma}) = 28694,390 \text{ psi}$$

D.3 Kalkulasi Tegangan Tangensial *Shell Head*

a. Bentuk geometrikal dasar → Silinder

b. Formula tegangan tangensial () → PR / t

c. Tegangan tangensial shell (mekanikal desain)

Data mekanikal desain

P (psi)	94,869	Ca (in)	0,125
Ri (in)	12,401	Ma (in)	0,01
Sa (psi)	28.717	E	1
S (psi)	28.717	T (in)	0,196

- **(New & cold)**

$$t = [P (R-ca-ma)] / t = 5937,056 \text{ psi}$$

- **(Corr & Hot)**

$$t = PR / (t-ca-ma) = 19286,393 \text{ psi}$$

- d. Tegangan tangensial shell (analisa fundamental)

Data desain fundamental

P (psi)	94,869	Ca (in)	0,125
Ri (in)	12,401	Ma (in)	0,01
Sa (psi)	28.717	E	1
S (psi)	28.717	T (in)	0,176

- **(New & cold)**

$$t = [P (R-ca-ma)] / t = 6611,722 \text{ psi}$$

- **(Corr & Hot)**

$$t = PR / (t-ca-ma) = 28694,390 \text{ psi}$$

D.4 Kalkulasi Tegangan Tangensial *Nozzle Neck* (T1 & T2)

- Bentuk geometrikal dasar → silinder
- Formula tegangan tangensial () → PR / t
- Tegangan tangensial shell (mekanikal desain)

Data mekanikal desain

DESAIN DATA		
<i>Nominal size</i>	in	8
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	94,869
<i>Nozzle Outside Dia</i>	d _o (in)	9,055
	R _o	4,527
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S _{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S _n	17100
Thickness	T (in)	0,438

- (New & cold)

$$t = PR / 2 t = 980,527 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$t = P(R + ca) / 2(t - ca)$$

$$= 1410 \text{ psi}$$

- d. Tegangan tangensial shell (analisa fundamental)

Data desain fundamental

<i>Nominal size</i>	in	8
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	94,869
<i>Nozzle inside Dia</i>	DESAIN DATA d_i (in)	7,42
	R_i	3,71
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
Thickness	T (in)	0,155

- (New & cold)

$$t = PR / 2 t = 2270,729 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$t = P(R + ca) / 2(t - ca)$$

$$= 12127,4 \text{ psi}$$

D.5 Kalkulasi Tegangan Tangensial Nozzle Neck (T3)

- Bentuk geometrikal dasar → silinder
- Formula tegangan tangensial (t) → $PR / 2t$
- Tegangan tangensial shell (mekanikal desain)

Data mekanikal desain

DESAIN DATA		
<i>Nominal size</i>	In	3
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	112,804
<i>Nozzle Outside Dia</i>	d_o (in)	4,2
	R_o	2,1
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
Thickness	T	0,294

- (New & cold)

$$t = PR / 2t = 677,636 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$t = P(R + ca) / 2 (t - ca) = 1249,018 \text{ psi}$$

- d. Tegangan tangensial shell (analisa fundamental)

Data desain fundamental

DESAIN DATA		
<i>Nominal size</i>	in	8
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	94,869
<i>Nozzle Inside Dia</i>	d_i (in)	2,42
	R_i	1,21
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
<i>Join eff</i>	E	0.7
Thickness	T (in)	0,135

- (New & cold)

$$t = PR / 2t = 850,304 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$t = P(R + ca) / 2 (t - ca) = 12625 \text{ psi}$$

D.6 Kalkulasi Tegangan Tangensial *Nozzle Neck* (S1, dan S2)

- Bentuk geometrikal dasar → silinder
- Formula tegangan tangensial (τ) → PR / t
- Tegangan tangensial shell (mekanikal desain)

Data mekanikal desain

DESAIN DATA		
<i>Nominal size</i>	In	4
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	94,869
<i>Nozzle Outside Dia</i>	d_o (in)	5,904
	R_o	2,952
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
<i>Join eff</i>	E	0.7
Thickness	T (in)	0,328

- (New & cold)

$$\tau = PR / t = 853,820 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$\tau = P(R + ca) / (t - ca) = 1437,990 \text{ psi}$$

- Tegangan tangensial shell (analisa fundamental)

Data desain fundamental

DESAIN DATA		
<i>Nominal size</i>	in	4
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	94,869
<i>Nozzle inside Dia</i>	d_i (in)	3,34
	R_i	1,67
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
<i>Join eff</i>	E	0.7
Thickness	T (in)	0,139

- (New & cold)

$$t = PR / 2 t = 1139,791 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$t = P(R + ca) / 2 (t - ca) = 12163,5 \text{ psi}$$

D. Kalkulasi Tegangan Tangensial Bejana Tekan

Kalkulasi Tegangan Tangensial (kondisi *design pressure* = 327,175 psi)

D.1 Kalkulasi Tegangan Tangensial Shell

- Bentuk geometrikal dasar → silinder
- Formula tegangan tangensial (t) → PR / t
- Tegangan tangensial shell (mekanikal desain)

Data mekanikal desain

P (psi)	284,466	Ca (in)	0.125
R (in)	12,401	Ma (in)	0.01
Sa (psi)	37.709	E	0.7
S (psi)	37.709	T (in)	0,275

- (New & cold)

$$t = [P (R - ca - ma)] / t = \frac{284,466 \times (12,401 - 0,125 - 0,01)}{0,275} = 12688,218 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$t = [P R] / (t - ca - ma) = \frac{284,466 \times 12,401}{(0,275 - 0,125 - 0,01)} = 25197,621 \text{ psi}$$

- Tegangan tangensial shell (analisa fundamental)

Data desain fundamental

P (psi)	284,466	Ca (in)	0.125
R (in)	12,401	Ma (in)	0.01
Sa (psi)	37.709	E	0.7
S (psi)	37.709	T (in)	0,269

- (New & cold)

$$t = [P (R - ca - ma)] / t = \frac{284,466 \times (12,401 - 0,125 - 0,01)}{0,269} = 12971,223 \text{ psi}$$

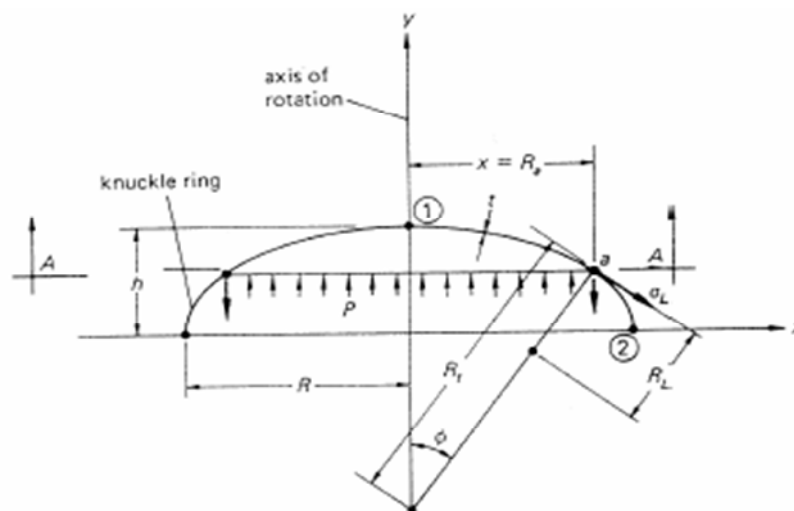
- (Corr & Hot)

$$t = [P R] / (t - ca - ma)$$

$$= \frac{284,466 \times 12,401}{(0,269 - 0,125 - 0,01)} = 26325,873 \text{ psi}$$

D.2 Kalkulasi Tegangan Tangensial Elipsodial *Head 2:1*

- a. Bentuk geometrikal dasar → elipsodial 2 : 1



- b. Formula tegangan tangensial (t) poin 1 = $PR^2 / 2 t h$
 Poin 2 = PR / t
- c. Tegangan tangensial shell (mekanikal desain).

Data mekanikal desain

P (psi)	284,466	Ca (in)	0,125
Ri (in)	12,401	Ma (in)	0,01
Sa (psi)	28.717	E	1
S (psi)	28.717	T (in)	0,393
h (in)	6,20		

(New & cold)

$$\text{poin 1} \rightarrow P(R-\text{ca}-\text{ma})^2 / 2 t (\text{h}-\text{ca}-\text{ma}) = 8978,328 \text{ psi}$$

$$\text{Poin 2} \rightarrow P(R-\text{ca}-\text{ma}) / t = 8878,521 \text{ psi}$$

- **(Corr & Hot)**

$$\text{poin 1} \rightarrow P(R)^2 / 2(t-\text{ca}-\text{ma}) h = 13675,063 \text{ psi}$$

$$\text{Poin 2} \rightarrow PR / (t-\text{ca}-\text{ma}) = 13673,112 \text{ psi}$$

d. Tegangan tangensial (analisa fundamental).

Data analisa fundamental

P (psi)	284,466	Ca (in)	0,125
Ri (in)	12,401	Ma (in)	0,01
Sa (psi)	28.717	E	1
S (psi)	28.717	T (in) Point 2	0,257
h (in)	6,20		

- **(New & cold)**

$$\text{poin 1} \rightarrow P(R-\text{ca}-\text{ma})^2 / 2 t (\text{h}-\text{ca}-\text{ma}) = 13730,915 \text{ psi}$$

$$\text{Poin 2} \rightarrow P(R-\text{ca}-\text{ma}) / t = 13576,883 \text{ psi}$$

- **(Corr & Hot)**

$$\text{poin 1} \rightarrow P(R)^2 / 2 (t-\text{ca}-\text{ma}) h = 28932,901 \text{ psi}$$

$$\text{Poin 2} \rightarrow PR / (t-\text{ca}-\text{ma}) = 28915,270 \text{ psi}$$

D.3 Kalkulasi Tegangan Tangensial Shell Head

- Bentuk geometrikal dasar → Silinder
- Formula tegangan tangensial (τ) → PR / t
- Tegangan tangensial shell (mekanikal desain)

Data mekanikal desain

P (psi)	284,466	Ca (in)	0,125
Ri (in)	12,401	Ma (in)	0,01
Sa (psi)	28717	E	1
S (psi)	28717	T (in)	0,393

- **(New & cold)**

$$t = [P (R-ca-ma)] / t = 8878,522 \text{ psi}$$

- **(Corr & Hot)**

$$t = PR / (t-ca-ma) = 13673,108 \text{ psi}$$

- d. Tegangan tangensial shell (analisa fundamental)

Data desain fundamental

P (psi)	284,466	Ca (in)	0,125
Ri (in)	12,401	Ma (in)	0,01
Sa (psi)	28.717	E	1
S (psi)	28.717	T (in)	0,258

- **(New & cold)**

$$t = [P (R-ca-ma)] / t = 13524,259 \text{ psi}$$

- **(Corr & Hot)**

$$t = PR / (t-ca-ma) = 28680,179 \text{ psi}$$

D.4 Kalkulasi Tegangan Tangensial *Nozzle Neck* (T1 & T2)

- Bentuk geometrikal dasar → silinder
- Formula tegangan tangensial (t) → PR / t
- Tegangan tangensial shell (mekanikal desain)

Data mekanikal desain

DESAIN DATA		
<i>Nominal size</i>	in	8
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	284,466
<i>Nozzle Outside Dia</i>	d_o (in)	9,055
	R_o	4,527
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
Thickness	T (in)	0,5

- (New & cold)

$$t = PR / 2 t = 2575,552 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$t = P(R + ca) / 2(t - ca)$$

$$= 3528,896 \text{ psi}$$

- d. Tegangan tangensial shell (analisa fundamental)

Data desain fundamental

DESAIN DATA		
<i>Nominal size</i>	in	8
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	284,466
<i>Nozzle inside Dia</i>	d_i (in)	7,42
	R_i	3,71
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
Thickness	T (in)	0,215

- (New & cold)

$$t = PR / 2 t = 4908,651 \text{ psi}$$

- **(Corr & Hot)**

$$t = P(R + ca) / 2 (t - ca)$$

$$= 12121,411 \text{ psi}$$

D.5 Kalkulasi Tegangan Tangensial *Nozzle Neck* (T3)

- Bentuk geometrikal dasar → silinder
- Formula tegangan tangensial (t) → $PR / 2t$
- Tegangan tangensial shell (mekanikal desain)

Data mekanikal desain

DESAIN DATA		
<i>Nominal size</i>	In	3
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	284,466
<i>Nozzle Outside Dia</i>	d_o (in)	4,2
	R_o	2,1
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stres at des Temp.</i>	S_n	17100
Thickness	T	0,337

- **(New & cold)**

$$t = PR / 2t = 1772,638 \text{ psi}$$

- **(Corr & Hot)**

$$t = P(R + ca) / 2 (t - ca) = 2985,552 \text{ psi}$$

- Tegangan tangensial shell (analisa fundamental)

Data desain fundamental

DESAIN DATA		
<i>Nominal size</i>	in	3
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	284,466
<i>Nozzle Inside Dia</i>	d_i (in)	2,42
	R_i	1,21
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
<i>Join eff</i>	E	0,7
Thickness	T (in)	0,156

- (New & cold)

$$t = PR / 2t = 2206,429 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$t = P(R + ca) / 2 (t - ca) = 12250,387 \text{ psi}$$

D.6 Kalkulasi Tegangan Tangensial *Nozzle Neck* (S1, dan S2)

- Bentuk geometrikal dasar → silinder
- Formula tegangan tangensial (σ_t) → PR / t
- Tegangan tangensial shell (mekanikal desain)

Data mekanikal desain

DESAIN DATA		
<i>Nominal size</i>	In	4
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	284,466
<i>Nozzle Outside Dia</i>	d_o (in)	5,904
	R_o	2,952
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
<i>Join eff</i>	E	0,7
Thickness	T (in)	0,375

- (New & cold)

$$t = PR / t = 2239,664 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$t = P(R + ca) / (t - ca) = 3501,204 \text{ psi}$$

d. Tegangan tangensial shell (analisa fundamental)

Data desain fundamental

DESAIN DATA		
<i>Nominal size</i>	in	4
<i>Material</i>	-	Carbon Steel
<i>P</i>	P (psig)	327,175
<i>Nozzle inside Dia</i>	d_i (in)	3,34
	R_i	1,67
<i>Allow stres at hot Cond.</i>	S_{no} (Psi)	17100
<i>Allow stress at des Temp.</i>	S_n	17100
<i>Join eff</i>	E	0.7
Thickness	T (in)	0,167

- (New & cold)

$$t = PR / 2 t = 2844,658 \text{ psi}$$

- (Corr & Hot)

$$t = P(R + ca) / 2 (t - ca) = 12157,524 \text{ psi}$$

Tabel Hasil Perhitungan Tegangan Tangensial (Mekanikal Desain pada kondisi *design pressure*)

No	<i>part</i>	P	Di	Ri	S	h	E	ca	ma	t	t (new)	t (Corr)
1	Shell	284,466	24,803	12,401	37.709	-	0,7	0,125	0,01	0,275	12688,128	25197,621
2	Shell Head	284,466	24,803	12,401	28.717	-	1	0,125	0,01	0,393	8878,522	13673,108
3	Elipsodial Head 2 : 1											
	Point 1	284,466	24,803	12,401	28.717	6,20	1	0,125	0,01	0,393	8978,238	13675,069
	Point 2	284,466	24,803	12,401	28.717	6,20	1	0,125	0,01	0,393	8878,521	13673,112
4	Nozzle Neck (T1)	284,466	9,055	4,527	17.100		0,7	0,125	0,01	0,5	2575,552	3528,896
5	Nozzle Neck (T2)	284,466	9,055	4,527	17.100		0,7	0,125	0,01	0,5	2575,552	3528,896
6	Nozzle Neck (T3)	284,466	4,2	2,1	17.100		0,7	0,125	0,01	0,337	1772,638	2985,552
7	Nozzle Neck (S1)	284,466	5,904	2,952	17.100		0,7	0,125	0,01	0,375	2239,664	3501,204
8	Nozzle Neck (S2)	284,466	5,904	2,952	17.100		0,7	0,125	0,01	0,375	2239,664	3501,204

Tabel Hasil Perhitungan Tegangan Tangensial (Fundamental Desain pada kondisi *design pressure*)

No	<i>part</i>	P	Di	Ri	S	h	E	ca	ma	t	t (new)	t (Corr)
1	Shell	284,466	24,803	12,401	37.709	-	0,7	0,125	0,01	0,269	12971,223	26325,873
2	Shell Head	284,466	24,803	12,401	28.717	-	1	0,125	0,01	0,258	13524,259	28680,179
3	Elipsodial Head 2 : 1											
	Point 1	284,466	24,803	12,401	28.717	6,20	1	0,125	0,01	0,257	13730,915	28932,901
	Point 2	284,466	24,803	12,401	28.717	6,20	1	0,125	0,01	0,257	13576,883	28915,270
4	Nozzle Neck (T1)	284,466	7,42	3,71	17.100		0,7	0,125	0,01	0,215	4908,651	12121,411
5	Nozzle Neck (T2)	284,466	7,42	3,71	17.100		0,7	0,125	0,01	0,215	4908,651	12121,411
6	Nozzle Neck (T3)	284,466	2,42	1,21	17.100		0,7	0,125	0,01	0,156	2206,429	12250,387
7	Nozzle Neck (S1)	284,466	3,34	1,67	17.100		0,7	0,125	0,01	0,167	2844,658	12157,524
8	Nozzle Neck (S2)	284,466	3,34	1,67	17.100		0,7	0,125	0,01	0,167	2844,658	12157,524

Tabel Hasil Perhitungan Tegangan Tangensial (Mekanikal Desain pada kondisi *operation pressure*)

No	<i>part</i>	P	Di	Ri	S	h	E	ca	ma	t	t (new)	t (Corr)
1	Shell	94,466	24,803	12,401	37.709	-	0,7	0,125	0,01	0,196	5937,056	19286,393
2	Shell Head	94,466	24,803	12,401	28.717	-	1	0,125	0,01	0,196	5937,056	19286,393
3	Elipsodial Head 2 : 1											
	Point 1	94,466	24,803	12,401	28.717	6,20	1	0,125	0,01	0,196	5985,253	19298,101
	Point 2	94,466	24,803	12,401	28.717	6,20	1	0,125	0,01	0,196	5937,057	19286,393
4	Nozzle Neck (T1)	94,466	9,055	4,527	17.100		0,7	0,125	0,01	0,438	980,527	1410
5	Nozzle Neck (T2)	94,466	9,055	4,527	17.100		0,7	0,125	0,01	0,438	980,527	1410
6	Nozzle Neck (T3)	94,466	4,2	2,1	17.100		0,7	0,125	0,01	0,294	677,626	1249,018
7	Nozzle Neck (S1)	94,466	5,904	2,952	17.100		0,7	0,125	0,01	0,328	853,820	1437,990
8	Nozzle Neck (S2)	94,466	5,904	2,952	17.100		0,7	0,125	0,01	0,328	853,820	1437,990

Tabel Hasil Perhitungan Tegangan Tangensial (Fundamental Desain pada kondisi *operation pressure*)

No	<i>part</i>	P	Di	Ri	S	h	E	ca	ma	t	t (new)	t (Corr)
1	Shell	94,466	24,803	12,401	37.709	-	0,7	0,125	0,01	0,179	6500,911	26737,954
2	Shell Head	94,466	24,803	12,401	28.717	-	1	0,125	0,01	0,176	6611,722	28694,390
3	Elipsodial Head 2 : 1											
	Point 1	94,466	24,803	12,401	28.717	6,20	1	0,125	0,01	0,176	6663,675	28719,311
	Point 2	94,466	24,803	12,401	28.717	6,20	1	0,125	0,01	0,176	6611,722	28694,390
4	Nozzle Neck (T1)	94,466	7,42	3,71	17.100		0,7	0,125	0,01	0,155	2270,729	12127,4
5	Nozzle Neck (T2)	94,466	7,42	3,71	17.100		0,7	0,125	0,01	0,155	2270,729	12127,4
6	Nozzle Neck (T3)	94,466	2,42	1,21	17.100		0,7	0,125	0,01	0,135	850,304	12665
7	Nozzle Neck (S1)	94,466	3,34	1,67	17.100		0,7	0,125	0,01	0,139	1139,791	12163,5
8	Nozzle Neck (S2)	94,466	3,34	1,67	17.100		0,7	0,125	0,01	0,139	1139,791	12163,5

E. Kalkulasi Pertambahan Radius Akibat Defleksi pada *Parts* Bejana Tekan

Secara umum defleksi yang terjadi dianalisa menggunakan hukum Hooke yang telah dijelaskan pada bab 2. Kemudian kita sesuaikan dengan kondisi masing-masing part baik kondisi geometrikan, dimensi dan kondisi kerja yang terjadi. Berikut formula umum yang dipakai.

$$e_z = e_t = (1 / E) (\sigma_t - \sigma_L)$$

$$R_{ez} = R e_t = (R / E) (\sigma_t - \sigma_L)$$

Dalam perhitungan nilai defleksi yang terjadi akan ditampilkan nilai pertambahan radius pada kondisi baru (new) maupun kondisi lama (corroded), dengan asumsi radius yang telah ditetapkan sebelumnya.

E.1 Pertambahan radius pada *Parts Shell* dan *Nozzle Neck*

Dari hukum hooke maka formula *radial growth* adalah sebagai berikut

$$R_{ez} = R e_t = (R / E) (\sigma_t - \sigma_L)$$

Ket : R = Satuan panjang berupa radius

E = Modulus elastisitas material

ν = poisson's ratio

σ_t = Tegangan tangensial

σ_L = Tegangan longitudinal

E.2 Pertambahan pada *Part* Elipsodial 2 : 1

Point 1

Nilai R untuk point 1 adalah R^2 / h dimana nilai $R_t = R_h = R^2 / h$

Sehingga formula *radial growth* adalah

$$R_{ez} = R^2 / h e_t = (R^2 / h E) (\sigma_t - \sigma_L)$$

Point 2

Kondisi sama dengan shell sehingga formula *radial growth* adalah

$$R_{ez} = R e_t = (R / E) (\sigma_t - \sigma_L)$$

Ket : R_{ez} = Pertambahan nilai radius.

E.3 Perhitungan *Radial Growth* pada *Parts* Bejana Tekan

E.3.1 Perhitungan *Radial Growth* pada *Parts* Bejana Tekan (Mekanikal Desain)

Suhu operasi *shell side* adalah inlet = 0°C = 32°F

Outlet = 20°C = 68°F

Suhu operasi *tube side* adalah inlet = 28°C = 113°F

Outlet = 5°C = 95°F

Maka kita ambil nilai tengah dari kondisi inlet dan outlet untuk mewakili seluruh part. Suhu operasi *shell side* adalah 50°F

Suhu operasi *tube side* adalah 61°F

Maka dari tabel ASME material pada *properties of material* nilai E dan ν adalah

E *shell side* = 29400000

E *tube side* = 29400000

ν = 0,33

3. 1. 1 Pertambahan radius pada *Parts Shell*

a. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi baru (New)

E	29400000	t (psi)	5937,056
Ri (in)	12,401		0,33
L (psi)	2968,528		

Maka $R_{ez} = (R / E) (t - L)$

= 12,401 / 29400000 x (5937,056 - 0,33 x 2968,528)

= 0,002087 in

b. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi lama (Corr)

E	29400000	t (psi)	19286,393
Ri (in)	12,401		0,33
L (psi)	9643,196		

$$\begin{aligned} \text{Maka } R_{ez} &= (R / E) (t - L) \\ &= 12,401 / 29400000 \times (19286,393 - 0,33 \times 9643,196) \\ &= 0,006779 \text{ in} \end{aligned}$$

3. 1. 2 Pertambahan radius pada *Parts Shell Head*

a. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi baru (New)

E	29400000	t (psi)	5937,056
Ri (in)	12,401		0,33
L (psi)	2968,528		

$$\begin{aligned} \text{Maka } R_{ez} &= (R / E) (t - L) \\ &= 0,002087 \text{ in} \end{aligned}$$

b. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi lama (Corr)

E	29400000	t (psi)	19286,393
Ri (in)	12,401		0,33
L (psi)	9643,196		

$$\begin{aligned} \text{Maka } R_{ez} &= (R / E) (t - L) \\ &= 0,006779 \text{ in} \end{aligned}$$

3. 1. 3 Pertambahan radius pada *Parts Elipsodial Head 2 : 1**Point 1*

a. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = (R^2 / h E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi baru (New)

E	29400000	t (psi)	5985,253
R_i (in)	12,401		0,33
L (psi)	5985,253	h (in)	6,2

Maka $R_{ez} = (R^2 / h E) (t - L)$
 $= 0,003383$ in

Point 2

Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R et = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi baru (New)

E	29400000	t (psi)	5937,056
R_i (in)	12,401		0,33
L (psi)	2968,528		

Maka $R_{ez} = (R / E) (t - L)$
 $= 0,002087$ in

Point 1

a. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = (R^2 / h E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi lama (Corr)

E	29400000	t (psi)	19298,101
R_i (in)	12,401		0,33
L (psi)	19298,101	h (in)	6,20

Maka $R_{ez} = (R^2 / h E) (t - L)$
 $= 0,010911$ in

Point 2

$$\text{Formula pertambahan radius} = R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$$

Data pertambahan radius kondisi lama (Corr)

E	29400000	t (psi)	19826,393
Ri (in)	12,401		0,33
L (psi)	9643,196	h (in)	6,20

$$\begin{aligned} \text{Maka } R_{ez} &= (R / E) (t - L) \\ &= 0,006779 \text{ in} \end{aligned}$$

3. 1. 4 Pertambahan radius pada *Parts Nozzle Neck* (T1) dan (T2)

a. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi baru (New)

E	29400000	t (psi)	980,527
Ri (in)	4,527		0,33
L (psi)	490,263		

$$\begin{aligned} \text{Maka } R_{ez} &= (R / E) (t - L) \\ &= 0,0001250 \text{ in} \end{aligned}$$

b. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi lama (Corr)

E	29400000	t (psi)	1410
Ri (in)	4,527		0,33
L (psi)	705		

$$\begin{aligned} \text{Maka } R_{ez} &= (R / E) (t - L) \\ &= 0,000180 \text{ in} \end{aligned}$$

3. 1. 5 Pertambahan radius pada *Parts Nozzle Neck* (T3)

a. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi baru (New)

E	29400000	t (psi)	677,636
Ri (in)	2,1		0,33
L (psi)	338,818		

Maka $R_{ez} = (R / E) (t - L)$
 $= 0,000040$ in

b. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi lama (Corr)

E	29400000	t (psi)	1249,018
Ri (in)	2,1		0,33
L (psi)	624,508		

Maka $R_{ez} = (R / E) (t - L)$
 $= 0,000074$ in

3. 1. 6 Pertambahan radius pada *Parts Nozzle Neck* (S1), dan (S2)

a. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi baru (New)

E	29400000	t (psi)	853,820
Ri (in)	2,952		0,33
L (psi)	426,910		

Maka $R_{ez} = (R / E) (t - L)$
 $= 0,000071$

b. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi lama (Corr)

E	29400000	t (psi)	1437,490
Ri (in)	2,952		0,33
L (psi)	718,482		

Maka $R_{ez} = (R / E) (t - L)$
 $= 0.000120$ in

Tabel Perhitungan nilai pertambahan radius akibat defleksi (mekanikal desain kondisi *operation pressure*)

No	<i>part</i>	L (Corr)	t (Corr)	R	h		E	L (new)	t (New)	Rez (New)	Rez (Corr)
1	Shell	9643,19	19286,3	12,401	-	0,33	29.400.000	2968,528	5937,05	0,002087	0,006779
2	Shell Head	9643,19	19286,3	12,401		0,33	29.400.000	2968,528	5937,05	0,002087	0,006779
3	Elipsodial Head 2 : 1										
	Point 1	19298,1	19298,1	12,401	6,20	0,33	29.400.000	5985,253	5985,25	0,003383	0,010911
	Point 2	9643,19	19286,3	12,401	6,20	0,33	29.400.000	2968,528	5937,05	0,002087	0,006779
4	Nozzle Neck (T1)	705	1410	4,527		0,33	29.400.000	490,263	980,527	0,000125	0,000180
5	Nozzle Neck (T2)	705	1410	4,527		0,33	29.400.000	490,263	980,527	0,000125	0,000180
6	Nozzle Neck (T3)	624,508	1249,01	2,1		0,33	29.400.000	338,818	677,636	0,000040	0,000074
7	Nozzle Neck (S1)	718,492	1437,49	2,952		0,33	29.400.000	426,910	853,820	0,000071	0,000120
8	Nozzle Neck (S2)	718,492	1437,49	2,952		0,33	29.400.000	426,910	853,820	0,000071	0,000120
	Jumlah	51699,16	84100,9	66,66				17064,001	28142,7	0,010076	0,031922
	Rata-rata	5744,351	9344,55					1896,01	3126,97	0,001119	0,003546

Tabel Perhitungan nilai pertambahan radius akibat defleksi (mekanikal desain kondisi *design pressure*)

No	part	L (Corr)	t (Corr)	R	h		E	L (new)	t (New)	Rez (New)	Rez (Corr)
1	Shell	12598,8	25197,6	12,401	-	0,33	29.400.000	6244,107	12688,2	0,004461	0,008852
2	Shell Head	6836,5	13673,1	12,401		0,33	29.400.000	4439,260	8878,5	0,003121	0,004806
3	Elipsodial Head 2 : 1										
	Point 1	13675,1	13675,1	12,401	6,20	0,33	29.400.000	8978,238	8978,238	0,005075	0,00729
	Point 2	6836,5	13673,1	12,401	6,20	0,33	29.400.000	4439,260	8878,5	0,003121	0,004806
4	Nozzle Neck (T1)	1764,4	3528,8	4,527		0,33	29.400.000	1287,776	2575,552	0,000329	0,000450
5	Nozzle Neck (T2)	1764,4	3528,8	4,527		0,33	29.400.000	1287,776	2575,552	0,000329	0,000450
6	Nozzle Neck (T3)	1492,7	2985,5	2,1		0,33	29.400.000	886,318	1772,638	0,000105	0,000176
7	Nozzle Neck (S1)	1750,6	3501,2	2,952		0,33	29.400.000	1119,892	2293,664	0,000187	0,000292
8	Nozzle Neck (S2)	1750,6	3501,2	2,952		0,33	29.400.000	1119,892	2293,664	0,000187	0,000292
	Jumlah	52690,16	85234,4	66,66				29912.519	50934.23	0.016915	0.037415
	Rata-rata	5854,46	9470,48					3311.391	5659.359	0.001879	0,004157

E.3.2 Perhitungan *Radial Growth* pada *Parts* Bejana Tekan (Fundamental Desain)

Suhu operasi *shell side* adalah inlet = $0^{\circ}\text{C} = 32^{\circ}\text{F}$

Outlet = $20^{\circ}\text{C} = 68^{\circ}\text{F}$

Suhu operasi *tube side* adalah inlet = $28^{\circ}\text{C} = 82^{\circ}\text{F}$

Outlet = $5^{\circ}\text{C} = 41^{\circ}\text{F}$

Maka kita ambil nilai tengah dari kondisi inlet dan outlet untuk mewakili seluruh part. Suhu operasi *shell side* adalah 50°F

Suhu operasi *tube side* adalah 60°F

Maka dari tabel ASME material pada *properties of material* nilai E dan ν adalah

E *shell side* = 29400000

E *tube side* = 29400000

ν = 0,339

3. 2. 1 Pertambahan radius pada *Parts Shell*

a. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi baru (New)

E	29400000	t (psi)	12971,2
Ri (in)	12,401		0,33
L (psi)	6485,612		

Maka $R_{ez} = (R / E) (t - L)$

$$= 0,004559 \text{ in}$$

b. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi lama (Corr)

E	29400000	t (psi)	26325,8
Ri (in)	12,401		0,33
L (psi)	13162,931		

Maka $R_{ez} = (R / E) (t - L)$

$$= 0,009254 \text{ in}$$

3. 2. 2 Pertambahan radius pada *Parts Shell Head*

a. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi baru (New)

E	29400000	t (psi)	13524,2
Ri (in)	12,401		0,33
L (psi)	6762,129		

Maka $R_{ez} = (R / E) (t - L)$
 $= 0,004754$ in

b. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi lama (Corr)

E	29400000	t (psi)	28680,1
Ri (in)	12,401		0,33
L (psi)	14340,089		

Maka $R_{ez} = (R / E) (t - L)$
 $= 0,010082$ in

3. 2. 3 Pertambahan radius pada *Parts Elipsodial Head 2 : 1*

Point 1

a. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = (R^2 / h E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi baru (New)

E	29400000	t (psi)	13370,9
Ri (in)	12,401		0,33
L (psi)	13370,915	h (in)	6,2

Maka $R_{ez} = (R^2 / h E) (t - L)$
 $= 0,007761$ in

Point 2

Formula penambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data penambahan radius kondisi baru (New)

E	29400000	t (psi)	13576,8
Ri (in)	12,401		0,33
L (psi)	6788,441	h (in)	6,2

Maka $R_{ez} = (R / E) (t - L)$
 $= 0,004772$ in

Point 1

a. Formula penambahan radius = $R_{ez} = (R^2 / h E) (t - L)$

Data penambahan radius kondisi lama (Corr)

E	29400000	t (psi)	28932,901
Ri (in)	12,401		0,33
L (psi)	28932,901	h (in)	6,2

Maka $R_{ez} = (R^2 / h E) (t - L)$
 $= 0,016354$ in

Point 2

Formula penambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data penambahan radius kondisi lama (Corr)

E	29400000	t (psi)	28915,27
Ri (in)	12,401		0,33
L (psi)	14457,635	h (in)	6,2

Maka $R_{ez} = (R / E) (t - L)$
 $= 0,010164$ in

3. 2. 4 Pertambahan radius pada *Parts Nozzle Neck* (T1 & T2)

a. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi baru (New)

E	29400000	t (psi)	4908,65
Ri (in)	3,71		0,33
L (psi)	2454,326		

Maka $R_{ez} = (R / E) (t - L)$
 $= 0,000516$ in

b. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi lama (Corr)

E	29400000	t (psi)	12121,4
Ri (in)	3,71		0,33
L (psi)	6060,706		

Maka $R_{ez} = (R / E) (t - L)$
 $= 0,001275$ in

3. 2. 5 Pertambahan radius pada *Parts Nozzle Neck* (T3)

a. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi baru (New)

E	29400000	t (psi)	2206,429
Ri (in)	1,21		0,33
L (psi)	1123,214		

Maka $R_{ez} = (R / E) (t - L)$
 $= 0,000075$ in

b. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi lama (Corr)

E	29400000	t (psi)	12250,3
Ri (in)	1,21		0,33
L (psi)	6125,194		

Maka $R_{ez} = (R / E) (t - L)$
 $= 0,000419$ in

3. 2. 7 Pertambahan radius pada *Parts Nozzle Neck* (S1) dan (S2)

a. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi baru (New)

E	29400000	t (psi)	2844,65
Ri (in)	1,67		0,33
L (psi)	1422,329		

Maka $R_{ez} = (R / E) (t - L)$
 $= 0,000133$ in

b. Formula pertambahan radius = $R_{ez} = R e_t = (R / E) (t - L)$

Data pertambahan radius kondisi lama (Corr)

E	29400000	t (psi)	12157,5
Ri (in)	1,67		0,33
L (psi)	6078,761		

Maka $R_{ez} = (R / E) (t - L)$
 $= 0,000568$ in

Tabel Perhitungan nilai pertambahan radius akibat defleksi (fundamental desain kondisi *operation pressure*)

No	<i>part</i>	L (Corr)	t (Corr)	R	h		E	L (new)	t (New)	Rez (New)	Rez (Corr)
1	Shell	13368,9	26737,9	12,401	-	0,33	29.400.000	3250,455	6500,91	0,002285	0,009399
2	Shell Head	14374,1	28694,3	12,401		0,33	29.400.000	3305,861	6611,72	0,002324	0,010087
3	Elipsodial Head 2 : 1										
	Point 1	28719,3	28719,3	12,401	6,20	0,33	29.400.000	6663,675	6663,67	0,003766	0,016233
	Point 2	14347,1	28694,3	12,401	6,20	0,33	29.400.000	3305,861	6611,72	0,002324	0,010087
4	Nozzle Neck (T1)	6063,7	12127,4	3,71		0,33	29.400.000	1135,365	2270,72	0,000238	0,001275
5	Nozzle Neck (T2)	6063,7	12127,4	3,71		0,33	29.400.000	1135,365	2270,72	0,000238	0,001275
6	Nozzle Neck (T3)	6332,5	12665	1,21		0,33	29.400.000	425,152	850,304	0,000029	0,000433
7	Nozzle Neck (S1)	6081,7	12163,5	1,67		0,33	29.400.000	569,896	1139,79	0,000053	0,000568
8	Nozzle Neck (S2)	6081,7	12163,5	1,67		0,33	29.400.000	569,896	1139,79	0,000053	0,000568
	Jumlah	101432,7	174092,6	61,57				20361,526	34059,3	0,01131	0,049925
	Rata-rata	11270,3	19343,62					2262,3917	3784,371	0,001256	0,005547

Tabel Perhitungan nilai pertambahan radius akibat defleksi (fundamental desain kondisi *design pressure*)

No	part	L (Corr)	t (Corr)	R	h		E	L (new)	t (New)	Rez (New)	Rez (Corr)
1	Shell	13162,9	26325,8	12,401	-	0,33	29.400.000	6485,612	12971,2	0,004559	0,009254
2	Shell Head	14340,1	28680,1	12,401		0,33	29.400.000	6762,129	13524,2	0,004754	0,010082
3	Elipsodial Head 2 : 1										
	Point 1	28932,9	28932,9	12,401	6,20	0,33	29.400.000	13730,91	13730,9	0,007761	0,016354
	Point 2	14457,6	28915,2	12,401	6,20	0,33	29.400.000	6788,441	13576,8	0,004772	0,010164
4	Nozzle Neck (T1)	6060,7	12121,4	3,71		0,33	29.400.000	2454,326	4908,72	0,000516	0,001275
5	Nozzle Neck (T2)	6060,7	12121,4	3,71		0,33	29.400.000	2454,326	4908,72	0,000516	0,001275
6	Nozzle Neck (T3)	6125,1	12250,3	1,21		0,33	29.400.000	1123,214	2206,42	0,000075	0,000419
7	Nozzle Neck (S1)	6078,7	12157,5	1,67		0,33	29.400.000	1422,329	2844,65	0,000132	0,000568
8	Nozzle Neck (S2)	6078,7	12157,5	1,67		0,33	29.400.000	1422,329	2844,65	0,000132	0,000568
	Jumlah	101697.4	175662.1	61.57				42643.616	71515.5	0.023167	0.049959
	Rata-rata	11299.2	19518.01					4738.179	7946.17	0.002574	0.005551

H. Data Sheet (Data Proses Desain)

Ada beberapa batasan mekanikal dalam mendesain heat exchanger, beberapa data memang telah ditentukan dari proses.

Data tersebut berupa data sheet sebagai berikut : (mengacu pada standar TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Associations*), ASME section-II (material), ASME section-VIII (pressure Vessel), ANSI)

SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER (SPECIFICATION SHEET)

PERFORMANCE UNIT			
Part		SHELL SIDE	TUBE SIDE
CODE		ASME Sec. VII, Div. 1, 2004 Ed. +2006 Add	
No. OF PASSES			
DESIGN PRESSURE (Kg/cm ² G)		20	180
DESIGN TEMPERATUR (°C)		60	85
OPERATING PRESSURE (Kg/cm ² G)		6,67	60
OPERATING TEMPERATUR (N/OUT) (°C)		0/20	28/5
MAWP		2,0 @60	18 @ 85
HIDRO'C TEST PRESS.		2,6	23,4
PNEUM'C TEST PRESS.			
POSTWELD HEAT TREATMENT		NO	NO
RADIOGRAPH		NO	NO
CORROSION ALLOWANCE (mm)		0.125	0,125
JOINT EFFICIENCY	SHELL	0.7	1
	HEAD	1	-

CONSTRUCTION

CONSTRUCTION	
<i>Shell ID</i>	25 inchs
<i>OD x Length</i>	5326 × 630 mm
<i>Tube pitch</i>	1 inchs
<i>Tube layout pattern</i>	Square
<i>Tube / TS Joint</i>	Seal Welded
<i>Impingement Protection</i>	Yes
<i>Expansion Joint</i>	Yes
<i>Removable Tube Bundle</i>	No
<i>Stacking</i>	No
<i>Baffle Type</i>	Vert. Double Segmental
<i>Crosspasses</i>	28
<i>Code Requirement</i>	ASME Sec. VIII Div 1 2004

MECHANICAL DESIGN

Mechanical Design		
	SHELL SIDE	TUBE SIDE
<i>Design Pressure (Kg/cm²)</i>	2,0	18
<i>Design Temperature (°C)</i>	60	85
<i>Corrosion Allowance (mm)</i>	1/8	0
<i>MAWP</i>	2,0 @ 60	18 @ 85

Dimensi dan Berat Pipa

TABLE 1 DIMENSIONS AND WEIGHTS OF WELDED AND SEAMLESS WROUGHT STEEL PIPE

NPS [Note (1)]	Customary Units			Identification [Standard (STD), Extra-Strong (XS), or Double Extra Strong (XXS)]	Schedule No.	DN [Note (2)]	SI Units		
	Outside Diameter, in.	Wall Thickness, in.	Plain End Weight, lb/ft				Outside Diameter, mm	Wall Thickness, mm	Plain End Mass, kg/m
1/8	0.405	0.049	0.19	...	10	...	10.3	1.24	0.28
1/8	0.405	0.057	0.21	...	30	...	10.3	1.45	0.32
1/8	0.405	0.068	0.24	STD	40	...	10.3	1.73	0.37
1/8	0.405	0.095	0.31	XS	80	...	10.3	2.41	0.47
1/4	0.540	0.065	0.33	...	10	...	13.7	1.65	0.49
1/4	0.540	0.073	0.36	...	30	...	13.7	1.85	0.54
1/4	0.540	0.088	0.43	STD	40	...	13.7	2.24	0.63
1/4	0.540	0.119	0.54	XS	80	...	13.7	3.02	0.80
3/8	0.675	0.065	0.42	...	10	10	17.1	1.65	0.63
3/8	0.675	0.073	0.47	...	30	10	17.1	1.85	0.70
3/8	0.675	0.091	0.57	STD	40	10	17.1	2.31	0.84
3/8	0.675	0.126	0.74	XS	80	10	17.1	3.20	1.10
1/2	0.840	0.065	0.54	...	5	15	21.3	1.65	0.80
1/2	0.840	0.083	0.67	...	10	15	21.3	2.11	1.00
1/2	0.840	0.095	0.76	...	30	15	21.3	2.41	1.12
1/2	0.840	0.109	0.85	STD	40	15	21.3	2.77	1.27
1/2	0.840	0.147	1.09	XS	80	15	21.3	3.73	1.62
1/2	0.840	0.188	1.31	...	160	15	21.3	4.78	1.95
1/2	0.840	0.294	1.72	XXS	...	15	21.3	7.47	2.55
3/4	1.050	0.065	0.69	...	5	20	26.7	1.65	1.03
3/4	1.050	0.083	0.86	...	10	20	26.7	2.11	1.28
3/4	1.050	0.095	0.97	...	30	20	26.7	2.41	1.44
3/4	1.050	0.113	1.13	STD	40	20	26.7	2.87	1.69
3/4	1.050	0.154	1.48	XS	80	20	26.7	3.91	2.20
3/4	1.050	0.219	1.95	...	160	20	26.7	5.56	2.90
3/4	1.050	0.308	2.44	XXS	...	20	26.7	7.82	3.64
1	1.315	0.065	0.87	...	5	25	33.4	1.65	1.29
1	1.315	0.109	1.41	...	10	25	33.4	2.77	2.09
1	1.315	0.114	1.46	...	30	25	33.4	2.90	2.18
1	1.315	0.133	1.68	STD	40	25	33.4	3.38	2.50
1	1.315	0.179	2.17	XS	80	25	33.4	4.55	3.24
1	1.315	0.250	2.85	...	160	25	33.4	6.35	4.24
1	1.315	0.358	3.66	XXS	...	25	33.4	9.09	5.45
1 1/4	1.660	0.065	1.11	...	5	32	42.2	1.65	1.65
1 1/4	1.660	0.109	1.81	...	10	32	42.2	2.77	2.69
1 1/4	1.660	0.117	1.93	...	30	32	42.2	2.97	2.87
1 1/4	1.660	0.140	2.27	STD	40	32	42.2	3.56	3.39
1 1/4	1.660	0.191	3.00	XS	80	32	42.2	4.85	4.47
1 1/4	1.660	0.250	3.77	...	160	32	42.2	6.35	5.61
1 1/4	1.660	0.382	5.22	XXS	...	32	42.2	9.70	7.77

**TABLE 1 DIMENSIONS AND WEIGHTS OF
WELDED AND SEAMLESS WROUGHT STEEL PIPE (CONT'D)**

NPS [Note (1)]	Customary Units			Identification [Standard (STD), Extra-Strong (XS), or Double Extra Strong (XXS)]	Schedule No.	DN [Note (2)]	SI Units		
	Outside Diameter, in.	Wall Thickness, in.	Plain End Weight, lb/ft				Outside Diameter, mm	Wall Thickness, mm	Plain End Mass, kg/m
1½	1.900	0.065	1.28	...	5	40	48.3	1.65	1.90
1½	1.900	0.109	2.09	...	10	40	48.3	2.77	3.11
1½	1.900	0.125	2.37	...	30	40	48.3	3.18	3.53
1½	1.900	0.145	2.72	STD	40	40	48.3	3.68	4.05
1½	1.900	0.200	3.63	XS	80	40	48.3	5.08	5.41
1½	1.900	0.281	4.86	...	160	40	48.3	7.14	7.25
1½	1.900	0.400	6.41	XXS	...	40	48.3	10.15	9.55
2	2.375	0.065	1.61	...	5	50	60.3	1.65	2.39
2	2.375	0.083	2.03	50	60.3	2.11	3.03
2	2.375	0.109	2.64	...	10	50	60.3	2.77	3.93
2	2.375	0.125	3.01	...	30	50	60.3	3.18	4.48
2	2.375	0.141	3.37	50	60.3	3.58	5.01
2	2.375	0.154	3.66	STD	40	50	60.3	3.91	5.44
2	2.375	0.172	4.05	50	60.3	4.37	6.03
2	2.375	0.188	4.40	50	60.3	4.78	6.54
2	2.375	0.218	5.03	XS	80	50	60.3	5.54	7.48
2	2.375	0.250	5.68	50	60.3	6.35	8.45
2	2.375	0.281	6.29	50	60.3	7.14	9.36
2	2.375	0.344	7.47	...	160	50	60.3	8.74	11.11
2	2.375	0.436	9.04	XXS	...	50	60.3	11.07	13.44
2½	2.875	0.083	2.48	...	5	65	73.0	2.11	3.69
2½	2.875	0.109	3.22	65	73.0	2.77	4.80
2½	2.875	0.120	3.53	...	10	65	73.0	3.05	5.26
2½	2.875	0.125	3.67	65	73.0	3.18	5.48
2½	2.875	0.141	4.12	65	73.0	3.58	6.13
2½	2.875	0.156	4.53	65	73.0	3.96	6.74
2½	2.875	0.172	4.97	65	73.0	4.37	7.40
2½	2.875	0.188	5.40	...	30	65	73.0	4.78	8.04
2½	2.875	0.203	5.80	STD	40	65	73.0	5.16	8.63
2½	2.875	0.216	6.14	65	73.0	5.49	9.14
2½	2.875	0.250	7.02	65	73.0	6.35	10.44
2½	2.875	0.276	7.67	XS	80	65	73.0	7.01	11.41
2½	2.875	0.375	10.02	...	160	65	73.0	9.53	14.92
2½	2.875	0.552	13.71	XXS	...	65	73.0	14.02	20.39
3	3.500	0.083	3.03	...	5	80	88.9	2.11	4.52
3	3.500	0.109	3.95	80	88.9	2.77	5.88
3	3.500	0.120	4.34	...	10	80	88.9	3.05	6.46
3	3.500	0.125	4.51	80	88.9	3.18	6.72
3	3.500	0.141	5.06	80	88.9	3.58	7.53
3	3.500	0.156	5.58	80	88.9	3.96	8.30
3	3.500	0.172	6.12	80	88.9	4.37	9.11
3	3.500	0.188	6.66	...	30	80	88.9	4.78	9.92
3	3.500	0.216	7.58	STD	40	80	88.9	5.49	11.29

**TABLE 1 DIMENSIONS AND WEIGHTS OF
WELDED AND SEAMLESS WROUGHT STEEL PIPE (CONT'D)**

NPS [Note (1)]	Customary Units			Identification [Standard (STD), Extra-Strong (XS), or Double Extra Strong (XXS)]	Schedule No.	DN [Note (2)]	SI Units		
	Outside Diameter, in.	Wall Thickness, in.	Plain End Weight, lb/ft				Outside Diameter, mm	Wall Thickness, mm	Plain End Mass, kg/m
3	3.500	0.250	8.69	80	88.9	6.35	12.93
3	3.500	0.281	9.67	80	88.9	7.14	14.40
3	3.500	0.300	10.26	XS	80	80	88.9	7.62	15.27
3	3.500	0.438	14.34	...	160	80	88.9	11.13	21.35
3	3.500	0.600	18.60	XXS	...	80	88.9	15.24	27.68
3½	4.000	0.083	3.48	...	5	90	101.6	2.11	5.18
3½	4.000	0.109	4.53	90	101.6	2.77	6.75
3½	4.000	0.120	4.98	...	10	90	101.6	3.05	7.41
3½	4.000	0.125	5.18	90	101.6	3.18	7.72
3½	4.000	0.141	5.82	90	101.6	3.58	8.65
3½	4.000	0.156	6.41	90	101.6	3.96	9.54
3½	4.000	0.172	7.04	90	101.6	4.37	10.48
3½	4.000	0.188	7.66	...	30	90	101.6	4.78	11.41
3½	4.000	0.226	9.12	STD	40	90	101.6	5.74	13.57
3½	4.000	0.250	10.02	90	101.6	6.35	14.92
3½	4.000	0.281	11.17	90	101.6	7.14	16.63
3½	4.000	0.318	12.52	XS	80	90	101.6	8.08	18.64
4	4.500	0.083	3.92	...	5	100	114.3	2.11	5.84
4	4.500	0.109	5.12	100	114.3	2.77	7.62
4	4.500	0.120	5.62	...	10	100	114.3	3.05	8.37
4	4.500	0.125	5.85	100	114.3	3.18	8.71
4	4.500	0.141	6.57	100	114.3	3.58	9.78
4	4.500	0.156	7.24	100	114.3	3.96	10.78
4	4.500	0.172	7.96	100	114.3	4.37	11.85
4	4.500	0.188	8.67	...	30	100	114.3	4.78	12.91
4	4.500	0.203	9.32	100	114.3	5.16	13.89
4	4.500	0.219	10.02	100	114.3	5.56	14.91
4	4.500	0.237	10.80	STD	40	100	114.3	6.02	16.08
4	4.500	0.250	11.36	100	114.3	6.35	16.91
4	4.500	0.281	12.67	100	114.3	7.14	18.87
4	4.500	0.312	13.97	100	114.3	7.92	20.78
4	4.500	0.337	15.00	XS	80	100	114.3	8.56	22.32
4	4.500	0.438	19.02	...	120	100	114.3	11.13	28.32
4	4.500	0.531	22.53	...	160	100	114.3	13.49	33.54
4	4.500	0.674	27.57	XXS	...	100	114.3	17.12	41.03
5	5.563	0.083	4.86	125	141.3	2.11	7.24
5	5.563	0.109	6.36	...	5	125	141.3	2.77	9.46
5	5.563	0.125	7.27	125	141.3	3.18	10.83
5	5.563	0.134	7.78	...	10	125	141.3	3.40	11.56
5	5.563	0.156	9.02	125	141.3	3.96	13.41
5	5.563	0.188	10.80	125	141.3	4.78	16.09
5	5.563	0.219	12.51	125	141.3	5.56	18.61
5	5.563	0.258	14.63	STD	40	125	141.3	6.55	21.77

**TABLE 1 DIMENSIONS AND WEIGHTS OF
WELDED AND SEAMLESS WROUGHT STEEL PIPE (CONT'D)**

NPS [Note (1)]	Customary Units			Identification [Standard (STD), Extra-Strong (XS), or Double Extra Strong (XXS)]	Schedule No.	DN [Note (2)]	SI Units		
	Outside Diameter, in.	Wall Thickness, in.	Plain End Weight, lb/ft				Outside Diameter, mm	Wall Thickness, mm	Plain End Mass, kg/m
5	5.563	0.281	15.87	125	141.3	7.14	23.62
5	5.563	0.312	17.51	125	141.3	7.92	26.05
5	5.563	0.344	19.19	125	141.3	8.74	28.57
5	5.563	0.375	20.80	XS	80	125	141.3	9.53	30.97
5	5.563	0.500	27.06	...	120	125	141.3	12.70	40.28
5	5.563	0.625	32.99	...	160	125	141.3	15.88	49.12
5	5.563	0.750	38.59	XXS	...	125	141.3	19.05	57.43
6	6.625	0.083	5.80	150	168.3	2.11	8.65
6	6.625	0.109	7.59	...	5	150	168.3	2.77	11.31
6	6.625	0.125	8.69	150	168.3	3.18	12.95
6	6.625	0.134	9.30	...	10	150	168.3	3.40	13.83
6	6.625	0.141	9.77	150	168.3	3.58	14.54
6	6.625	0.156	10.79	150	168.3	3.96	16.05
6	6.625	0.172	11.87	150	168.3	4.37	17.67
6	6.625	0.188	12.94	150	168.3	4.78	19.28
6	6.625	0.203	13.94	150	168.3	5.16	20.76
6	6.625	0.219	15.00	150	168.3	5.56	22.31
6	6.625	0.250	17.04	150	168.3	6.35	25.36
6	6.625	0.280	18.99	STD	40	150	168.3	7.11	28.26
6	6.625	0.312	21.06	150	168.3	7.92	31.33
6	6.625	0.344	23.10	150	168.3	8.74	34.39
6	6.625	0.375	25.05	150	168.3	9.53	37.31
6	6.625	0.432	28.60	XS	80	150	168.3	10.97	42.56
6	6.625	0.500	32.74	150	168.3	12.70	48.73
6	6.625	0.562	36.43	...	120	150	168.3	14.27	54.21
6	6.625	0.625	40.09	150	168.3	15.88	59.69
6	6.625	0.719	45.39	...	160	150	168.3	18.26	67.57
6	6.625	0.750	47.10	150	168.3	19.05	70.12
6	6.625	0.864	53.21	XXS	...	150	168.3	21.95	79.22
6	6.625	0.875	53.78	150	168.3	22.23	80.08
8	8.625	0.109	9.92	...	5	200	219.1	2.77	14.78
8	8.625	0.125	11.36	200	219.1	3.18	16.93
8	8.625	0.148	13.41	...	10	200	219.1	3.76	19.97
8	8.625	0.156	14.12	200	219.1	3.96	21.01
8	8.625	0.188	16.96	200	219.1	4.78	25.26
8	8.625	0.203	18.28	200	219.1	5.16	27.22
8	8.625	0.219	19.68	200	219.1	5.56	29.28
8	8.625	0.250	22.38	...	20	200	219.1	6.35	33.32
8	8.625	0.277	24.72	...	30	200	219.1	7.04	36.82
8	8.625	0.312	27.73	200	219.1	7.92	41.25
8	8.625	0.322	28.58	STD	40	200	219.1	8.18	42.55
8	8.625	0.344	30.45	200	219.1	8.74	45.34

**TABLE 1 DIMENSIONS AND WEIGHTS OF
WELDED AND SEAMLESS WROUGHT STEEL PIPE (CONT'D)**

NPS [Note (1)]	Customary Units			Identification [Standard (STD), Extra-Strong (XS), or Double Extra Strong (XXS)]	Schedule No.	DN [Note (2)]	SI Units		
	Outside Diameter, in.	Wall Thickness, in.	Plain End Weight, lb/ft				Outside Diameter, mm	Wall Thickness, mm	Plain End Mass, kg/m
8	8.625	0.375	33.07	200	219.1	9.53	49.25
8	8.625	0.406	35.67	...	60	200	219.1	10.31	53.09
8	8.625	0.438	38.33	200	219.1	11.13	57.08
8	8.625	0.500	43.43	XS	80	200	219.1	12.70	64.64
8	8.625	0.562	48.44	200	219.1	14.27	72.08
8	8.625	0.594	51.00	...	100	200	219.1	15.09	75.92
8	8.625	0.625	53.45	200	219.1	15.88	79.59
8	8.625	0.719	60.77	...	120	200	219.1	18.26	90.44
8	8.625	0.750	63.14	200	219.1	19.05	93.98
8	8.625	0.812	67.82	...	140	200	219.1	20.62	100.93
8	8.625	0.875	72.49	XXS	...	200	219.1	22.23	107.93
8	8.625	0.906	74.76	...	160	200	219.1	23.01	111.27
8	8.625	1.000	81.51	200	219.1	25.40	121.33
10	10.750	0.134	15.21	...	5	250	273.0	3.40	22.61
10	10.750	0.156	17.67	250	273.0	3.96	26.27
10	10.750	0.165	18.67	...	10	250	273.0	4.19	27.78
10	10.750	0.188	21.23	250	273.0	4.78	31.62
10	10.750	0.203	22.89	250	273.0	5.16	34.08
10	10.750	0.219	24.65	250	273.0	5.56	36.67
10	10.750	0.250	28.06	...	20	250	273.0	6.35	41.76
10	10.750	0.279	31.23	250	273.0	7.09	46.49
10	10.750	0.307	34.27	...	30	250	273.0	7.80	51.01
10	10.750	0.344	38.27	250	273.0	8.74	56.96
10	10.750	0.365	40.52	STD	40	250	273.0	9.27	60.29
10	10.750	0.438	48.28	250	273.0	11.13	71.88
10	10.750	0.500	54.79	XS	60	250	273.0	12.70	81.53
10	10.750	0.562	61.21	250	273.0	14.27	91.05
10	10.750	0.594	64.49	...	80	250	273.0	15.09	95.98
10	10.750	0.625	67.65	250	273.0	15.88	100.69
10	10.750	0.719	77.10	...	100	250	273.0	18.26	114.71
10	10.750	0.812	86.26	250	273.0	20.62	128.34
10	10.750	0.844	89.38	...	120	250	273.0	21.44	133.01
10	10.750	0.875	92.37	250	273.0	22.23	137.48
10	10.750	0.938	98.39	250	273.0	23.83	146.43
10	10.750	1.000	104.23	XXS	140	250	273.0	25.40	155.10
10	10.750	1.125	115.75	...	160	250	273.0	28.58	172.27
10	10.750	1.250	126.94	250	273.0	31.75	188.90
12	12.750	0.156	21.00	...	5	300	323.8	3.96	31.24
12	12.750	0.172	23.13	300	323.8	4.37	34.43
12	12.750	0.180	24.19	...	10	300	323.8	4.57	35.98
12	12.750	0.188	25.25	300	323.8	4.78	37.61

**TABLE 1 DIMENSIONS AND WEIGHTS OF
WELDED AND SEAMLESS WROUGHT STEEL PIPE (CONT'D)**

NPS [Note (1)]	Customary Units			Identification [Standard (STD), Extra-Strong (XS), or Double Extra Strong (XXS)]	Schedule No.	DN [Note (2)]	SI Units		
	Outside Diameter, in.	Wall Thickness, in.	Plain End Weight, lb/ft				Outside Diameter, mm	Wall Thickness, mm	Plain End Mass, kg/m
12	12.750	0.203	27.23	300	323.8	5.16	40.55
12	12.750	0.219	29.34	300	323.8	5.56	43.64
12	12.750	0.250	33.41	...	20	300	323.8	6.35	49.71
12	12.750	0.281	37.46	300	323.8	7.14	55.76
12	12.750	0.312	41.48	300	323.8	7.92	61.70
12	12.750	0.330	43.81	...	30	300	323.8	8.38	65.19
12	12.750	0.344	45.62	300	323.8	8.74	67.91
12	12.750	0.375	49.61	STD	...	300	323.8	9.53	73.86
12	12.750	0.406	53.57	...	40	300	323.8	10.31	79.71
12	12.750	0.438	57.65	300	323.8	11.13	85.82
12	12.750	0.500	65.48	XS	...	300	323.8	12.70	97.44
12	12.750	0.562	73.22	...	60	300	323.8	14.27	108.93
12	12.750	0.625	81.01	300	323.8	15.88	120.59
12	12.750	0.688	88.71	...	80	300	323.8	17.48	132.05
12	12.750	0.750	96.21	300	323.8	19.05	143.17
12	12.750	0.812	103.63	300	323.8	20.62	154.17
12	12.750	0.844	107.42	...	100	300	323.8	21.44	159.87
12	12.750	0.875	111.08	300	323.8	22.23	165.33
12	12.750	0.938	118.44	300	323.8	23.83	176.29
12	12.750	1.000	125.61	XXS	120	300	323.8	25.40	186.92
12	12.750	1.062	132.69	300	323.8	26.97	197.43
12	12.750	1.125	139.81	...	140	300	323.8	28.58	208.08
12	12.750	1.250	153.67	300	323.8	31.75	228.68
12	12.750	1.312	160.42	...	160	300	323.8	33.32	238.69
14	14.000	0.156	23.09	...	5	350	355.6	3.96	34.34
14	14.000	0.188	27.76	350	355.6	4.78	41.36
14	14.000	0.203	29.94	350	355.6	5.16	44.59
14	14.000	0.210	30.96	350	355.6	5.33	46.04
14	14.000	0.219	32.26	350	355.6	5.56	48.00
14	14.000	0.250	36.75	...	10	350	355.6	6.35	54.69
14	14.000	0.281	41.21	350	355.6	7.14	61.36
14	14.000	0.312	45.65	...	20	350	355.6	7.92	67.91
14	14.000	0.344	50.22	350	355.6	8.74	74.76
14	14.000	0.375	54.62	STD	30	350	355.6	9.53	81.33
14	14.000	0.406	59.00	350	355.6	10.31	87.79
14	14.000	0.438	63.50	...	40	350	355.6	11.13	94.55
14	14.000	0.469	67.84	350	355.6	11.91	100.95
14	14.000	0.500	72.16	XS	...	350	355.6	12.70	107.40
14	14.000	0.562	80.73	350	355.6	14.27	120.12
14	14.000	0.594	85.13	...	60	350	355.6	15.09	126.72
14	14.000	0.625	89.36	350	355.6	15.88	133.04
14	14.000	0.688	97.91	350	355.6	17.48	145.76
14	14.000	0.750	106.23	...	80	350	355.6	19.05	158.11
14	14.000	0.812	114.48	350	355.6	20.62	170.34

**TABLE 1 DIMENSIONS AND WEIGHTS OF
WELDED AND SEAMLESS WROUGHT STEEL PIPE (CONT'D)**

NPS [Note (1)]	Customary Units			Identification [Standard (STD), Extra-Strong (XS), or Double Extra Strong (XXS)]	Schedule No.	DN [Note (2)]	SI Units		
	Outside Diameter, in.	Wall Thickness, in.	Plain End Weight, lb/ft				Outside Diameter, mm	Wall Thickness, mm	Plain End Mass, kg/m
14	14.000	0.875	122.77	350	355.6	22.23	182.76
14	14.000	0.938	130.98	...	100	350	355.6	23.83	194.98
14	14.000	1.000	138.97	350	355.6	25.40	206.84
14	14.000	1.062	146.88	350	355.6	26.97	218.58
14	14.000	1.094	150.93	...	120	350	355.6	27.79	224.66
14	14.000	1.125	154.84	350	355.6	28.58	230.49
14	14.000	1.250	170.37	...	140	350	355.6	31.75	253.58
14	14.000	1.406	189.29	...	160	350	355.6	35.71	281.72
14	14.000	2.000	256.56	350	355.6	50.80	381.85
14	14.000	2.125	269.76	350	355.6	53.98	401.52
14	14.000	2.200	277.51	350	355.6	55.88	413.04
14	14.000	2.500	307.34	350	355.6	63.50	457.43
16	16.000	0.165	27.93	...	5	400	406.4	4.19	41.56
16	16.000	0.188	31.78	400	406.4	4.78	47.34
16	16.000	0.203	34.28	400	406.4	5.16	51.06
16	16.000	0.219	36.95	400	406.4	5.56	54.96
16	16.000	0.250	42.09	...	10	400	406.4	6.35	62.65
16	16.000	0.281	47.22	400	406.4	7.14	70.30
16	16.000	0.312	52.32	...	20	400	406.4	7.92	77.83
16	16.000	0.344	57.57	400	406.4	8.74	85.71
16	16.000	0.375	62.64	STD	30	400	406.4	9.53	93.27
16	16.000	0.406	67.68	400	406.4	10.31	100.71
16	16.000	0.438	72.86	400	406.4	11.13	108.49
16	16.000	0.469	77.87	400	406.4	11.91	115.87
16	16.000	0.500	82.85	XS	40	400	406.4	12.70	123.31
16	16.000	0.562	92.75	400	406.4	14.27	138.00
16	16.000	0.625	102.72	400	406.4	15.88	152.94
16	16.000	0.656	107.60	...	60	400	406.4	16.66	160.13
16	16.000	0.688	112.62	400	406.4	17.48	167.66
16	16.000	0.750	122.27	400	406.4	19.05	181.98
16	16.000	0.812	131.84	400	406.4	20.62	196.18
16	16.000	0.844	136.74	...	80	400	406.4	21.44	203.54
16	16.000	0.875	141.48	400	406.4	22.23	210.61
16	16.000	0.938	151.03	400	406.4	23.83	224.83
16	16.000	1.000	160.35	400	406.4	25.40	238.66
16	16.000	1.031	164.98	...	100	400	406.4	26.19	245.57
16	16.000	1.062	169.59	400	406.4	26.97	252.37
16	16.000	1.125	178.89	400	406.4	28.58	266.30
16	16.000	1.188	188.11	400	406.4	30.18	280.01
16	16.000	1.219	192.61	...	120	400	406.4	30.96	286.66
16	16.000	1.250	197.10	400	406.4	31.75	293.35
16	16.000	1.438	223.85	...	140	400	406.4	36.53	333.21
16	16.000	1.594	245.48	...	160	400	406.4	40.49	365.38

J. JOINT EFFECIENCIES

APPENDIX C

JOINT EFFICIENCIES (ASME CODE) [3]

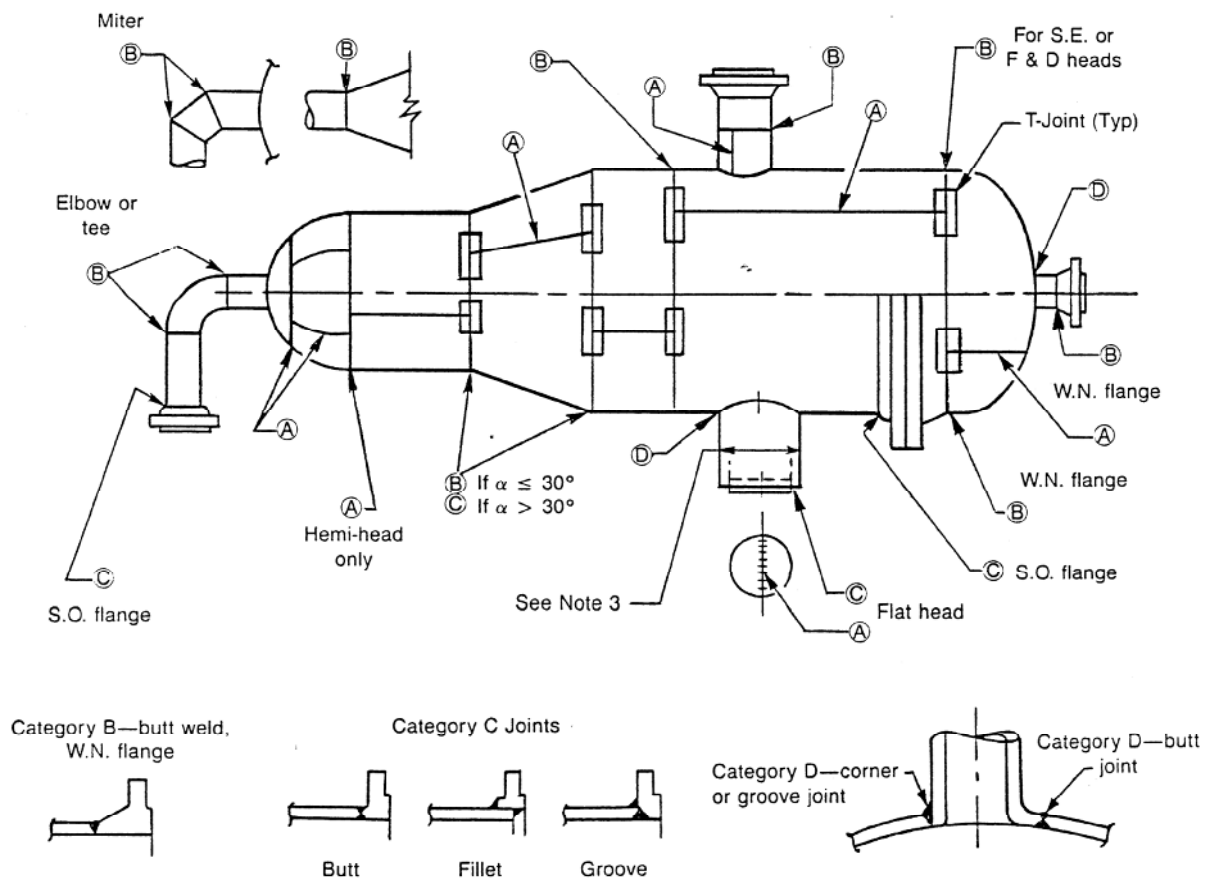








Figure C-1. Categories of welded joints in a pressure vessel.

**Table C-1
Values of Joint Efficiency, E, and Allowable Stress, S**

Extent of Radiography	Case 1		Case 2				Case 3				Case 4					
	Seamless Head		Seamless Shell		Seamless Head		Welded Shell		Welded Head		Seamless Shell		Welded Head		Welded Shell	
	E	S	E	S	E	S	E	S	E	S	E	S	E	S	E	S
Full (RT-1)	1.0	100%	1.0	100%	1.0	100%	1.0	100%	1.0	100%	1.0	100%	1.0	100%	1.0	100%
Spot (RT-3)	1.0	85%	1.0	85%	1.0	85%	.85	100%	.85	100%	1.0	85%	.85	100%	.85	100%
Combination*	1.0	100%	1.0	100%	1.0	100%	.85	100%	1.0	100%	1.0	100%	1.0	100%	.85	100%
None	1.0	80%	1.0	80%	1.0	80%	.7	100%	.7	100%	1.0	80%	.7	100%	.7	100%

* See Note 2.

Table C-2
Joint Efficiencies

Types of Joints		Full	X-Ray Spot	None
1	 Single and double butt joints	1.0	.85	.7
2	 Single butt joint with backing strip	.9	.8	.65
3	 Single butt joint without backing strip	~	~	.6
4	 Double full fillet lap joint	~	~	.55
5	 Single full fillet lap joint with plugs	~	~	.5
6	 Single full fillet lap joint	~	~	.45

Notes

1. In Table C-1 joint efficiencies and allowable stresses for shells are for longitudinal seams only! All joints

are assumed as Type 1 only! Where combination radiography is shown it is assumed that all requirements for full radiography have been met for head, and shell is spot R.T.

2. *Combination radiography:* Applies to vessels *not* fully radiographed where the designer wishes to apply a joint efficiency of 1.0 per ASME Code, Table UW-12, for only a specific part of a vessel. Specifically for any part to meet this requirement, you must perform the following:

- (ASME Code, Section UW-11(5)): Fully X-ray any Cat. A or D butt welds
- (ASME Code, Section UW-11(5)(b)): Spot X-ray any Category B or C butt welds attaching the part
- (ASME Code, Section UW-11(5)(a)): All butt joints must be Type 1

3. Any Category B or C butt weld in a nozzle or communicating chamber of a vessel or vessel part which is to have a joint efficiency of 1.0 and exceeds either 10 in. nominal pipe size or 1¹/₈ in. in wall thickness shall be fully radiographed. See ASME Code, Sections UW-11(a)(4).

Table 1A

2004 SECTION II

TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASS 2 AND 3; * SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR FERROUS MATERIALS
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding													
	-20 to 100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
04 1	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	16.9	13.9	11.4	8.7	5.9
2	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	18.5	16.9	13.9	11.4	8.7	5.9
3	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	19.0	16.9	13.9	11.4	8.7	5.9
4	20.0	20.0	20.0	...	20.0	19.9	19.0	17.9	17.3
5	20.0	20.0	20.0	...	20.0	19.9	19.0	17.9	17.3	16.7	14.8	12.0	9.3	6.7
6	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
7	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
8	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
9	20.0	...	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
10	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
04 11	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
04 12	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
13	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
14	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
15	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
16	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
17	20.0	...	20.0	...	20.0	20.0	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
04 18	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.6	19.6	18.4	17.8	17.2	14.8	12.0	9.3	6.7
19	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	20.0	19.4	18.8	18.1	14.8	12.0	9.3	6.7
20	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	20.0	19.4	18.8	18.1	14.8	12.0	9.3	6.7
21	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	20.0	19.4	18.8	18.1	14.8	12.0	9.3	...
22	20.0	...	20.0	...	20.0	20.0	20.0	19.4	18.8	18.1
23	20.0	...	20.0	...	20.0	20.0	20.0	19.4	18.8	18.1
24	20.0	...	20.0	...	20.0	20.0	20.0	19.4	18.8	18.1
25	20.0	...	20.0	...	20.0	20.0	20.0	19.4	18.8	18.1
26	20.0	...	20.0	...	20.0	20.0	20.0	20.0	19.8	18.3	14.8	12.0	9.3	6.7
27	20.0	...	20.0	...	20.0	20.0	20.0	20.0	19.8	18.3	14.8	12.0	9.3	6.7
28	20.0	...	20.0	...	20.0	20.0	20.0	20.0	19.8	18.3	14.8	12.0	9.3	5.7
29	17.0	...	17.0	...	17.0	17.0	17.0	17.0	16.8	15.5	12.6	10.2	7.9	5.7
30	20.0	...	20.0	...	20.0	20.0	20.0	20.0	19.8	18.3	14.8	12.0	9.3	6.7
31	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	20.0	20.0	19.8	18.3	14.8	12.0	9.3	6.7
32	20.0	...	20.0	...	20.0	20.0	20.0	20.0	19.8	18.3	14.8	12.0
33	20.0	...	20.0	...	20.0	20.0	20.0	20.0	19.8	18.3
34	20.0	...	19.9	...	18.8	18.1	17.9	17.9	17.9	17.9
35	20.0	20.0	20.0	...	19.7	19.5	18.9	18.0	17.0	17.2
36	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	20.0	20.0	19.8	18.3	14.8	12.0
37	17.0	17.0	17.0	...	17.0	17.0	17.0	17.0	16.8	15.5	12.6	10.2	7.9	5.7
38	20.0	...	20.0	...	20.0	20.0	20.0	20.0	19.8	18.3	14.8	12.0	9.3	6.7
39	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	20.0	20.0	19.8	18.3	14.8	12.0
40	20.0	...	20.0	...	20.0	20.0	20.0	20.0	19.8	18.3

Material SA 516

Mechanical Properties:

	A516 Grade 60	A 516 Grade 65	A16 Grade 70
Tensile Strength (ksi)	60-80	65-85	70-90
Tensile Strength (MPa)	415-550	450-585	485-620
Yield Strength (ksi)	32	35	38
Yield Strength (MPa)	220	240	260
Elongation in 200mm (%)	21	19	17
Elongation in 50mm (%)	25	23	21
Max Thickness (mm)	205	205	205

Chemical Properties:

	Composition (%)		
	A516 Grade 60	A 516 Grade 65	A16 Grade 70
Carbon (C) (Max)			
< 12.5mm Thick	0.21	0.24	0.27
> 12.5mm - < 50mm Thick	0.23	0.26	0.28
> 50mm - = 100mm Thick	0.25	0.28	0.30
> 100mm - < 200mm Thick	0.27	0.29	0.31
> 200mm Thick	0.27	0.29	0.31
Manganese (Mn)			
< 12.5mm Thick			
Heat Analysis	0.6-0.9	0.85-1.2	0.85-1.2
Product Analysis	0.55-0.98	0.79-1.3	0.79-1.3
> 12.5mm Thick			
Heat Analysis	0.85-1.2	0.85-1.2	0.85-1.2
Product Analysis	0.79-1.3	0.79-1.3	0.79-1.3
Phosphorous (P)(max)	0.035	0.035	0.035
Sulphur (S) (max)	0.035	0.035	0.035
Silicon (Si)			
Heat Analysis	0.15-0.4	0.15-0.4	0.15-0.4
Product Analysis	0.13-0.45	0.13-0.45	0.13-0.45

Material Carbon Steel (Nozzle neck)

PART D — PROPERTIES (CUSTOMARY)

Table 1A

TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASS 2 AND 3; * SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR FERROUS MATERIALS
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Min. Tensile Strength, ksi	Min. Yield Strength, ksi	Applicability and Max. Temperature Limits (NP = Not Permitted) (SPT = Supports Only)				External Pressure Chart No.	Notes
			I	III	VIII-1	XII		
1	60	35	900	300 (Cl. 3 only)	NP	NP	CS-2	G10, S1, T1, W12, W13
2	60	35	900	NP	900	650	CS-2	G3, G10, G24, G35, S1, T1, W6
3	60	35	900	300 (Cl. 3 only)	NP	NP	CS-2	G10, S1, T1
4	60	35	NP	700 (SPT)	900	650	CS-2	G10, G35, T1
5	60	35	1000	700	1000	650	CS-2	G10, S1, T1
6	60	35	NP	NP	900	650	CS-2	G24, G35, T1, W6
7	60	35	1000	700	1000	650	CS-2	G10, S1, T1
8	60	35	NP	700	1000	650	CS-2	G10, T1, W12, W14
9	60	35	NP	700	650	650	CS-2	T1, W12, W14
10	60	35	NP	NP	650	650	CS-2	G24, W6
11	60	35	1000	NP	NP	NP	CS-2	G10, S1, T1
12	60	35	NP	NP	650	650	CS-2	...
13	60	35	NP	NP	900	650	CS-2	G10, G35, T1
14	60	35	NP	700	850	650	CS-2	G10, T1, W14
15	60	35	NP	NP	1000	650	CS-2	G10, T1
16	60	35	NP	700	1000	650	CS-2	G10, G22, T1
17	60	35	NP	700	NP	NP	CS-2	T1
18	60	36	NP	700	1000	650	CS-2	G10, G22, T1
19	60	37	1000	NP	NP	NP	CS-2	G4, G10, S1, T2
20	60	37	1000	700	NP	NP	CS-2	G10, S1, T1, W13
21	60	37	1000	NP	1000	650	CS-2	G3, G10, G24, G35, S1, T2, W6
22	60	37	1000	700	1000	650	CS-2	G10, S1, T1
23	60	37	NP	NP	1000	650	CS-2	G10, T1
24	60	37	NP	NP	1000	650	CS-2	G24, G35, T1, W6
25	60	38	NP	NP	650	650	CS-2	G35
26	62.5	...	1000	NP	1000	NP	CS-2	G10, G37, S1, T1
27	64	34	850	NP	1000	650	CS-2	G10, S1, T2
28	65	32.5	850	650 (Cl. 3 only)	1000	650	CS-2	G10, G15, G22, G35, S1, T2
29	65	35	NP	700	650	650	CS-2	G1, G17
30	65	35	1000	700	1000	650	CS-2	G10, S1, T2
31	65	35	850	700	1000	650	CS-2	G10, S1, T2
32	65	35	NP	700	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
33	65	35	NP	700	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
34	65	35	NP	700	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
35	65	35	NP	700	NP	NP	CS-2	S6, W10, W12
36	65	38	NP	NP	900	650	CS-2	G10, G35, T1
37	65	40	NP	NP	700	650	CS-2	T1
38	65	45	NP	700	650	650	CS-2	T1
39	65	45	NP	700	NP	NP	CS-2	G26, T1, W10, W12

TABLE 1
CHEMICAL REQUIREMENTS

	Composition, %		
	Grade A	Grade B	Grade C
Carbon, max ^a	0.25	0.30	0.35
Manganese	0.27-0.93	0.29-1.06	0.29-1.06
Phosphorus, max	0.035	0.035	0.035
Sulfur, max	0.035	0.035	0.035
Silicon, min	0.10	0.10	0.10
Chrome, max ^b	0.40	0.40	0.40
Copper, max ^b	0.40	0.40	0.40
Molybdenum, max ^b	0.15	0.15	0.15
Nickel, max ^b	0.40	0.40	0.40
Vanadium, max ^b	0.08	0.08	0.08

^a For each reduction of 0.01% below the specified carbon maximum, an increase of 0.06% manganese above the specified maximum will be permitted up to a maximum of 1.35%.

^b These five elements combined shall not exceed 1%.

Modulus Elastisitas

TABLE TM-1
 MODULI OF ELASTICITY E OF FERROUS MATERIALS FOR GIVEN TEMPERATURES

Modulus of Elasticity E = Value Given x 10⁶ psi, for Temperature, °F, of

Materials	-325	-200	-100	70	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
Carbon steels with C ≤ 0.30%	31.4	30.8	30.3	29.4	28.8	28.3	27.9	27.3	26.5	25.5	24.2	22.5	20.4	18.0
Carbon steels with C > 0.30%	31.2	30.6	30.1	29.2	28.6	28.1	27.7	27.1	26.4	25.3	24.0	22.3	20.2	17.9	15.4
Material Group A (Note 12)	31.1	30.5	30.0	29.1	28.5	28.0	27.6	27.0	26.3	25.2	23.9	22.2	20.1	17.8	15.3
Material Group B (Note 12)	29.6	29.0	28.6	27.6	27.1	26.7	26.2	25.7	25.1	24.6	23.9	23.2	22.4	21.5	20.4	19.2	17.7	...
Material Group C (Note 13)	31.6	30.9	30.5	29.6	29.0	28.5	28.0	27.4	26.9	26.2	25.6	24.9	23.9	23.0	21.8	20.5	18.9	...
Material Group D (Note 14)	32.6	31.9	31.4	30.6	29.9	29.4	28.8	28.3	27.7	27.0	26.3	25.6	24.7	23.7	22.5	21.1	19.4	...
Material Group E (Note 15)	33.0	32.4	31.9	31.0	30.3	29.7	29.2	28.6	28.1	27.5	26.9	26.2	25.4	24.4	23.3	22.0	20.5	...
Material Group F (Note 16)	31.2	30.7	30.2	29.2	28.4	27.9	27.3	26.8	26.2	25.5	24.5	23.2	21.5	19.2	16.5
Material Group G (Note 17)	30.3	29.7	29.2	28.3	27.5	27.0	26.4	25.9	25.3	24.8	24.1	23.5	22.8	22.0	21.2	20.3	19.2	18.1
S13800 (Note 18)	31.5	30.9	30.3	29.4	28.7	28.1	27.5	26.9	26.3	25.7	25.0	24.4
S15500 (Note 19)	30.5	29.9	29.4	28.5	27.8	27.2	26.7	26.1	25.5	24.9	24.3	23.7
S45000 (Note 10)	31.6	31.0	30.4	29.5	28.8	28.2	27.6	27.0	26.4	25.8	25.1	24.5
S17400 (Note 11)	30.5	29.9	29.4	28.5	27.8	27.2	26.7	26.1	25.5	24.9	24.3	23.7
S17700 (Note 12)	31.6	31.0	30.4	29.5	28.8	28.2	27.6	27.0	26.4	25.8	25.1	24.5
S46786 (Note 13)	31.0	30.6	30.2	29.2	28.5	27.9	27.3	26.7	26.1	25.5	24.9	24.2

Notes appear on following page.

2004 SECTION II

Poisson's Ratio

**TABLE NF-1
TYPICAL MECHANICAL PROPERTIES OF MATERIALS**

Material	Poisson's Ratio	Modulus of Rigidity, psi
Aluminum	0.33	3,800,000
Copper, deoxidized	0.33	6,400,000
Red brass	0.33	6,400,000
Admiralty	0.33	6,000,000
Aluminum brass	0.33	6,000,000
Naval brass	0.33	5,600,000
Muntz metal	0.33	5,600,000
30% Cupro nickel	0.33	8,200,000
20% Cupro nickel	0.33	7,500,000
10% Cupro nickel	0.33	6,800,000
Copper-silicon (A, C, D)	0.33	5,600,000
Copper-silicon (B)	0.33	6,400,000
Aluminum bronze (D)	0.33	6,500,000
Aluminum bronze (E)	0.33	6,400,000
Nickel	0.31	11,000,000
Nickel-copper	0.32	9,500,000
Ni-Cr-Fe	0.29	11,000,000
Titanium Grades 1, 2, 3, 7, 9, 11, 16, 17, 26, and 27	0.32	6,000,000
Titanium Grade 12	0.32	6,200,000
Nickel-iron-chromium	0.339	10,600,000
Zirconium	0.35	5,250,000
Cr-Ni-Fe-Mo-Cu-Cb	0.31	11,000,000

GENERAL NOTES:

(a) See Tables TM-2 through TM-4 for modulus of elasticity values as a function of temperature.

(b) DELETED