BAB II DASAR TEORI

2.1. Teori Tegangan – Regangan Umum

2.1.1. Diagram Tarik

Analisis tegangan pipa membahas tentang aspek tegangan dan kekuatan suatu sistem perpipaan, Sehingga teori tentang tegangan-regangan digunakan untuk deformasi normal, geser, maupun keduanya. Hubungan antara tegangan dan regangan untuk bahan-bahan isotropis sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.1. Pada pembebahan dalam batas proporsional diberikan oleh hukum Hooke. Jadi hukum Hooke tidak berlaku untuk pembebahan diluar batas proporsional. Hukum Hooke diturunkan dengan berdasarkan pada analisis tentang energi regangan spesifik.

Tegangan (σ) dalam suatu elemen mesin adalah besarnya gaya yang bekerja tiap satuan luas penampang. Tegangan dapat diketahui dengan melakukan pengujian dan besarnya kekuatan sangat tergantung pada jenis material yang diuji. Bahan yang sangat luas dan umum penggunaannya adalah baja (steel).

$$\sigma = \frac{F}{A} \qquad (2.1)$$

Dengan:

 σ = Tegangan (N/m²)

F = Gaya yang diberikan (N)

A = Luas penampang (m^2)

Regangan (ε) merupakan perubahan panjang per satuan panjang awal. Regangan rata-rata dinyatakan oleh perubahan panjang dibagi dengan panjang awal, atau secara matematis dapat dituliskan:

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \qquad (2.2)$$

Dengan :

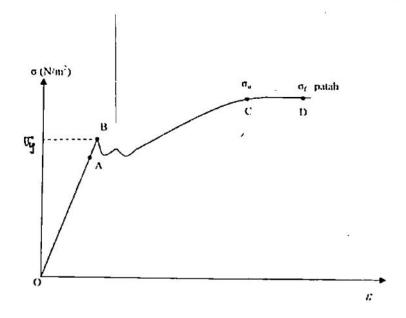
 ε = Regangan

 ΔL = Perubahan panjang batang (m)

 $=L_1-L$

 L_1 = Akhir panjang batang (m)

L = Panjang batang awal (m)



Gambar 2.1. Kurva Tegangan – Regangan untuk Baja Karbon (Sumber : Alhusaini, 2007)

- 1. Titik A adalah batas proporsional
- 2. O B adalah daerah elastis, dimana:
 - Regangan (deformasi = perubahan bentuk) akan sebanding dengan tegangan yang bekerja:

 $\sigma = E \cdot \varepsilon$ (Hukum Hooke)

Dengan: $\sigma = \text{Tegangan}$

E = Modulus elastisitas

 $\varepsilon = \text{Regangan}$

apabila beban tidak bekerja lagi, maka material akan kembali ke bentuk semula.

- 3. B C adalah daerah plastis, dimana:
 - Tegangan yang bekerja melampaui kekuatan luluh (yield strength) material, maka perubahan bentuk yang terjadi akan permanen meskipun beban ditiadakan.
- 4. C D adalah daerah tegangan material tertinggi, dimana:
 - Tegangan mencapai harga kekuatan tarik (tensile strength) material, maka material akan mengecil di bagian tertentu dan akhirnya patah/putus.

Kurva tegangan – regangan seperti yang ditujukkan pada gambar 2.1. Jika material ditarik maka akan memanjang menjadi L_1 sehingga regangan (ε):

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} = \frac{L_1 - L}{L} \tag{2.3}$$

Material masih dalam daerah elastis jika mengikuti hokum hooke yaitu :

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$
 (2.4)

$$\frac{F}{A} = E \cdot \frac{\Delta L}{L} \tag{2.5}$$

Dengan:

 ΔL = Perubahan panjang batang (m)

 $= L_{\rm I} - L$

F = Gaya yang diberikan (N)

 $A = \text{Luas penampang (m}^2)$

L = Panjang batang awal (m)

 $E = \text{Modulus elastisitas/kekakuan material (N/m}^2)$

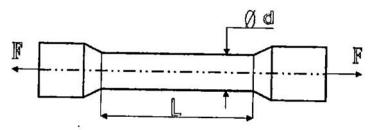
2.2. Macam-macam Tegangan yang Terjadi Pada Suatu Material

2.2.1. Tegangan Normal

Tegangan normal (σ) ialah tegangan yang bekerja tegak lurus terhadap bidang pembebanan. Adapun beban-beban yang menyebabkan terjadinya tegangan normal adalah sebagai berikut :

A. Gaya Tarik

Kekuatan tarik dapat diperoleh dengan melakukan uji tarik terhadap spesimen yang mempunyai luas penampang A dan panjang L sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.2. Benda uji dijepit pada mesin uji dan diberikan gaya tarik berlawanan arah, hingga benda uji putus. Benda uji akan mengalami pertambahan panjang (Δ_L) dan pengecilan luas penampang pada bagian yang memiliki keuletan lebih besar.



Gambar 2.2. Spesimen Uji Tarik (Sumber: Popov, E.P, 1989)

$$\sigma_{t} = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d^2} \qquad (2.6)$$

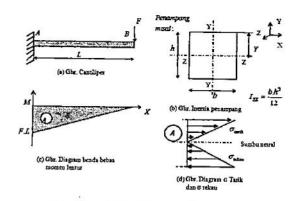
Dengan:

 σ_t = Tegangan tarik (N/m²) F = Gaya yang diberikan (N)

 $A = \text{Luas penampang (m}^2)$

B. Momen Lentur

Momen lentur muncul karena adanya gaya radial yang bekerja pada elemen batang dengan gaya radial yang bekerja pada elemen pada jarak yang tegak lurus terhadap titik tumpuan.



Gambar 2.3. Momen Lentur

(Sumber: Popov, E.P, 1989)

Sehingga:

$$\sigma_L = \frac{M.y}{I_{ZZ}} \tag{2.7}$$

Dimana:

$$M = F \cdot L$$
(2.8)

$$I_{zz} = \frac{b.h^3}{12}$$
(2.9)

Dengan:

 $\sigma_L = \text{Tegangan lentur (N/m}^2)$

M = Momen lentur (N.m)

 I_{zz} = Momen inersia penampang (m⁴)

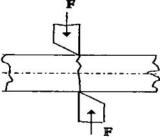
y = Jarak bidang netral ke permukaan yang di tinjau / terluar (m)

2.2.2. Tegangan Geser

Tegangan geser (τ) ialah tegangan yang bekerja sejajar dengan bidang pembebanan. Tegangan tersebut diakibatkan adanya beban-beban yang bekerja pada suatu material. Macam-macam beban yang menyebabkan terjadinya tegangan geser adalah sebagai berikut:

A. Gaya Geser

Gaya geser bekerja kebagian bawah dari sebuah balok. Gaya geser ada dua macam yaitu geser tunggal dan geser ganda, sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.4. adalah gaya geser tunggal:



Gambar 2.4. Gaya geser Tunggal (Sumber: Popov, E.P., 1989)

$$\tau_{g} = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{\pi}{4}d^{2}} = \frac{4F}{\pi d^{2}}$$
 (2.10)

Dengan:

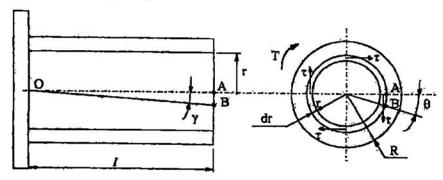
 τ_g = Tegangan geser (N/m²)

F = Gaya geser yang bekerja (N)

 $A = \text{Luas penampang (m}^2)$

B. Momen Puntir

Bila material mendapat beban puntiran, maka serat-serat antara suatu penampang lintang dengan penampang lintang yang lain akan mengalami pergeseran sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.5.



(a) Pandangan Memanjang

(b) Penampang Lintang

Gambar 2.5. Batang Silindris dengan Beban Puntiran (Sumber: Popov, E.P., 1989)

Gambar 2.5. (a) menunjukkan bahwa titik A bergeser ke B sehingga membentuk sudut γ Sedangkan pada Gambar 2.5 (b) pergeseran tersebut akan mengakibatkan rotasi serat pada penampang lintangnya sebesar θ Sehingga pada serat terluar, regangan geser yang terjadi adalah γ yang besarnya:

$$AB = r.\theta = 1.\gamma$$
(2.11)

Dengan:

r = jarak serat dari sumbu netral (mm)

 θ = pergeseran sudut pada penampang lintang (rad)

l = panjang poros (mm)

 $\gamma = \text{regangan geser (rad)}$

Sedangkan:

$$\gamma = \frac{\tau}{G} \operatorname{dan} \tau = \frac{T.r}{I_p} \qquad (2.12)$$

Dengan:

 γ = regangan geser (rad)

 $\tau = \text{tegangan geser (Mpa)}$

G = Modulus Geser (Mpa)

Tegangan Geser akibat momen torsi, τ_p :

$$\tau_{\rm p} = \frac{\text{T.r}}{\text{I}_{\rm p}} \qquad (2.13)$$

$$I_{p} = \frac{\pi}{32} x d^{4} \dots (2.14)$$

Dengan:

T = Torsi yang bekeria

 I_p = Momen Inersia Puntir (m⁴)

r = Jarak serat dari sumbu netral kepermukaan terluar (m)

2.3. Analisis Tegangan Pipa

Analisis tegangan pipa adalah suatu ilmu yang membahas tentang aspek tegangan yang terjadi dalam suatu instalasi perpipaan akibat beban-beban yang terjadi. Berfungsi untuk memeriksa tegangan maksimum yang terjadi pada sistem perpipaan agar tidak melebihi tegangan yang di izinkan material.

2.4. Kode Standar Desain Pipa

Kode standar desain adalah aturan-aturan dalam mendesain atau membangun suatu sistem perpipaan yang dibuat berdasarkan pengalaman-pengalaman para engineer dibidang industri, tujuan utama dibuatnya kode standar desain ini adalah sebagai solusi dari pemecahan masalah mengenai banyaknya kegagalan-kegagalan yang terjadi pada sistem perpipaan karena tidak dirancang dengan aman di suatu pabrik maupun di suatu industri minyak dan gas.

Pada saat ini terdapat beberapa buah kode standar yang sering digunakan sebagai acuan di Indonesia sesuai dengan kebutuhan bidang industri, yaitu:

- ASME/ANSI B31.1 digunakan untuk sistem perpipaan di industri pembangkit listrik.
- ASME/ANSI B31.3 digunakan untuk sistem perpipaan di industri proses dan petrokimia.

- ASME/ANSI B31.4 digunakan untuk pipa transport minyak dan zat cair lainnya.
- 4. ASME/ANSI B31.5 digunakan untuk sistem perpipaan pendingin.
- 5. ASME/ANSI B31.8 digunakan untuk pipa transport gas.

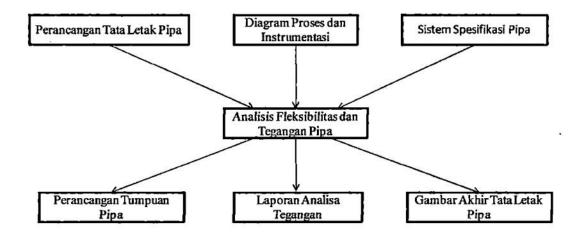
Selain ASME B31 terdapat beberapa kode standar pipa yang lain baik dari Amerika, maupun dari negara lain seperti :

- ASME Boiler and pressure Vessel, section III, subsection NB, NC, ND, untuk sistem perpipaan diindustri pembankit listrik tenaga nuklir.
- 2. API kode seri untuk industri dibidang migas.
- 3. Stoomwezen dari Belanda.
- 4. SNCT kode dari Prancis untuk petrokimia.
- 5. Canadian Z662 dari Kanada.
- 6. BS7195 dari Inggris.
- 7. NORWEGIAN dan DNV dari Norwegia.

Kode standar desain bukanlah buku petunjuk perancangan yang memberikan instruksi bagaimana cara merancang sistem perpipaan. Kode standar hanyalah sebuah alat untuk mengkaji sebuah rancangan sistem perpipaan dengan memberikan persamaan-persamaan yang disederhanakan untuk menentukan besarnya tegangan dan menjamin keamanan pada sistem perpipaan.

2.5. Analisis Tegangan Pipa Dalam Tahap Perancangan

Analisa flexibilitas dan tegangan pipa adalah salah satu proses perancangan sistem perpipaan dan pipa transport, berkaitan erat dengan tata letak pipa dan perancangan sistem spesifikasi pipa, serta perancangan tumpuan pipa (piping support) sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.6. Hubungan antar beberapa disiplin ilmu yang berkaitan dengan analisa flexibilitas dan tegangan pipa:



Gambar 2.6. Hubungan Antara Beberapa Disiplin Ilmu
(Sumber: Modul *Training Pipe Stress Analysis*, Ap-Greid, 2007)

Dokumentasi yang dihasilkan oleh kelompok analisa tegangan pipa mencakup gambar isometrik pipa dengan informasi tegangan, gaya dan perpindahan, serta data input dan output dari piranti lunak (software). Dokumentasi ini digunakan sebagai acuan perubahan tata letak pipa dan tumpuan pipa.

2.6. Teori Dasar Tegangan Pipa

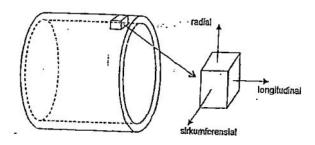
Dalam perancangan suatu sistem perpipaan seorang engineer harus mengerti prinsip dasar tegangan pipa dan hal-hal yang berhubungan dengannya. Sebuah pipa dinyatakan rusak apabila tegangan dalam yang terjadi melebihi tegangan batas material (tegangan yang diizinkan).

Tegangan dalam yang terjadi pada pipa disebabkan oleh beban luar seperti berat mati, tekanan, pemuaian termal dan bergantung pada geometri pipa dan jenis material pipa. Tegangan batas (diizinkan) lebih banyak ditentukan oleh jenis material, dan metode produksinya. Kedua besaran ini dibandingkan dengan menerapkan teori kegagalan (failure theory).

Dalam membahas kode standar pengertian tegangan pipa dapat dibedakan menjadi dua, yaitu:

a. Tegangan pipa aktual, yaitu tegangan hasil pengukuran dengan strain gauge atau perhitungan analisa secara manual ataupun dengan piranti lunak komputer. b. Tegangan pipa kode, yaitu tegangan hasil perhitungan dengan menggunakan persamaan tegangan yang tertera dalam kode standar tertentu.

Tegangan adalah besaran vektor yang selain memiliki nilai juga memiliki arah. Nilai dari tegangan didefinisikan sebagai gaya (F) per satuan luas (A). Untuk mendefinisikan arah pada tegangan pipa, sebuah sumbu prinsip pipa dibuat saling tegak lurus sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.7.



Gambar 2.7. Prinsip Arah Tegangan pada Pipa (Sumber: Modul *Training Pipe Stress Analysis*, Ap-Greid, 2007)

Sumbu terletak di bidang tengah dinding pipa dan salah satu yang arahnya sejajar dengan panjang pipa disebut sumbu axial atau longitudinal. Sumbu yang tegak lurus terhadap dinding pipa dengan arahnya bergerak dari sudut pipa menuju luar pipa disebut sumbu radial, sedangkan sumbu yang sejajar dengan dinding pipa tapi tegak lurus dengan sumbu axial disebut sumbu tangensial atau Sirkumferensial.

2.7. Faktor-Faktor Yang Menyebabkan Tegangan Dalam Pipa

Beberapa faktor yang dapat menyebabkan tegangan dalam pipa, antara lain :

- 1. Beban panas (Thermal)
- 2. Beban berat (komponen-komponen pipa dan fluida)
- 3. Tekanan Internal.

2.7.1. Beban Panas (Thermal)

Suhu yang sangat tinggi tentu saja akan menimbulkan perubahan panjang pada pipa. Perubahan panjang pipa :

$$\Delta L = L_1 - L_0 = \alpha . (T_1 - T_0) . L_0$$
(2.15)

Tegangan aksial yang terjadi, σ

$$\sigma = E.\varepsilon = E.\frac{\Delta L}{L_0} = \frac{E.\alpha (T_1 - T_0)}{L_0}.L_0 \qquad (2.16)$$

$$\sigma = E.\alpha.(T_1 - T_0)$$
(2.17)

Dengan:

 σ = Tegangan (N/m²)

 ε = Regangan (m)

E = Modulus elastisitas (N/m²)

 ΔL = Perubahan panjang batang (m)

 T_0 = Suhu awal atau instalasi (0F)

 $T_1 = \text{Suhu operasi } ({}^{0}F)$

 α = Koefisien muai material pipa

 L_1 = Pertambahan panjang batang(m)

 L_0 = Panjang awal (m)

2.7.2 Beban Berat

Tegangan-tegangan yang terjadi pada sistem perpipaan juga diakibatkan oleh pengaruh berat. Gaya berat ini arahnya sama yaitu vertikal ke bawah sesuai dengan arah gravitasi.

1. Beban mati (dead load)

Beban mati meliputi berat pipa dan berat komponen-koponen pipa (katup, tee, dan sebagainya.)

2. Beban hidup (live load)

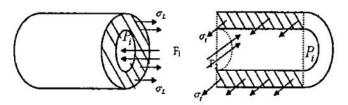
Beban hidup ini meliputi berat pipa, komponen-komponen pipa dan berat fluida yang mengalir.

Beban berat akan menimbulkan defleksi/lengkungan, arah dari beban berat menuju ke bawah. Masalah yang berhubungan dengan beban berat adalah pada pipa berdiameter besar.

Beban berat diatasi dengan penyangga pipa (pipesupport), untuk menghemat jumlah penyangga pipa dapat dilakukan dengan membuat bentangan (span) yang besar, namun span yang besar akan menimbulkan lengkungan yang besar yang selanjutnya menimbulkan tegangan yang besar sehingga secara praktis terdapat bentangan (span) maksimum yang diperbolehkan tergantung dari diameter dan schedule pipa.

2.7.3 Tekanan Internal

Tekanan *Internal* (Pi) dari fluida yang mengalir di dalam pipa akan menyebabkan timbulnya tegangan-tegangan pada pipa sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.8. Untuk tekanan yang relatif kecil, pengaruh tegangan yang ditimbulkan juga kecil, sebaliknya untuk tekanan tinggi hal ini akan menyebabkan tegangan yang tinggi pula.



(a) Sambungan transversal/tangensial (b) SambunganLongitudinal/Aksial

Gambar 2.8. Sambungan pada Pipa

(Sumber: Modul Training Pipe Stress Analysis, Ap-Greid, 2007)

Jenis-jenis tegangan yang terjadi menurut jenis sambungan pada pipa adalah:

A. Tegangan Longitudinal atau Aksial

Tegangan longitudinal ini terjadi pada pipa dengan jenis sambungan transversal atau tangensial, ini dapat dilihat pada Gambar 2.8. (a). Tegangan Longitudinal dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$\sum Fx = 0$$

$$F_L = F_i$$

$$\sigma_L . Ai = Pi. Ai$$

$$\sigma_L . \pi . D. t = Pi. \pi / 4. D^2$$

$$\sigma_{\rm L} = \frac{\text{Pi.D}}{4.\text{t}} \tag{2.18}$$

Dengan:

 σ_{L} = Tegangan Longitudinal (Psi) P_{i} = Tekanan operasi (Psi) D = Diameter luar pipa (in) t = Tebal pipa (in) $=\frac{Do-Di}{2}$

B. Tegangan Transversal

Tegangan transversal ini terjadi pada pipa dengan jenis sambungan longitudinal atau aksial. Ini dapat dilihat pada Gambar 2.8. (b). Tegangan Transversal dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\sum F_{t} = 0$$

$$F_{2} = \sigma_{t}.A_{2}$$

$$Pi.(D.L) = \sigma_{t}.2.(t.L)$$

$$\sigma_{t} = \frac{Pi.D}{2.t}$$

$$Dengan :$$

$$\sigma_{t} = Tegangan Transversal (Psi)$$

$$P_{i} = Tekanan operasi (Psi)$$

$$L = Lebar pipa (m)$$

$$D = Diameter luar pipa (in)$$

$$t = Tebal pipa (in)$$

$$= \frac{Do - Di}{2}$$

Berdasarkan rumus persamaan pada tegangan transversal dan tegangan longitudinal maka tegangan transversal lebih besar dari tegangan longitudinal $(\sigma_t > \sigma_L).$

2.8. Elemen Tegangan dan Lingkaran Mohr

Lingkaran Mohr diperkenalkan oleh seorang insinyur Jerman, Otto Mohr (1835-1913). Lingkaran ini digunakan untuk melukis transformasi tegangan maupun regangan yang terjadi pada suatu titik pada benda yang dibebapi, baik untuk

persoalan-persoalan tiga dimensi maupun dua dimensi. Yang perlu dicatat adalah bahwa perputaran sumbu elemen sebesar θ ditunjukkan oleh perputaran sumbu pada lingkaran *Mohr* sebesar 2θ dan sumbu tegangan geser positif adalah menunjuk ke arah bawah. Pengukuran dimulai dari titik A, positif bila berlawanan arah jarum jam, dan negatif bila sebaliknya. Bagian ini hanya akan membahas lingkaran *Mohr* untuk tegangan dan regangan dua dimensi.

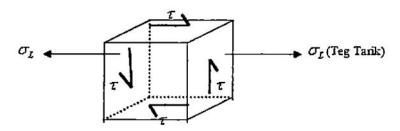
Untuk menganalisa tegangan suatu komponen-komponen/elemen-elemen mesin harus diperhatikan bagian tertentu yang kemungkinan terjadi tegangan yang paling besar. Semua Tegangan-tegangan yang ada pada elemen mesin tersebut disebut elemen tegangan. Penjelasan tentang lingkaran *Mohr* serta elemen-elemen tegangan yang ada sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.9. berikut ini.

Sebuah elemen mesin yang diberi gaya tarik, kita ambil sembarang titik yang terletak pada elemen mesin tersebut, misalkan titik A.



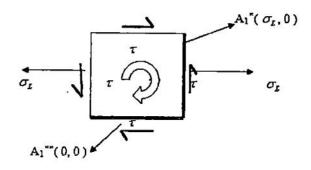
Gambar. 2.9. Elemen mesin yang diberi gaya tarik (Sumber: Popov, E.P., 1989)

maka elemen-elemen tegangan dan regangan yang ada pada kondisi 3 dimensi dititik A sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.10. adalah :



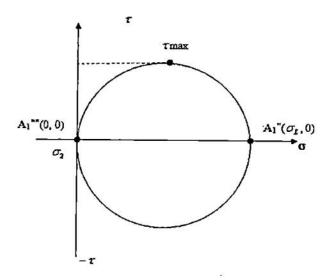
Gambar. 2.10. Elemen Tegangan – Regangan pada kondisi 3 Dimensi (Sumber: Popov, E.P., 1989)

Karena pembahasan hanya pada kondisi 2 dimensi, maka detail elemenelemen tegangan dan regangan pada kondisi 2 dimensi di titik A sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.11. adalah :



Gambar. 2.11. Elemen Tegangan - Regangan pada kondisi 2 Dimensi (Sumber: Popov, E.P., 1989)

Elemen-elemen tegangan dan regangan pada kondisi 2 dimensi tersebut kemudian ditransformasikan ke dalam bentuk lingkaran *Mohr* sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.12. dibawah ini.



Gambar. 2.12. Lingkaran *Mohr* (Sumber: Popov, E.P, 1989)

Dari lingkaran *Mohr* tersebut akan didapat σ_1 , σ_2 , τ_{\max} yang akan digunakan pada analisis tegangan.

2.9. Teori Kegagalan

2.9.1. Teori Tegangan Normal Maksimum

Teori tegangan maksimum merupakan teori kegagalan yang paling sederhana, dimana teori ini menyatakan "kegagalan akan terjadi bila tegangan normal maksimum terjadi melebihi tegangan luluhnya (yield strength) aturan umum untuk keamanan:

2.9.2. Teori Tegangan Geser Maksimum (TRESCA)

Teori ini disebut juga dengan teori *Tresca*, *Tresca* menulis suatu *paper* yang penting sehubungan dengan teori tegangan geser maksimum pada tahun 1864, dan J.Guest dari inggris menguji penggunaan teori ini sekitar tahun 1900, oleh karena itu teori tegangan geser ini kemudian disebut teori *Tresca* atau teori *Guest*.

Teori ini menyatakan bahwa "konstruksi akan berada di daerah aman apabila beban yang diberikan memberikan tegangan normal yang tidak lebih dari tegangan luluhnya dan tegangan geser tidak lebih dari setengah tegangan luluhnya."

Untuk material-material ulet seperti baja, aturannya:

$$\tau_{\text{max}} < \tau_{y} \text{ atau} \left| \frac{\sigma_{1} - \sigma_{2}}{2} \right| < \tau_{y}$$

Dengan: $\tau_{y} = \frac{1}{2} \sigma_{y}$ (2.22)

2.9.3. Teori Energi Distorsi Maksimum (Von Mises)

Energi elastis total dibagi ke dalam dua bagian yaitu yang berhubungan dengan perubahan volumetrik bahan, sedang yang lain menyebabkan distorsi geser (gangguan), untuk material-material ulet, misalnya baja dan besi cor.

Menurut Von Mises dan Hencky (1925) merumuskan bahwa bahan ulet (ductile) yang dibebani dalam berbagai arah (hidrostatik), mempunyai batas tegangan yang lebih besar dari tegangan batas yang dihitung seperti pada teori Tresca. Batas tegangan tersebut disebut tegangan ekuivalen.

Untuk 2 dimensi tegangan ekuivalen (S/ σ_y):

$$S^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2$$
(2.23)

Untuk 3 dimensi tegangan ekuivalen,

$$2S^{2} = (\sigma_{1} - \sigma_{2})^{2} + (\sigma_{2} - \sigma_{3})^{2} + (\sigma_{3} - \sigma_{1})^{2} \dots (2.24)$$

Teori Von Mises ini lebih teliti, dapat dipakai untuk bahan ulet maupun getas, untuk perancangan teknik, biasanya digunakan kriteria kegagalan TRESCA.

2.10. Kelelahan Metal (Fatigue)

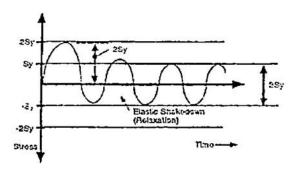
Sistem perpipaan memiliki banyak komponen dimulai dari pipa, bejana, dan peralatan yang sering mengalami kerusakan yang terjadi setelah beroperasi bertahuntahun. Kegagalan-kegagalan pada suatu komponen seperti ini dikenal dengan fenomena kelelahan metal (fatigue) yang diakibatkan oleh beban berulang yang besarnya relative rendah. Kegagalan dapat terjadi dimana tegangan pipa lebih rendah daripada kekuatan luluhnya (Syield), hal ini dikarenakan konsentrasi tegangan lokal yang besar menyebabkan deformasi plastis yang pada akhirnya menyebabkan timbulnya retakan-retakan halus, sementara tegangan rata-rata pada keseluruhan penampang pipa maupun bejana tekan jauh di bawah kekuatan luluhnya, jika beban ini terjadi secara berulang kali maka retakan halus tersebut akan merambat sampai kegagalan yang menyeluruh pada dinding pipa maupun komponen-komponen sistem perpipaan lainnya.

Kekuatan material menghadapi metal lelah dapat dinyatakan dalam jumlah siklus beban berulang yang diperlukan untuk mengakibatkan kerusakan yang menyeluruh terjadi pada material. Kekuatan ini dapat digambarkan oleh kurva kelelahan metal (Fatigue Curve). Parameter lain yang menjelaskan sifat kekuatan material terhadap metal lelah ini adalah "tegangan batas" (Fatigue Limit/Fatigue

Endurance), yaitu besar tegangan tertentu dimana tidak akan terjadi kegagalan karena metal lelah berapapun jumlah siklus berulang terjadi.

Kurva fatigue untuk tiap metal berbeda, dan biasanya diperoleh melalui percobaan (fatigue test). Secara umum kelelahan metal disebabkan oleh beban perpindahan, bukannya beban gaya (force load). Beban perpindahan (displacement load) mempunyai karakteristik "self-limiting", yaitu besar tegangan yang terjadi akibat beban perpindahan akan membatasi diri sendiri oleh mekanisme yang disebut relaksasi atau elastic-shakedown, jika beban perpindahan menyebabkan tegangan lokal di material pipa yang melebihi titik plastis (tegangan luluh), sehingga akibat fenomena plastis, setelah beban perpindahan ini hilang dan sistem kembali ke kondisi awal maka akan terjadi dua hal yang penting. Pertama tegangan residu (sisa) terjadi pada saat hardening, jika beban perpindahan ini diulang, maka tegangan residu harus dilawan dahulu baru tegangan luluh yang baru dapat dilampaui hal ini biasa berulang selama beban perpindahan tidak melebihi maksimum strain dimana kerusakan katastrofis akan terjadi.

Fenomena ini menghasilkan tegangan absolute yang lebih rendah daripada beban perpindahan yang sama besar sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.13. dimana maksimum range dari tegangan dibatasi sebesar dua kali tegangan luluh (2S_y).



Gambar 2.13. Kurva Maksimum Range dari Tegangan (Sumber: Modul *Training Pipe Stress Analysis*, Ap-Greid, 2007)

Berdasarkan fenomena ini, besar maksimum dari perbedaan tegangan ekspansi (Stress espansion range) pada pipa adalah dua kali tegangan lelah atau lebih tepatnya jumlah dari tegangan lelah pada kondisi dingin (S_C) dan tegangan lelah pada

kondisi panas (S_H) . dengan memperhatikan faktor keamanan F, tegangan ekspansi yang diizinkan adalah : $S_R \leq F.(S_C + S_H)$.

2.10.1. Faktor Reduksi Tegangan Berulang

Kurva kelelahan metal (Fatigue Curve) memperlihatkan bahwa kekuatan fatigue berkurang jika jumlah siklus beban semakin banyak. Oleh karena itu tegangan izin untuk tegangan ekspansi (range) juga harus dikurangi. Sebuah faktor reduksi yang nilainya tergantung pada jumlah siklus beban diterapkan dalam rumus untuk tegangan izin ekspansi, yaitu:

$$S_E \leq F \cdot f(S_C + S_H)$$

Nilai dari faktor reduksi ini diberikan di kode pipa sebagaimana ditunjukan pada table 2.1. berikut dari ANSI B31.3 :

Tabel 2.1. Faktor Reduksi Tegangan Berulang (Sumber: Modul *Training Pipe Stress Analysis*, Ap-Greid, 2007)

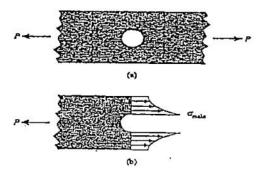
Siklus (N)	F
7000<	1,0
7000 - 14000	0,9
14000 - 22000	0,8
22000 - 45000	0,7
45000 - 100000	0,6
100000>	0,5

2.10.2. Stress Intesification Faktor (SIF)

Eksperimen mengenai kelelahan pertama kali dilakukan oleh Markl dan kawan-kawan di awal tahun 50-an. Hasil penelitian ini memperlihatkan bahwa kegagalan karena metal lelah tidak terjadi ditengah-tengah segmen pipa lurus, melainkan pada daerah dekat dengan fitting (daerah dikontinuitas goemetri). Selain itu fatigue terjadi pada kombinasi tegangan dan jumlah siklus yang lebih rendah dari pada kegagalan yang terjadi pada pipa lurus. Penjelasan dari fenomena ini terletak

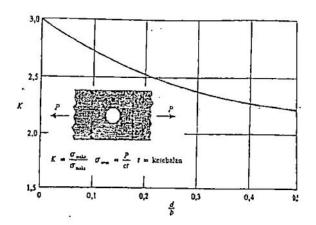
pada kenaikan tegangan lokal didaerah dekat fitting (elbow, tee, butt welded dan lainlain) dibandingkan dengan pipa lurus.

Laporan eksperimen dari Markl dan kawan-kawan menjadi dasar penerapan Stress Intensification Faktor (SIF) dalam kode pipa. SIF didefinisikan sebagai rasio tegangan lokal maksimum yang terjadi terhadap tegangan nominal. Istilah lain dari SIF ini yang lebih sering digunakan dibuku teks adalah faktor konsentrasi tegangan = K (Stress Concentration Faktor = SCF) sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.14. memperlihatkan distribusi tegangan akibat adanya diskontinuitas geometri.



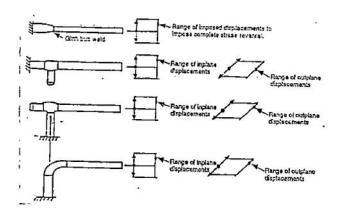
Gambar 2.14. Distribusi Tegangan Akibat Diskontinuitas Geometri (Sumber: Modul *Training Pipe Stress Analysis*, Ap-Greid, 2007)

Nilai faktor konsentrasi ini tergantung pada parameter geometri dari dimensi nominal sistem dan dimensi diskontinuitasnya, misalnya untuk kasus diatas nilai K sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.15.



Gambar 2.15. Kurva Penentuan Nilai Faktor Konsentrasi
(Sumber: Modul Training Pipe Stress Analysis, Ap-Greid, 2007)

SIF untuk komponen pipa karena bending dapat dibedakan menurut arah bebannya yaitu *in plane* dan *out of plane* sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.16.



Gambar 2.16. Penentuan Arah Beban Karena Bending Out or In plane
(Sumber: Modul Training Pipe Stress Analysis, Ap-Greid, 2007)

Nilai SIF untuk elbow besar adalah menurut kode pipa ANSI B31.3 adalah :

$$i_o = \frac{0.75}{h^{\frac{2}{3}}} \qquad i_i = \frac{0.9}{h^{\frac{2}{3}}}$$

Dengan:

I_o = out of plane intensification faktor

I_i = in plane intensification faktor

h = karakteristik fleksibilitas

 $= t.R/r^2$

t = tebal dinding pipa

R = radius elbow

r = radius rata-rata pipa

Untuk lengkapnya dapat dilihat di table D-1, Appendix D dari ASME/ANSI B31.3 process piping.

2.11. Tegangan Kode

2.11.1. Tegangan Primer dan Tegangan Sekunder

Tegangan kode memberikan standar kriteria kegagalan untuk perancangan sistem pipa. Ada dua kriteria kegagalan yang berbeda, yaitu :

- 1. Kegagalan katastrofis yang disebabkan oleh beban primer
- 2. Kegagalan lelah yang disebabkan oleh beban sekunder

Karakteristik beban primer adalah :

- a. Beban primer biasanya disebabkan oleh gaya (force), seperti : tekanan, gaya berat (bobot mati), gaya pegas (spring), gaya dari relief valve dan fluid hammer.
- b. Beban primer tidak bersifat membatasi diri sendiri (self limiting), maksudnya setelah deformasi plastis terjadi, selama beban itu bekerja, maka deformasi akan berlanjut terus sampai kesetimbangan gaya tercapai atau terjadi patah atau kerusakan.
- c. Beban primer sifatnya tidak berulang (kecuali beban karena pulsasi dan variasi tekanan, yang selain dikatagorikan sebagai beban primer juga merupakan beban sekunder).
- d. Batas tegangan yang diijinkan untuk tegangan primer didapat melalui teori kegagalan, seperti : teori Von Mises, Tresca, dan Rankine berdasarkan tegangan luluh (S_y), tegangan ultimate (S_u), atau tegangan rupture (creep).
- e. Kegagalan dapat terjadi oleh satu beban tunggal yang menimbulkan deformasi plastis total menyeluruh atau patah.

* Karakteristik Beban Sekunder adalah:

- a. Beban sekunder biasanya disebabkan oleh perpindahan (displacement), seperti: ekspansi thermal, getaran, perpindahan anchor, dan settlement.
- b. Beban sekunder selalu bersifat membatasi diri sendiri (self limiting), maksudnya setelah deformasi plastis terjadi, deformasi tidak berlanjut terus karena tegangan berkurang dengan sendirinya dan cenderung menghilang.
- c. Beban sekunder sifatnya berulang (kecuali settlement).
- d. Batas tegangan yang diizinkan untuk tegangan sekunder didapat berdasarkan jumlah siklus beban dari kegagalan kelelahan metal (kurva metal lelah).

Kegagalan tidak dapat terjadi oleh satu beban tunggal, tetapi kerusakan yang katastrofis dapat terjadi setelah sejumlah beban berulang bekerja pada sistem pipa. Oleh karena itu, walaupun sebuah sistem pipa telah dengan sukses beroperasi bertahun-tahun, ini tidak menjamin perancangan pipa yang baik dipandang dari kacamata beban sekunder.

2.12. Beban Occasional

Beban occasional adalah beban primer yang terjadi hanya dalam waktu yang singkat dan jarang kejadiannya. Karena beban ini hanya sebentar bekerjanya, kegagalan karena beban ini tidak akan mengakibatkan kegagalan karena rangkak (creep), sehingga tegangan yang terjadi diperbolehkan melebihi tegangan akibat beban primer yang tetap (sustained load). Keringanan ini berbeda antara kode pipa, yaitu 33% untuk ANSI B31.3 dan 15% & 20% untuk ANSI B31.1.

Yang termasuk beban occasional pada sistem perpipaan adalah :

- 1. Beban angin
- 2. Beban gempa / seismic
- Beban fluid transient karena perubahan tekanan maupun suhu seperti beban kejut pada PSV & fluid hammer (pukulan fluida)

Tegangan akibat beban occasional dikombinasikan dengan beban tetap seperti berikut ini.

> ANSI B31.3:

$$S_L + S_{occ} \le 1,33 \cdot S_h$$
(2.25)

> ANSI B31.1:

$$\frac{P \cdot d_o}{4 \cdot t_n} + \frac{0.75 \cdot i \cdot M_A}{Z} + \frac{0.75 \cdot i \cdot M_B}{Z} \le k \cdot S_h \quad \dots (2.26)$$

Dimana:

- k =1,15 jika durasi beban occasional bekerja kurang dari 10% dari waktu operasi
 - =1,20 jika durasi beban *occasional* bekerja kurang dari 1% dari waktu operasi

M_A = momen resultan beban tetap

M_B = momen resultan beban occasional

Beban ini bersifat dinamis baik besarnya maupun arahnya, sangat cepat sehingga pipa tidak cukup waktu untuk merespon seperti pada beban statis. Karena itu untuk mengevaluasi akibat beban ini seharusnya dilakukan dengan analisa dinamis. Sebagai alternatif dari analisa dinamis dapat dilakukan dengan memakai analisa kuasi statis, dimana beban dinamis dimodelkan sebagai beban statis dengan

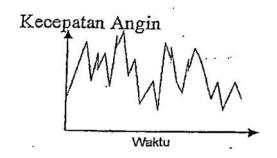
diperkuat harganya dengan faktor tertentu yang secara umum disebut dengan faktor beban dinamis (Dynamic Load Factor –DLF). Teknik analisa kuasi statis tidak menghasilkan perhitungan yang lebih akurat dibandingkan dengan analisa dinamis, tetapi Karena jauh lebih sederhana dan cepat perhitungannya, sering digunakan pada fase perancangan selama faktor beban dinamis dapat ditentukan secara konservatif. Beban Occasional dapat dibedakan menurut profil beban sebagai fungsi waktu, yaitu beban yang acak (random) dan beban kejut.

2.12.1. Beban Random

Beban acak (random) mengalami perubahan besar dan arah secara acak, walaupun ada karakter yang dominan pada profil beban. Beban yang termasuk tipe ini adalah:

A. Beban Angin

Jika udara mengalir membentur permukaan dinding pipa maka akan menimbulkan "tekanan equivalen" pada pipa yang diakibatkan berkurangnya momentum yang dimiliki angin tersebut. Walaupun angin memiliki sifat-sifat yang prodominat seperti arah dan kecepatan rata-rata, namun perubahan arah dan kecepatan tersebut sering terjadi, misalnya karena gusting. Perubahan arah dan kecepatan angin ini besifat acak (random) sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.17. berikut.



Gambar 2.17. Profil Beban Angin

(Sumber: Modul Training Pipe Stress Analysis, Ap-Greid, 2007)

Perumusan yang digunakan dalam menghitung besarnya beban angin sebagai berikut :

$$F_{WL} = q_z \cdot G_z \cdot C_d \cdot A \cdot \sin \theta$$
(2.27)

Dengan:

qz = tekanan ekuivalen angin

Gz = Gust-Factor

Cd = koefisien bentuk

= 0,5-1,2 tergantung kekasaran dan tinggi pipa

A = D.1

 θ = sudut antara sumbu aksial pipa dan arah angin

Tekanan ekuivalen angin (q_z) adalah energi angin yang besarnya berbanding lurus dengan berat jenis udara dan kecepatan angin dalam kuadrat, sering ditulis dalam kode setelah nilai berat jenis dimasukkan dan memperhatikan koefisien exposure (K_z) dan koefisien Impotance (I) dan juga koefisien topografi (K_z) .

$$q_z = 0.613 \cdot K_z \cdot K_{zt} \cdot V^2 \cdot I \cdot (N/m^2) \dots (2.28)$$

Dengan:

 K_z = koefisien *exposure*

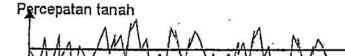
 K_{zt} = koefisien topografi

V = kecepatan dasar angin (mph atau ./dtk)

I = faktor importansi dari kehunian

B. Beban Gempa

Beban gempa disebut juga dengan beban seismic, disebabkan oleh bergeraknya tanah secara random yang melalui anchor struktur atau pipa ke tanah dan menyebabkan beban inersia suatu struktur atau pipa yang terinduksi pergerakan tanah yang random tersebut sebenarnya merupakan somasi yang tidak terhingga jumlahnya dari pergerakan tanah yang sifatnya siklus (harmonis) sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.18. berikut.



Waktu

Gambar 2.18. Profil Beban Gempa

(Sumber: Modul Training Pipe Stress Analysis, Ap-Greid, 2007)

Beban total akibat gempa sebagai berikut:

 $V = Z \cdot I \cdot K \cdot C \cdot S \cdot W$ (2.29)

Dengan:

Z = koefisien zona gempa

= 1/8 untuk zona 0 (hanya pada ANSI 58.1)

= 3/16 untuk zona 1

= 3/8 untuk zona 2

= 3/4 untuk zona 3

= 1 untuk zona 4

I = importance factor pemakai

= 1,0 untuk pipa dan bejana tekan

K = konstanta jenis ukur

= 2,0 untuk struktur selain gedung termasuk pipa dan bejana tekan

C = faktor beban geser = $1/(15T)^{1/2} < 0.12$

T = periode natural dari struktur

S = koefisien soil

= 1,0-1,5 dimana CS<0,14

W = berat mati dari pipa

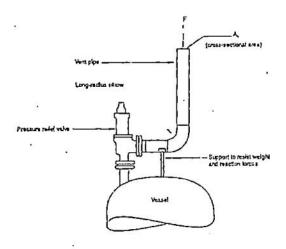
2.12.2. Beban Kejut

!

Perubahan tekanan dan temperatur secara mendadak karena sebuah proses, dapat menimbulkan tegangan dan gaya yang perlu diperhitungkan besarnya. Beban yang terjadi akibat perubahan mendadak ini memiliki karakteristik *impuls*/kejut, yaitu dari beban yang minimum menjadi maksimum, kemudian setelah durasi tertentu aksi beban ini menghilang kembali. Contoh dari jenis beban ini adalah:

A. Beban Relief Valve

Jika tekanan sistem perpipaan mencapai level tertentu, maka relief valve akan terbuka dan membebaskan fluida keluar untuk menurunkan tekanan dalam pipa, pada saat melepaskan fluida tersebut timbul gaya yang bekerja dengan prinsip jet pada katup (valve) atau pipa venting. Gaya ini berubah dari nihil sampai nilai maksimum selama valve mengalami pembukaan, lalu nilai itu tetap selama valve terbuka penuh untuk melepaskan fluida secukupnya sehingga over pressure menghilang, kemudian valve menutup dimana besar gaya dari nilai maksimum berkurang sampai nihil selama proses menutupnya valve tersebut. Sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.19. berikut.

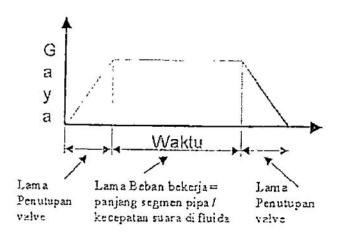


Gambar 2.19. Relief Valve

(Sumber: Modul Training Pipe Stress Analysis, Ap-Greid, 2007)

B. Beban karena Water atau Fluid Hammer

Jika aliran fluida dihentikan secara tiba-tiba oleh pompa atau valve yang menutup, fluida dari pipa upstream tidak dapat berhenti langsung, fluida ini memberikan tambahan kompresi (tekanan) di area penutupan, di sisi lainnya dari area penutupan (valve atau pompa), aliran meninggalkan tempat penutupan tersebut menyebabkan penurunan tekanan. Perubahan tekanan ini (kompresi ataupun dekompresi) ikut mengalir dengan fluida. Perbedaan tekanan ini pada pipa lurus antara dua bend/elbow menyebabkan gaya aksial yang tidak balance, karena batas perbedaan tekanan ini ikut mengalir, dengan kecepatan suara di fluida, beban yang tidak balance ini juga berpindah dari satu segment pipa lurus ke segment pipa lurus lainnya sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.20. berikut.



Gambar 2.20. Profil Beban Water atau Fluid Hammer
(Sumber: Modul Training Pipe Stress Analysis, Ap-Greid, 2007)

2.13. Persamaan Tegangan Kode ASME/ANSI B31.3

1. Tegangan karena beban tetap (Sustained Load)

$$S_{l} = \frac{F_{ax}}{A_{m}} + \frac{\sqrt{(i_{t}M_{t})^{2} + (i_{o}M_{o})^{2}}}{Z} + \frac{Pd_{o}}{4_{t}} \le S_{h}$$
(2.30)

Tegangan Longitudinal pipa disebabkan oleh bobot berat dan tekanan.

Dengan:

 F_{ax} = gaya aksial karena beban tetap (lb)

M_i = momen lendutan dalam bidang (in plane) karena beban tetap (in-lb)

M_o = momen lendutan luar bidang (out plane) karena beban tetap (in-lb)

ii, io = faktor intensifikasi (SIF) in plane dan out plane

S_h = tegangan dasar yang diizinkan oleh material menurut Appendiks A dari ASME/ANSI B31.3 code.

2. Tegangan karena beban Ekspansi (Expansion Load)

$$S_E = \frac{\sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2 + 4(M_T)^2}}{Z} \le S_A = f(1.25S_C + 1.25S_h - S_l) \dots (2.31)$$

Tegangan kombinasi pipa disebabkan oleh perbedaan temperature (beban ekspansi *thermal*.)

Dengan:

M_i = momen lendutan dalam bidang (*in plane*) karena beban ekspansi (in-lb)

M_o = momen lendutan luar bidang (out plane) karena beban ekspansi (in-lb)

M_T = faktor intensifikasi (SIF) in plane dan out plane

S_h = tegangan dasar yang diizinkan oleh material menurut Appendiks A dari ASME/ANSI B31.3 *code* pada temperatur terendah (dingin)

S_h = tegangan dasar yang diizinkan oleh material menurut Appendiks A dari ASME/ANSI B31.3 *code* pada temperatur tertinggi (panas)

f = faktor reduksi dengan mempertimbangkan kelelahan material (beban dinamis yang berulang)

3. Tegangan karena beban okasional (Occasional Load)

$$S_l + S_{occ} \le 1,33S_h$$
 (2.32)

Tegangann kombinasi pipa karena beban perpindahan tumpuan, *anchor* misalnya karena gempa bumi dan sebagainya.

2.14. Pembatasan Tegangan Perpipaan Menurut Caesar II

Perangkat lunak (software) Caesar II juga memvisualisasikan tegangan yang terjadi pada suatu perpipaan dengan berbagai warna, yang menyatakan rasio dari tegangan yang terjadi terhadap harga tegangan yang diizinkan.

Caesar II mendefinisikan beberapa beban kombinasi seperti beban sustained, beban ekspansi, beban occational (kadang-kadang), dan beban operasi. Berbeda dengan Autopipe, Caesar II tidak mendefinisikan beban Hoop Stress. Berikut perumusan untuk masing-masing beban:

1. Beban Sustained

- Stress :
$$S_L = \frac{P.D_i^2}{(D_0^2 - D_i^2)} + \frac{\sqrt{(I_i.M_i)^2 + I_0.M_0^2}}{Z} + \frac{F_{axl}}{A}$$
....(2.33)

- Allowable : Sh (Stress yang diizinkan untuk bahan pipa saat beroperasi)

- Rasio :
$$\frac{S_L}{S_h}$$

- Combin : W+P (Berat + tekanan)

- Aturan Aman : S_L < S_h

2. Beban Expansion

- Stress :
$$S_E = \sqrt{Sb^2 + 4St^2}$$
(2.34)

- Allowable : $S_A = f[1,25(Sc + Sh) - SL]$

- Rasio : $\frac{S_E}{S_A}$

- Combin : Cold to T (Temperatur)

Aturan Aman : $S_E < S_A$

3. Beban Occasional

- Stress : S_{LO}(2.35)

- Allowable : 1,33 . Sh

- Rasio : $S_{LO}/(1.33. Sh)$

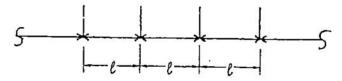
- Combin : W+P+T+(beban dinamis)

- Aturan Aman: S_L < 1,33. Sh

4. Beban Operating: Beban operating merupakan beban yang didefinisikan oleh pengguna Caesar dan tidak memiliki allowable stress karena tidak diatur oleh kode, fungsinya hanya untuk mengetahui besar tegangan apabila beberapa beban di kombinasikan.

2.15. Tegangan Dan Defleksi Karena Beban Bobot Mati

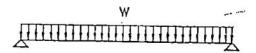
Metode kalkulasi dengan model yang paling sederhana, dimana bobot mati dari pipa diasumsikan terdistribusi merata per satuan panjang pipa, dan pipa dianggap ditumpu oleh *support* secara kontinyu pada jarak (*pipe support span*) yang sama, sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.21. berikut, maka teori dasar batang elastis dapat diterapkan.



Gambar 2.21. Tumpuan Terdistribusi Merata

(Sumber: Modul Training Pipe Stress Analysis, Ap-Greid, 2007)

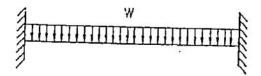
Permasalahan yang masih ada dalam menerapkan teori batang elastis ini adalah bagaimana memodelkan jenis tumpuan tadi dalam teori, yaitu apakah tumpuan sederhanan (pinned support / simply supported) sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.22. di mana rotasi bebas sepenuhnya.



Gambar 2.22. Tumpuan Sederhana

(Sumber: Modul Training Pipe Stress Analysis, Ap-Greid, 2007)

Atau tumpuan jepit (fixed / clamped support) sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.23. di mana rotasi sepenuhnya ditahan.



Gambar 2.23. Tumpuan Jepit

(Sumber: Modul Training Pipe Stress Analysis, Ap-Greid, 2007)

Untuk model pertama (tumpuan sederhana), maka momen lentur (bending moment) yang maksimum terjadi berada di tengah-tengah span, dan nilainya adalah:

$$M_{\text{max}} = \frac{W \cdot L^2}{8}$$
 (2.36)

Dengan:

 M_{max} = momen lentur maksimal

W = beban berat pipa, fluida, dan lainnya per satuan panjang

L = panjang batang (pipe span)

Untuk model kedua (tumpuan jepit), momen lentur maksimum terjadi tepat di tumpuan dan besarnya adalah :

$$M_{\text{max}} = \frac{W \cdot L^2}{12} ... (2.37)$$

Dua model teoritis ini memperhatikan dua nilai ekstrim. Kenyataan yang sebenarnya akan berada di antara dua nilai itu. Salah satu nilai kompromi yang diambil adalah nilai tengahnya, yaitu :

$$M_{\text{max}} = \frac{W \cdot L^2}{10} ... (2.38)$$

Tegangan yang terjadi karena momen lentur menurut teori elastisitas adalah :

$$S = \frac{M_{\text{max}}}{Z} \tag{2.39}$$

Dengan:

Z = momen tahanan (section modulus) penampang pipa

Dari dua persamaan ini, jika nilai tegangan yang ditentukan tidak boleh melebihi tegangan izin S_A, maka jarak maksimum antar tumpuan yang dibolehkan adalah:

$$L_{\max} = \sqrt{\frac{10 \cdot Z \cdot S_{\Lambda}}{W}} \qquad (2.40)$$

Selain tegangan yang diizinkan sebagai batasan panjang *span* pipa, besarnya lendutan (defleksi ke bawah) dari pipa juga dapat untuk menjadi kriteria.

Dari dua model ekstrim di atas, dapat diturunkan rumus untuk defleksi maksimum yang terjadi akibat beban berat pipa, yaitu untuk model dengan tumpuan sederhana:

$$y_{max} = \frac{-5 \cdot W \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} \dots (2.41)$$

Dengan:

y_{max} = defleksi maksimum (negatif artinya ke bawah)

E = modulus elastisitas

I = momen inersia penampang pipa

Dan untuk model tumpuan jepit:

$$y_{max} = \frac{-W \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I}$$
 (2.42)

Dua rumus terakhir ini pun untuk kasus yang ekstrim, di mana nilai yang sebenarnya ada diantaranya. Nilai kompromi yang digunakan adalah nilai tengah dari dua nilai maksimum defleksi ini.

2.15.1. Jarak Antara Support Maksimum (Maximum Pipe Span)

Manufacturur Standardization Society of the Valve and Fitting Industry (MSS) dalam MSS-SP-69 telah mempublikasikan hasil perhitungan dengan menggunakan rumus-rumus di atas setelah dimodifikasi dengan menggunakan satuan lb, psi, ft-in.

Kemudian dengan mengambil asumsi berikut:

- a. Ketebalan pipa yang digunakan adalah standard pipa ANSI
- b. Tidak ada beban terkonsentrasi di antara dua support
- Tidak ada perubahan arah pipa horizontal maupun vertikal di antara dua support
- d. Stress Intensification Factor, SIF di support diabaikan
- e. Maksimum tegangan yang diizinkan 15.000 psi (carbon steel)
- f. Maksimum lendutan yang diizinkan 0,1 inchi.

Tabel 2.2. MSS-SP-69 maksimum pipe span
(Sumber: Modul Training Pipe Stress Analysis, Ap-Greid, 2007)

	\vdash	┸		1	_	,	_	4	3	-6	2			10	. 11
NOMINAL PIPE OK TUBE SIZE		WATER VAPOR		WATER VAPOR		FIRE PRD.	DUCTRE .	CAST	ASSESTOS	CLLSS		FISERCLASS			
		SERVICE		SERVICE		SERVICE		WICE	TECTION	PLETELLE	SOIL	(EMENT	CLASS	PLASTIC	FORCED
	fı	ta	U	m	IL	m	fi	FA							
1/4	7	2.1		3.4		1.5	3	1.5	# B	84=	825	. 20	11.	22	88
3/3	7	2.1	•	2.4	5	1.5	. •	1,0	NE		TO JOINT ON THE BAKELLO CONNECTIONS.	F 1	11.0	36	₹Ĕ
1/2	7	2.1	-	2.4	5	13	6	1.5	1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1	645	538	ž	25	βŽ	25€
3/4	7	1,1	,	2.7	3	1.3	7	2.1	25	글용글	235	1 5	35	89	FOLLOW FIFE MANUSACTURERY RECONSERVORTIONS FOR STACING JAC SER VICE COMDITION.
1	7	1.1	•	2,7	- 6	1.1		24	95	13 II (13.m) WXXINCOG DO OF CANCEOF RAZCION AND IN. COMPLETONI. COMPLETONI. COMPLETONI.	F # 5	Ë	33	. 25	
3 4/4	7	2.1	,	2.7	7	2.1	, ,	1.7	25		25	E	, מאליםיכי	HANCE LENGENTACE OF THE PROPERTY OF THE PROPER	
1 1/2	•	2.7	12	3.7	4	2.4	.10	3.0	78		2.5	PACTU PACTU			
2	10	3.0	13	4.0	. •	2.4	11	3.4	3		2 8				
2172	11	7,4	14	43	,	2.7	13	4.0	i 🖺		- h	6 1	. 7	B [듈
,	'11	3.7	15	4.5	10	2.0	14	43) *	28	80	<u> </u>	5	2	2
3 1/2	13	4,0	16	4.3	tı	3.4	15	4.6	£ .	2.7	2.0	5	ž /	F	=
	14	43	17	13	13.	3.7	16	4.5	뒿	23	OÃ	- E	8 1	¥ 1	8
5	16	4.9	17	3.4	13	40	13	3.5	8	ξS	ŞS,	6	ିକ ।	5	Ę
	17	1,2	25	6.4	14	43	20	6.1	5	THE NATIONAL TIME PROTECTION ASSOCIA- ALSO AT CHANGE OF DESCRICH AND SEVENCE ALSO FORE LINEARIES FOR THE PROTECTION OF T	FOLLOW FUE MANUEVELL WEST VECTORISES OF DIVISE OF DIVISE OF UT OF SHEET WEST VESTORISES OF SHEET AND ALL STANDARD OF SHEET AND ALL SHEET AND A	OLLYG	Clas) maxayacıng, follow manifacturen y reconnerations. Section II.	service temperature a recordendations for naterial mo	ENDATIONS FOR
	19	5.8	24	7.5	16	4.9	23	7.0							
19	-53	6.3	16	13	18	3.5	25	7,5	8			Ž			
12	23	7.9	30	7.1	15	5.8	25	1.5	1		50	T T T			
14	25	7.6	32	7.5					Ä	불물	120				
16	27	8.2	35	10.7				Š 1	3	27	24			5	
- 11	31	1.5	37	113					g	88	851		9	amt.	Ď
20	30	9.1	21	11.9					8	# 5	# S	DIATCINA ON HOLDER	Ø		₹
21	32	9.1	42	114		$\overline{}$	1		+	[동봉	50		8	ě	ķ
30	33	10.1	44	17.4						YKO TYTYCH SECTION CEOSE	25	1	- 3	~	Ħ
								_	1 1	Ä	· A	1 3	,	22	

Untuk kasus dimana asumsi di atas tidak berlaku, maka engineer harus memberi perhatian lebih jauh, misalnya jika ada perubahan arah horizontal mengharuskan maksimum pipe span dikurangi sampai 75% dari nilai acuan dari tabel.

Jika hal ini tidak diperhatikan, maka *tip sagging* bisa menimbulkan masalah tegangan yang besar. Posisi *support* yang terbaik adalah tepat pada belokan (*bend*), hanya saja ini biasanya tidak dibolehkan oleh kode pipa karena menyebabkan masalah lain, yaitu konsentrasi tegangan (SIF) yang tinggi.

Untuk kasus dimana ada beban terkonsentrasi, seperti : valve, maka standard MSS merekomendasikan supaya valve dipasang sedekat mungkin dengan support. Reduksi dari pipe span acuan juga bisa digunakan sampai di bawah 50%.

Perubahan arah vertikal bisa dianggap sebagai beban terkonsentrasi pada bagian pipa mendatar dengan berat *riser* sebagai beban konsentrasinya. *Pipe span* di bagian pipa vertikal (*riser*) tidak ditentukan dengan *standard* ini, karena beban berat tidak menimbulkan tegangan dan defleksi seperti yang diuraikan di atas. Hal yang perlu diperhatikan adalah bahaya *buckling* akibat tegangan kompresi di *riser*, oleh karena itu direkomendasikan *riser support* yang menahan berat diletakkan di atas titik berat *riser*.

2.16. Metode Analisis Check Kebocoran Flange

Analisys check kebocoran membahas tentang aspek kebocoran yang terjadi dalam suatu instalasi perpipaan akibat beban-beban yang terjadi. Berfungsi untuk menganalisa dan memeriksa kebocoran yang terjadi pada sistem perpipaan agar tidak melebihi pembebahan yang di izinkan oleh standard komponen - komponen fitting pada sistem perpipaan.

2.16.1. Flange

i

1

1. Periksa tekanan keseluruhan pada flange:

Metode perhitungan dengan tekanan equivalen (peq) berdasarkan standard ASME Section III, Flange Check (NC-3658) base oil adalah:

Nilai tekanan equivalen (peq) berdasarkan standard ASME Section III, Flange Check (NC-3658) base oil adalah:

$$Peq = \frac{509296 \times MF}{G^3} + \frac{127 \times FA}{G^2} \qquad (2.44)$$

Dengan:

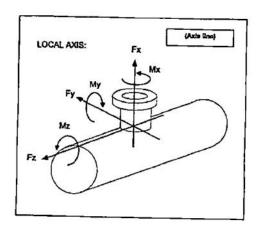
Peq = tekanan equivalen (bar)

MF = resultan momen lentur pada kondisi desain (DaN.m)

FA = gaya aksial pada kondisi desain (DaN)

G = diameter gasket efektif (mm)

$$MF = \sqrt{Mi^2 + Mo^2}$$
(2.45)



Gambar 2.24. Local Axis

(Sumber: Modul Training Pipe Stress Analysis, Ap-Greid, 2007)

Mi = momen in plane (N.m)

Mo = momen out plane (N.m)

Metode ini berlaku untuk semua Welding Neck Flanges in Carbon Steel or Stainless Steel or Duplex stainless steel pada temperatur $< 120^{\circ}$ C dan terhubung pada vessel or equipment. Untuk temperatur $> 120^{\circ}$ C, tekanan equivalen-nya (peq), harus dibagi lagi dengan faktor koreksi (β), faktor koreksi (β) ditetapkan oleh perusahaan/intansi terkait untuk menghindari batasan suhu dan tekanan.

2. Kesimpulan persamaan metode pembagian faktor koreksi:

$$\frac{Peq + P}{\beta} < P_{ASME} \qquad (2.46)$$

Dengan:

Peq = tekanan equivalen (bar)

P_{ASME} = tekanan kerja pada temperature desain ASME B16.5,

B16.47 (bar)

P = tekanan operasi (bar)

β = koefisien beta pada static loads dan dynamic loads

Tabel 2.3. Koefisien beta pada static loads. (Sumber: PSA-002 Design Basis)

Beta Coefficients (B) in Static Loads:

Carbon Steel Flanges

DN	150#	300#	600#	900#	1500#	2500#
Inch	ASNEJ Pog+P	ASNE POSP	ASME/Peg-P	ASUE/Pog+P	ASME/ PegeP	ASME/ Peg+P
⊴6	3.50	3.00	1.70	1.40	1.40	1.40
8	3.50	3.00	1.70	1,40	1.40	1.30
10	3.50	2.80	1.70	1.40	1.40	1.30
12	3.20	2.40	1.40	1.40	1.40	1.30
14	3.20	2.40	1.40	1,40	1.30	
16	2.90	2.20	1.40	1.40	1.30	ſ
18	2.90	2.20	1.40	1.40	1.30	1
20	2.60	2.20	1.40	1.40	1.30	ĺ
24	2.40	1.80	1.40	1.40	1.30	
26	2.00	1.80	1.40	1.40		
28	2.00	1.40	1.30	1.30		
30	2.00	1.40	1.30	1.30		
32	1,80	1.40	1.30	1.30		
36	1.80	1.40	1.30	1.30		
>36	Note 1	Note 1	Note 1	Note 1		

Stainless Stool / Duplex stainless steel Flanges

DN	150#	300#	600#	900#	1500#	2500#
Inch	ASME! Peq+P	ASME/Peg+P	ASME/ Peg-P	ASME/Peg+P	ASKE PegeP	ASME! Pog+P
≤6	2.40	1.90	1.40	1.20	1.30	1.20
8	2.40	1.90	1.40	1.20	1.30	1.20
10	2.40	1.90	1.30	1.20	1.30	1.20
12	2.40	1.70	1.30	1.20	1.30	1.20
14	1.60	1.40	1.30	1.20	1.20	
16	1.80	1.40	1.20	1.20	1.20	1
18	1.80	1.40	1,20	1.20	1.20	1
20	1.80	1.40	1.20	1.20	1.20	1
24	1.60	1.40	1.20	1.20	1.20	1
26	1.60	1.40	1.20	1.20		
28	1.60	1.30	1,20	1.20	1	
30	1.60	1.30	1.20	1.20	1	
32	1.50	1.30	1.20	1.20	1	
36	1.50	1.30	1.20	1.20		
>36	Note 1	Noto 1	Note 1	Note 1		

Note 1: A check shall be performed, for combination flanges diameter / pressure rating not included in tables above.

Note 2: For heterogeneous connections, check shall be performed with Stainless Steel table.

Tabel 2.4. Koefisien beta pada static loads and dinamic loads (Sumber: PSA-002 Design Basis)

Beta Coefficients (0) in Static Loads + Dynamic Loads:

Carbon Steel Flanges

DN	150#	300#	600#	900#	1500#	2500#	1
Inch	ASMEJ Peq+P	ASME/Peq+P	ASME! Pag+P	ASME/Peg+P	ASI/E/Peq+P	ASME/ Peg+P	1
≤6	4.30	3.70	2.10	1.80	1.80	1.80	1
8	4.30	3.70	2.10	1.80	1.80	1.60	1
10	4.30	3.40	2.10	1.80	1.80	1.60	i
12	4.00	3.00	1.80	1.80	1.80	1.60	1
14	4.00	3.00	1.80	1.80	1.60	1,00	1
16	3.60	2.70	1.70	1.70	1.60		
18	3.60	2.70	1.70	1.70	1.60		
20	3.60	2.70	1.70	1.70	1.60		
24	3.00	2.20	1.70	1.70	1.60		
26	2.50	2.20	1.70	1.70	1.00	8	
28	2.50	1.80	1.60	1.60			
30	2.50	1.80	1.60	1.60			
32	2.20	1.80	1.60	1.60			
36	2.20	1,80	1.60	1.60			
>36	Note 1	Note 1	Note 1	Note 1		2	

Stainless Steel / Duplex stainless steel Flanges

DN	150#	300#	600#	900#	1500#	2500#
Inch	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Pog+P	ASME/Peg+P	ASME PegeP
≤6	3,00	2.40	1.80	1.50	1,60	1.50
8	3.00	2.40	1.80	1.50	1.60	1.50
10	3.00	2.40	1.60	1.50	1,60	1.50
12	3.00	2.10	1.60	1.50	1.60	1.50
14	2.20	1.80	1.60	1.50	1.50	1.50
16	2.20	1.80	1.50	1.50	1.50	f
18	2.20	1.60	1.50	1.50	1.50	1 0
20	2.20	1.80	1.50	1.50	1.50	· ·
24	2.00	1.80	1.50	1.50	1.50	1
26	2.00	1,80	1.50	1.50		1
28	2.00	1.60	1.50	1.50		
30	2.00	1.60	1.50	1.50	2	
32	1.80	1.60	1.50	1.50		
36	1.80	1.60	1.50	1.50	ľ	
>36	Noto 1	Note 1	Note 1	Note 1		

Note 1 : A check shall be performed, for all combinations flanges diameter \prime pressure rating not included in tables above.

Note 2: For heterogeneous connections, check shall be performed with Stainless Steel

2.16.2. Gasket

Diameter rata-rata gasket untuk sambungan datar :

$$G = al - 2x2.5\sqrt{\frac{J}{2}}$$
(2.47)

Diameter rata-rata gasket untuk sambungan ring:

$$G = al - J$$
(2.48)

Diameter efektif rata-rata gasket untuk sambungan ring:

$$\left(\frac{D_1 + D_d}{2}\right) \qquad (2.49)$$

Dengan:

al = diameter luar gasket (mm)

J = lebar sambungan efektif (mm)

 $D_1 = \text{diameter luar } gasket \text{ (mm)}$

D_d = diameter dalam gasket (mm)