

BAB II
DASAR TEORI

2.1 Teori Tegangan – Regangan Umum

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* pada pembebanan dalam batas proporsional diberikan oleh hukum *Hooke*. Jadi hukum *Hooke* tidak berlaku untuk pembebanan di luar batas proporsional. Hukum *Hooke* diturunkan dengan berdasarkan pada analisis tentang energi regangan spesifik: (Callister, 1994)

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.

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

dengan:

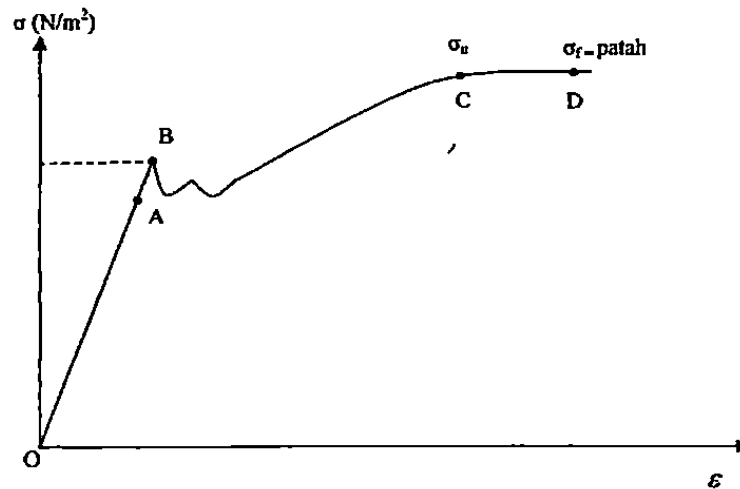
- σ = Tegangan (N/m^2)
- F = Gaya yang diberikan (N)
- A = Luas penampang (m^2)

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:

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L} \dots\dots\dots(2.2)$$

dengan:

- ϵ = Regangan
- ΔL = Perubahan panjang batang ($L_1 - L$)
- L_1 = Akhir panjang batang (m)
- L = Panjang batang awal (m)



Gambar 2.1. Kurva Tegangan – Regangan (Baja Karbon)

- 1: Titik A adalah batas proporsional
2. O – B adalah batas elastis:

Regangan (deformasi = perubahan bentuk) akan sebanding dengan tegangan yang bekerja :

$$\sigma = E \cdot \epsilon \text{ (Hukum Hooke).....(2.3)}$$

dengan:

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

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

3. B – C adalah batas plastis:

Tegangan yang bekerja melampaui kekuatan luluh (*yield strength*) material, maka perubahan bentuk yang terjadi akan permanen meskipun beban ditiadakan.

4. C – D adalah batas tegangan material tertinggi:

Tegangan mencapai harga kekuatan tarik (*tensile strength*) material; maka material akan mengecil di bagian tertentu dan akhirnya patah/putus/pecah.

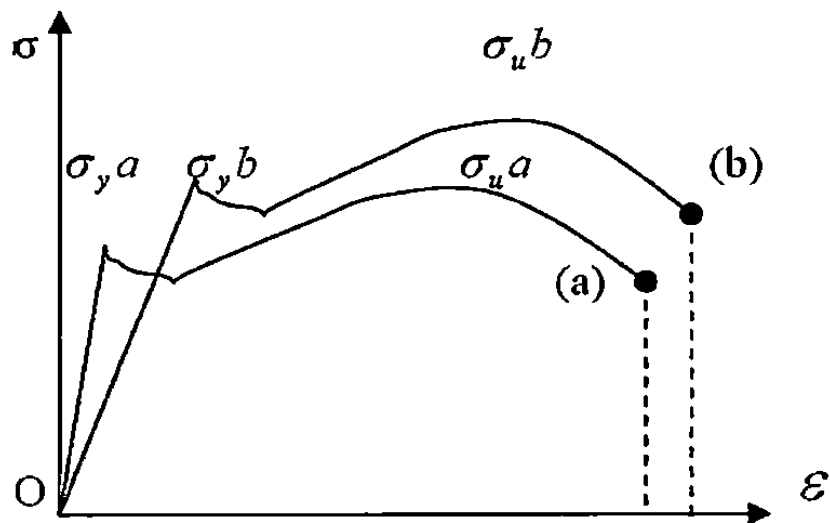
Kurva tegangan – regangan seperti yang ditunjukkan gambar 2.1. Jika material ditarik maka akan memanjang menjadi I₁ sehingga regangan

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\Delta L}{L} \dots \dots \dots (2.4)$$

Material masih dalam daerah elastis jika mengikuti hukum *Hooke*, yaitu:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \dots \dots \dots (2.5)$$

$$\frac{F}{A} = E \cdot \frac{\Delta L}{L} \dots \dots \dots (2.6)$$



Gambar 2.2. Diagram $\sigma - \varepsilon$

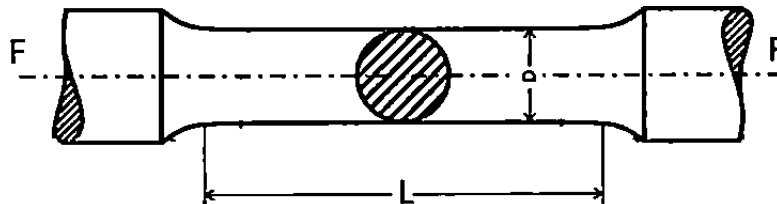
Perhatikan diagram $\sigma - \varepsilon$ di atas untuk membedakan antara kekuatan, kekakuan dan ketangguhan suatu material. Gambar tersebut menjelaskan bahwa material (b) lebih kuat dan tangguh dibandingkan material (a), sedangkan material (a) lebih kaku dibandingkan material

2.2 Tegangan Normal

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

2.2.1 Gaya Tarik

Kekuatan tarik dapat diperoleh dengan melakukan uji tarik terhadap spesimen yang mempunyai luas penampang A dan panjang L seperti yang terlihat pada gambar 2.3. Benda uji dijepit pada mesin uji dan diberikan gaya tarik berlawanan arah; hingga benda uji putus. Benda uji akan mengalami pertambahan panjang (ΔL) dan pengecilan luas penampang pada bagian yang memiliki keuletan lebih besar.



Gambar 2.3: Spesimen Uji Tarik
(Laboratorium Uji Logam Polman
Ceper)

$$\sigma_t = \frac{F}{A} \dots \dots \dots (2.7a)$$

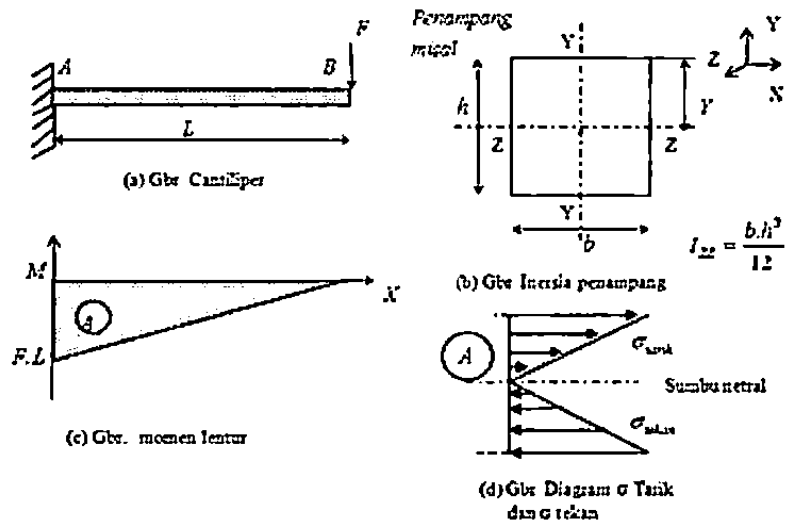
$$\sigma_t = \frac{4F}{\pi d^2} \dots \dots \dots (2.7b)$$

dengan:

$$\sigma_t = \text{Tegangan tarik (N/m}^2\text{)}$$

2.2.2 Momen Lentur

Momen lentur muncul karena adanya gaya radial yang bekerja pada elemen batang dengan gaya radial yang bekerja pada elemen pada jarak



Gambar 2.4. Momen Lentur
(Popov,1989)

sehingga:

$$\bar{\sigma}_L = \frac{M \cdot y}{I_{zz}} \dots \dots \dots (2.8)$$

$$M = F \cdot L \dots \dots \dots (2.9)$$

$$I_{zz} = \frac{b \cdot h^3}{12} \dots \dots \dots (2.10)$$

dengan:

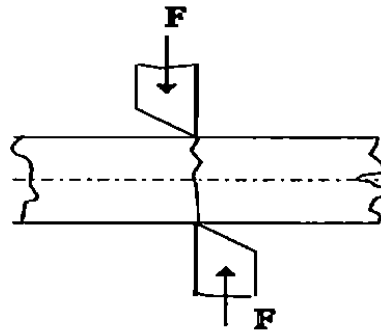
- σ_L = Tegangan lentur (N/m^2)
- M = Momen lentur ($N.m$)
- I_{zz} = Momen inersia penampang (m^4)
- y = Jarak bidang netral ke permukaan terluar (m)

2.3 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:

2.3.1 Gaya Geser

Gaya geser cenderung untuk memutar bahan searah jarum jam dan bekerja ke bagian bawah balok. Gaya geser ada dua macam yaitu geser



Gambar 2.5: Gaya Geser Tunggal
(Popov,1989)

Tegangan geser tunggal :

$$\tau_g = \frac{F}{A} \dots\dots\dots(2.11a)$$

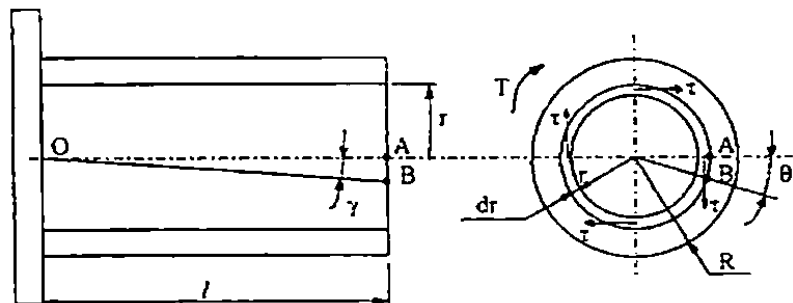
$$\tau_g = \frac{4F}{\pi \cdot d^2} \dots\dots\dots(2.11b)$$

dengan:

τ_g = Tegangan geser (N/m²)

2.3.2 Momen Puntir

Apabila material mendapat beban puntir, maka serat-serat antara suatu penampang lintang dengan penampang lintang yang lain akan mengalami pergeseran.



(a) Pandangan Memanjang

(b) Penampang Lintang

Gambar 2.6: Batang Silindris Dengan Beban Puntiran
(Popov,1989)

Gambar 2.6 (a) menunjukkan bahwa titik A bergeser ke B sehingga

..... Gambar 2.6 (b) pergeseran tersebut

akan mengakibatkan rotasi serat pada penampang lintangnya sebesar θ ; sehingga pada serat terluar, regangan geser yang terjadi adalah γ yang besarnya:

$$AB = r \cdot \theta \dots\dots\dots(2.12a)$$

$$AB = l \cdot \gamma \dots\dots\dots(2.12b)$$

dengan:

- r = Jarak serat dari sumbu netral (mm)
- θ = Pergeseran sudut pada penampang lintang (rad)
- l = Panjang poros (mm)
- γ = Regangan geser (rad)

sedangkan:

$$\gamma = \frac{\tau}{G} \text{ dan } \tau = \frac{T \cdot r}{I_p} \dots\dots\dots(2.13)$$

dengan:

- τ = Tegangan geser (MPa)
- G = Modulus geser (MPa)

Tegangan geser akibat momen torsi, τ_p :

$$\tau_p = \frac{T \cdot r}{I_p} \dots\dots\dots(2.14)$$

$$I_p = \frac{\pi}{32} \cdot d^4 \dots\dots\dots(2.15)$$

dengan:

- T = Torsi yang bekerja
- I_p = Momen inersia lateral (m^4)
- r = Jarak serat dari sumbu netral ke permukaan terluar (m)

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* di bidang industri; tujuan utama dibuatnya kode standar desain ini adalah sebagai solusi dari pemecahan masalah mengenai banyaknya kegagalan-kegagalan yang terjadi pada sistem perpipaan karena

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

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

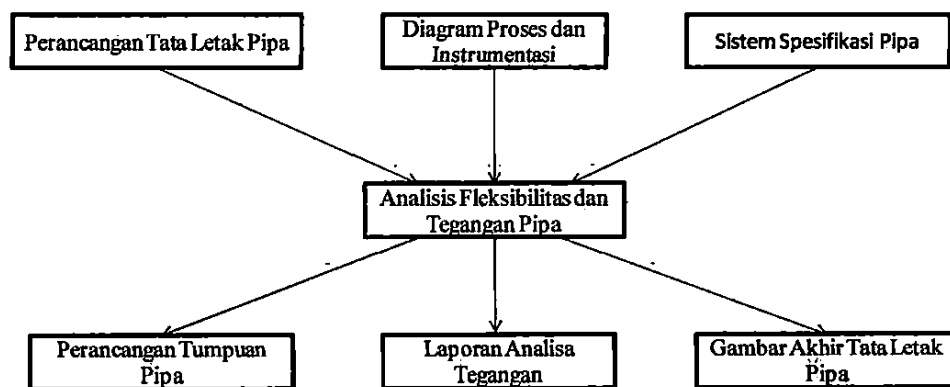
Selain ASME Code B31 terdapat beberapa kode standar pipa yang lain baik dari Amerika, maupun dari negara lain seperti:

1. ASME *boiler and pressure vessel, section III, subsection NB, NC, ND*, untuk sistem perpipaan di industri pembangkit listrik tenaga nuklir.
2. API kode seri untuk industri di bidang 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

2.5 Analisis Tegangan Pipa Dalam Tahap Perancangan

Analisa fleksibilitas 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*) berikut ini akan ditunjukkan hubungan antar beberapa disiplin ilmu yang berkaitan dengan analisa fleksibilitas dan tegangan pipa :



Gambar 2.7: Hubungan Antara Beberapa Disiplin Ilmu
(Sumber : Modul *Pipe Stress Analysis*, Ap-Greid)

Dokumentasi yang dihasilkan oleh kelompok analisa tegangan pipa mencakup juga 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 Faktor-Faktor Yang Menyebabkan Tegangan Dalam Pipa

Beberapa faktor yang dapat menyebabkan tegangan dalam pada pipa antara lain adalah:

1. Beban panas (*thermal*)
2. Beban berat (komponen-komponen pipa dan fluida)
3. Tekanan internal

2.6.1 Beban Panas (*thermal*)

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

$$\Delta L = L_1 - L_0 \dots \dots \dots (2.16a)$$

$$\Delta L = \alpha (T_1 - T_0) \cdot L_0 \dots \dots \dots (2.16b)$$

Tegangan aksial yang terjadi, σ :

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \dots \dots \dots (2.17a)$$

$$\sigma = E \cdot \alpha (T_1 - T_0) \dots \dots \dots (2.17b)$$

dengan:

- T_0 = Suhu awal atau instalasi ($^{\circ}\text{C}$)
- T_1 = Suhu operasi ($^{\circ}\text{C}$)
- α = Koefisien muai material pipa ($\text{m}/^{\circ}\text{C}$)
- L_1 = Pertambahan panjang batang (m)
- L_0 = Panjang awal (m)

2.6.2 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. Macam-macam beban berat, diantaranya adalah:

1. Beban mati (*deadload*)

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

2. Beban hidup (*liveload*)

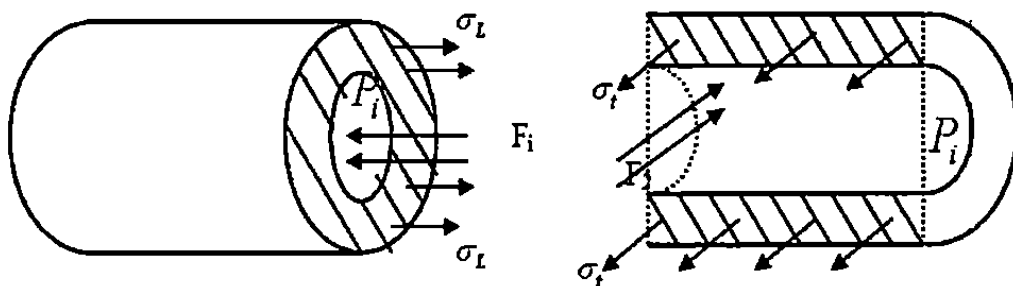
Beban hidup ini meliputi berat pipa, komponen-komponen pipa dan berat fluida yang mengalir.

Beban berat akan menimbulkan defleksi/lendutan, arah dari beban berat menuju ke bawah. Masalah yang berhubungan dengan beban berat adalah pada pipa besar (diameter besar) dengan *densitas* (ρ) besar. Beban berat diatasi dengan penyangga pipa (*pipe support*), untuk menghemat jumlah penyangga pipa dapat dilakukan dengan membuat bentangan (*span*) yang

yang selanjutnya menimbulkan tegangan yang besar sehingga secara praktis terdapat bentangan (*span*) maksimal yang diperbolehkan tergantung dari diameter dan *schedule* pipa:

2.6.3 Tekanan Internal

Tekanan internal (P_i) dari fluida yang mengalir di dalam pipa akan menyebabkan timbulnya tegangan-tegangan pada pipa, untuk tekanan yang relatif kecil, pengaruh tegangan yang ditimbulkan juga kecil, sebaliknya untuk tekanan tinggi hal ini juga akan menyebabkan tegangan yang tinggi.



(a) Sambungan Transversal/Tangensial (b) Sambungan Longitudinal/Aksial

Gambar 2.8. Sambungan Pada Pipa

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

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

2.6.3.1 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:

$$\Sigma F_x = 0 \dots\dots\dots(2.18)$$

$$F_L = F_i \dots\dots\dots(2.19)$$

$$\sigma_L \cdot (2 \cdot \pi \cdot r \cdot t) = P_i \cdot (\pi \cdot r^2) \dots\dots\dots(2.20a)$$

$$\sigma_L (\pi \cdot D \cdot t) = P_i \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot D^2\right) \dots\dots\dots(2.20b)$$

dengan:

- σ_L = Tegangan longitudinal (psi)
- P_i = Tekanan internal (psi)
- D = Diameter luar pipa (in)
- t = Tebal pipa (in)

2.6.3.2 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:

$$\Sigma F_t = 0 \text{(2.21)}$$

$$F_L = F_i \text{(2.22)}$$

$$\sigma_t (2 \cdot t \cdot L) = P_i (D \cdot L) \text{(2.23a)}$$

$$\sigma_t = \frac{P_i \cdot D}{2 \cdot t} \text{(2.23)}$$

dengan:

- σ_t = Tegangan transversal (psi)
- P_i = Tekanan internal (psi)
- L = Lebar pipa (m)
- D = Diameter luar pipa (in)
- t = Tebal pipa (in)

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

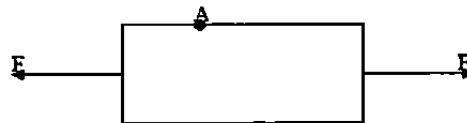
2.7 Elemen Tegangan-Regangan & Lingkaran *Mohr*

Lingkaran *Mohr* pertama kali diperkenalkan oleh seorang insinyur Jerman bernama Otto Mohr. Lingkaran ini digunakan untuk melukis transformasi tegangan maupun regangan yang terjadi pada suatu titik pada benda yang dibebani, bisa diaplikasikan untuk persoalan-persoalan tiga dimensi atau dua dimensi. Dalam melukis lingkaran *Mohr*, perputaran sumbu elemen sebesar θ ditunjukkan oleh perputaran sumbu pada lingkaran *Mohr* sebesar 2θ , apabila sumbu tegangan geser menunjuk ke bawah itu

ini hanya akan membahas lingkaran *Mohr* untuk tegangan dan regangan dua dimensi. (Popov, 1989)

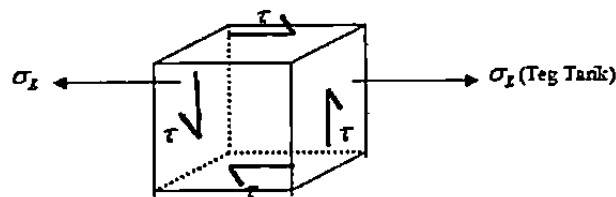
Untuk menganalisa tegangan suatu komponen-komponen/elemen-elemen mesin harus diperhatikan bagian tertentu yang kemungkinan terjadi tegangan yang paling besar. Semua tegangan yang ada pada elemen mesin tersebut disebut elemen tegangan. Penjelasan tentang lingkaran *Mohr* serta elemen-elemen tegangan yang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

Sebuah elemen mesin yang diberi gaya tarik, diasumsikan secara sembarang, titik yang terletak pada elemen mesin tersebut, misalkan titik A pada gambar. 2.9.



Gambar: 2.9: Elemen Mesin Yang Diberi Gaya Tarik (Popov,1989)

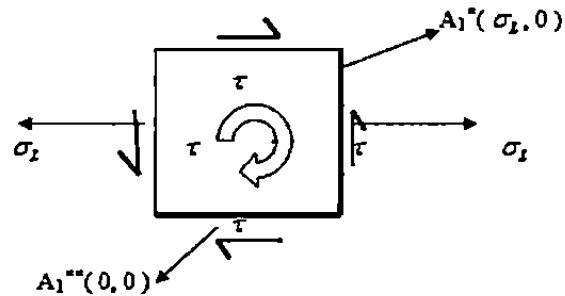
Maka elemen-elemen tegangan dan regangan yang ada pada kondisi 3 dimensi di titik A adalah:



Gambar: 2.10: Elemen Tegangan – Regangan Pada Kondisi Tiga Dimensi (Popov,1989)

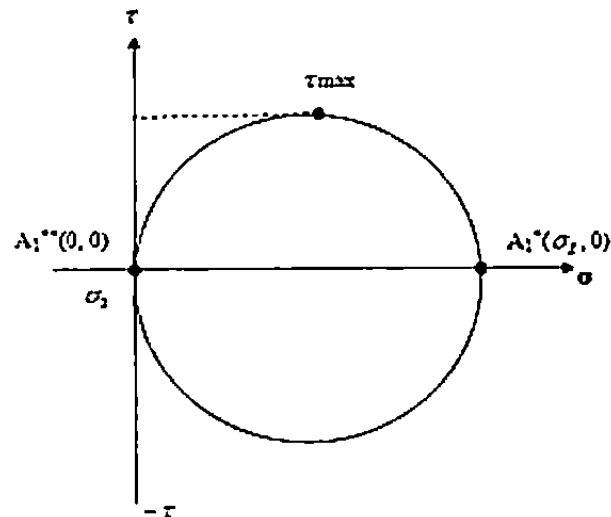
Karena pembahasan hanya pada kondisi 2 dimensi, maka detail elemen-

... pada kondisi 3 dimensi di titik A adalah :



Gambar. 2.11. Elemen Tegangan - Regangan Pada Kondisi Dua Dimensi (Popov,1989)

Elemen-elemen tegangan dan regangan pada kondisi 2 dimensi tersebut kemudian ditransformasikan ke dalam bentuk lingkaran *Mohr* seperti gambar di bawah ini.



Gambar. 2:12: Lingkaran *Mohr* (Popov,1989)

Dari lingkaran *Mohr* tersebut akan didapat nilai $\sigma_1, \sigma_2, \tau_{max}$ yang akan digunakan pada analisis tegangan.

2.8 Teori Tegangan Normal Maksimum

Teori tegangan normal maksimum merupakan teori kegagalan yang

dianggap sebagai "kegagalan akan terjadi bila tegangan

normal maksimum terjadi melebihi tegangan luluhnya (*yield strength*)” aturan umum untuk keamanan:

$$|\bar{\sigma}_1| < \bar{\sigma}_y \dots\dots\dots(2.24a)$$

$$|\sigma_2| < \sigma_y \dots\dots\dots(2.24b)$$

dengan:

$$\begin{aligned} \sigma_y &= \text{Kekuatan luluh material (N/mm}^2\text{)} \\ \sigma_1, \sigma_2 &= \text{Tegangan-tegangan utama (N/mm}^2\text{)} \end{aligned}$$

2:9 Teori Tegangan Geser Maksimum (Teori *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:

$$\bar{\tau}_{max} < \bar{\tau}_y \text{ atau } \left| \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \right| < \bar{\tau}_y \dots\dots\dots(2.25)$$

2:10 Teori Energi Distorsi Maksimum (Teori *Von Mises*)

Energi elastis total dibagi ke dalam dua bagian yaitu yang berhubungan dengan perubahan volumetrik bahan, sedangkan 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 dua dimensi tegangan ekuivalen (S/σ_y):

$$\sigma^2 - \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \dots = \dots \dots \dots (2.26a)$$

Untuk 3 dimensi tegangan ekuivalen; S

$$2S^2 = (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \dots\dots\dots(2.26b)$$

Aturan untuk keamanan :

$$S < \sigma_y \dots\dots\dots(2.26)$$

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

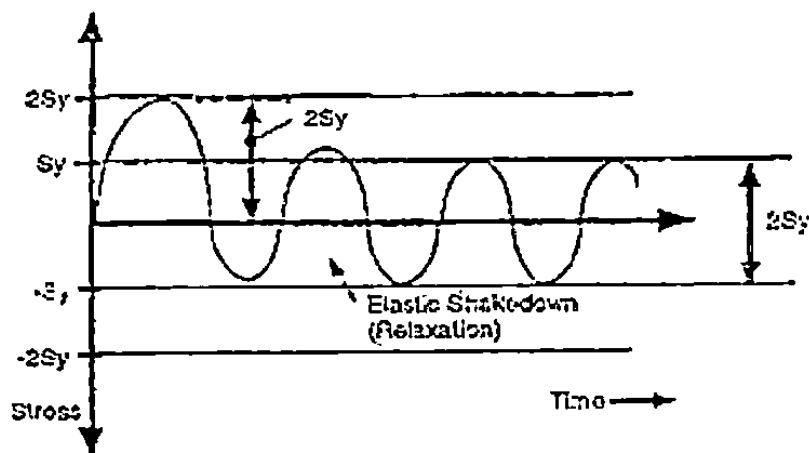
2:11 Kelelahan Metal (*Fatigue*)

Sistem perpipaan memiliki banyak komponen dimulai dari pipa, bejana, dan peralatan yang sering mengalami kerusakan yang terjadi setelah beroperasi bertahun-tahun. Kegagalan-kegagalan pada suatu komponen seperti ini dikenal dengan fenomena kelelahan metal (*fatigue*) yang diakibatkan oleh beban berulang yang besarnya relatif rendah. Kegagalan dapat terjadi apabila tegangan pipa lebih rendah dari pada kekuatan luluhnya (S_{yield}), 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 leleh 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 leleh ini adalah tegangan batas (*fatigue limit/fatigue endurance*), yaitu besar tegangan tertentu dimana tidak akan terjadi kegagalan karena metal leleh berapapun jumlah siklus berulang yang terjadi.

Kurva *fatigue* untuk setiap metal berbeda, dan biasanya diperoleh melalui percobaan (*fatigue test*). Secara umum kelelahan metal disebabkan oleh beban perpindahan; bukan karena 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), maka 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 terlebih dahulu, kemudian tegangan luluh yang baru dapat dilampaui hal ini bisa berulang selama beban perpindahan tidak melebihi maksimum *strain* dimana kerusakan *katastrofis* akan terjadi.

Fenomena ini menghasilkan tegangan *absolute* yang lebih rendah dari pada beban perpindahan yang sama besar seperti terlihat pada gambar 2.13, dimana maksimum *range* dari tegangan dibatasi sebesar dua kali tegangan luluh ($2S_y$).



Gambar 2.13: Kurva *Range Maximum* Dari Tegangan

Berdasarkan fenomena ini, besar maksimum dari perbedaan tegangan ekspansi (*stress expansion range*) pada pipa adalah dua kali tegangan leleh atau lebih tepatnya jumlah dari tegangan leleh pada kondisi dingin (S_C) dan tegangan leleh pada kondisi panas (S_H), dengan memperhatikan faktor keamanan F , tegangan ekspansi yang diijinkan adalah :

$$S_E \leq F \cdot (S_C + S_H) \dots\dots\dots(2.27)$$

2.12 Tegangan Primer dan Tegangan Sekunder

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

1. Kegagalan *katastrofis* yang disebabkan oleh beban primer
2. Kegagalan leleh yang disebabkan oleh beban sekunder

Karakteristik beban primer adalah:

1. Beban primer biasanya disebabkan oleh gaya (*force*), seperti : tekanan, gaya berat (bobot mati), gaya pegas (*spring*), gaya dari *relief valve* dan *fluid hammer*.
2. 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.
3. Beban primer sifatnya tidak berulang (kecuali beban karena pulsasi dan variasi tekanan; yang selain dikategorikan sebagai beban primer juga merupakan beban sekunder).
4. Batas tegangan yang diijinkan untuk tegangan primer didapat melalui teori kegagalan, seperti: teori *Von Mises*, *Tresca*, dan *Rankine*

- 5: Kegagalan dapat terjadi oleh satu beban tunggal yang menimbulkan deformasi plastis total menyeluruh atau patah.

Karakteristik beban sekunder adalah:

1. Beban sekunder biasanya disebabkan oleh perpindahan (*displacement*), seperti : *ekspansi thermal*, getaran, perpindahan *anchor*, dan *settlement*.
2. 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.
- 3: Beban sekunder sifatnya berulang (kecuali *settlement*).
4. Batas tegangan yang diijinkan 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 kaca mata beban sekunder.

2:13 Beban *Occasional* (Teknik Kuasi Statik)

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*), yang termasuk beban *occasional* pada sistem perpipaan adalah :

1. Beban angin
2. Beban gempa / *seismic*

3. 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.

$$S_L + S_{occ} \leq 1,33 \cdot S_h \quad (\text{ANSI B31.3}) \dots\dots\dots(2.28)$$

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 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*): 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.

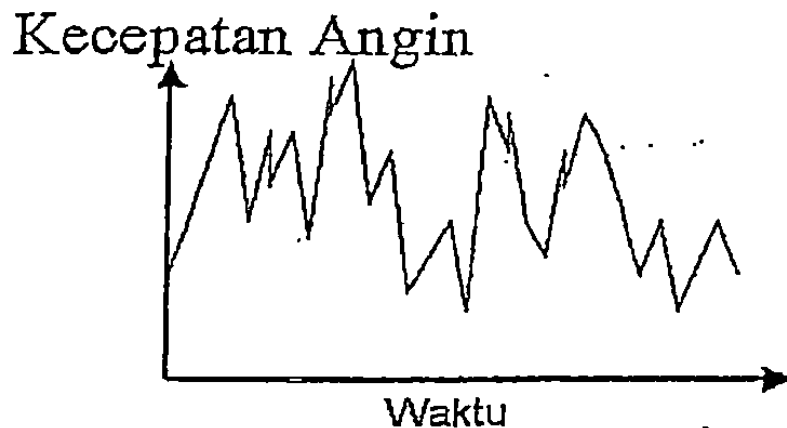
2.14 Beban *Random*

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

2.14.1 Beban Angin

Jika udara mengalir membentur permukaan dinding pipa maka akan menimbulkan tekanan ekuivalen pada pipa yang diakibatkan berkurangnya momentum yang dimiliki angin tersebut. Walaupun angin memiliki sifat-

perubahan arah dan kecepatan tersebut sering terjadi, misalnya karena *gusting*. Perubahan arah dan kecepatan angin ini bersifat acak (*random*).



Gambar 2.14. Profil Beban Angin
(Modul Training *Pipe Stress Analysis*,
Ap-Greid, 2007)

Perumusan yang digunakan dalam menghitung besarnya beban angin sebagai berikut:

$$F_{WL} = q_z \cdot G_z \cdot C_d \cdot A \cdot \sin\theta \dots\dots\dots(2.29)$$

dengan:

- q_z = Tekanan ekuivalen angin
- G_z = *Gust-Factor*
- C_d = Koefisien bentuk
= 0,5-1,2 tergantung kekasaran dan tinggi pipa
- A = D.l
- 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

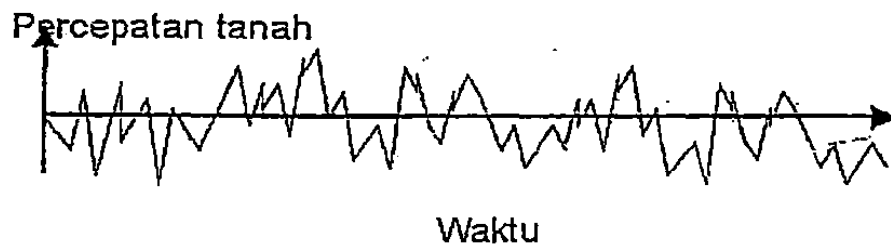
$$q_z = 0,613 \cdot K_z \cdot K_{zt} \cdot V^2 \cdot I \text{ (N/m}^2\text{)} \dots\dots\dots (2.30)$$

dengan:

- K_z = Koefisien *exposure*
- K_{zt} = Koefisien topografi
- V = Kecepatan dasar angin (mph atau m/dtk)
- I = Faktor *importance*

2.14.2 Beban Gempa

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



Gambar 2.15. Profil Beban Gempa
(Modul Training *Pipe Stress Analysis*,
Ap-Greid, 2007)

Beban total akibat gempa sebagai berikut:

$$V = Z \cdot I \cdot K \cdot C \cdot S \cdot W \dots\dots\dots (2.31)$$

dengan:

- Z = Koefisien zona gempa

- I = *Importance factor* pemakai
 = 1,0 untuk pipa dan bejana tekan
- K = Konstanta jenis ukur
 = 2,0 untuk struktur selain gedung termasuk pipa & 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

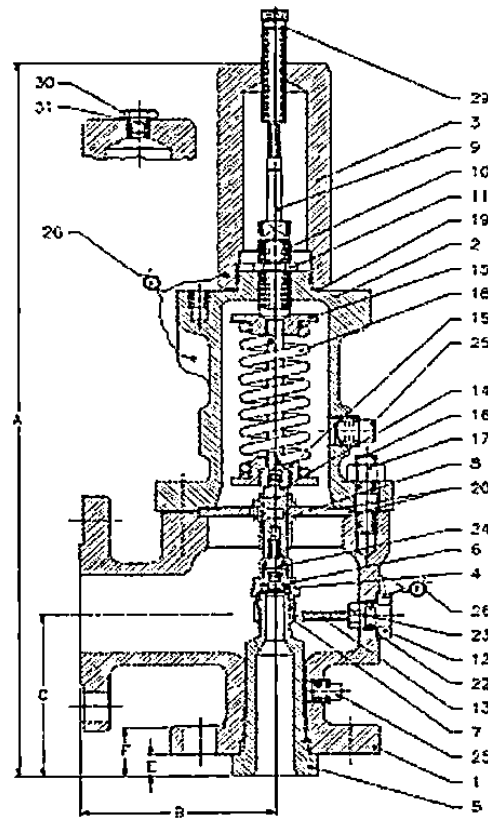
2.15 Beban Kejut

Perubahan tekanan dan atau 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. Beberapa contoh dari beban kejut diantaranya:

2.15.1 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

... nilai maksimum besarnya sampai nihil selama



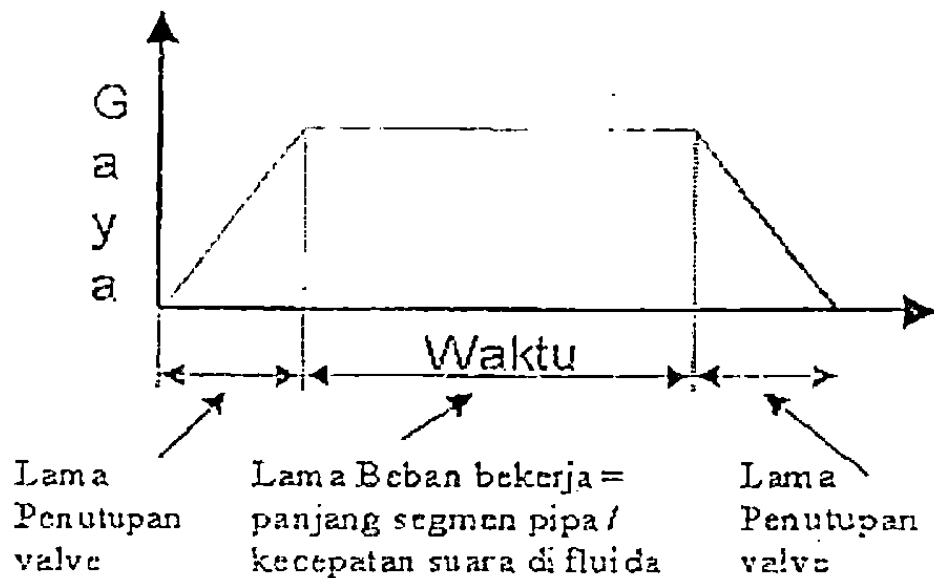
Gambar 2.16. Relief valve

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

2.15.2 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

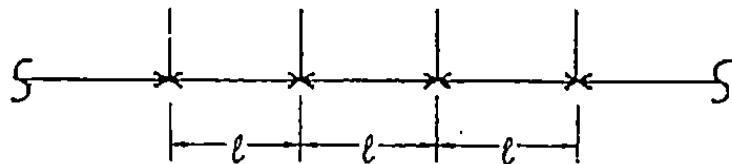
1. ... (text partially cut off) ... elastisitas material mengalir dengan fluida



Gambar 2.17. Profil Beban *Water* Atau *Fluid Hammer*
(Modul Training *Pipe Stress Analysis*, Ap-Greid, 2007)

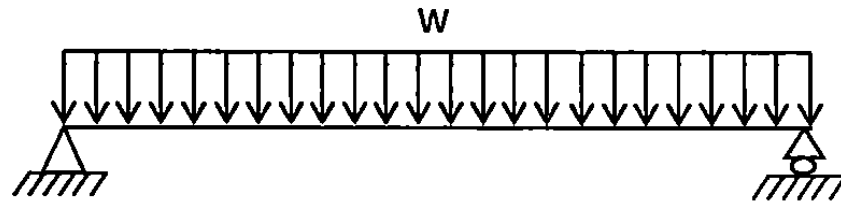
2.16 Tegangan dan Defleksi Karena Beban Bobot Mati

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, seperti terlihat pada gambar 2.18, maka teori dasar batang elastis dapat diterapkan.



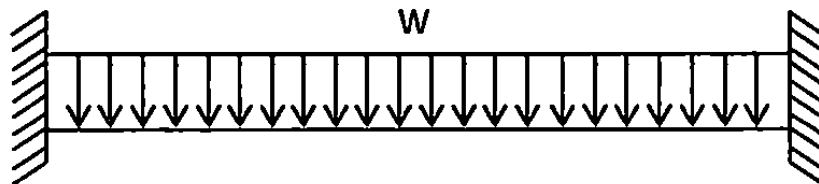
Gambar 2.18. Tumpuan Terdistribusi Merata
(Modul Training *Pipe Stress Analysis*, Ap-Greid, 2007)

Permasalahan yang masih ada dalam menerapkan teori batang elastis ini adalah bagaimana memodelkan jenis tumpuan ke dalam teori, yaitu apakah



Gambar 2.19. Gaya Terdistribusi Merata Pada Tumpuan Engsel Dan Rol

Atau tumpuan jepit (*fixed / clamped support*) dimana rotasi sepenuhnya ditahan.



Gambar 2.20. Gaya Terdistribusi Merata Pada Tumpuan Jepit

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

$$M_{max} = \frac{W \cdot L^2}{8} \dots\dots\dots(2.32)$$

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:

$$\dots\dots\dots W \cdot L^2 \dots\dots\dots(2.33)$$

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:

$$M_{max} = \frac{W \cdot L^2}{10} \dots\dots\dots(2.33b)$$

Tegangan yang terjadi karena momen lentur menurut teori elastisitas adalah:

$$S = \frac{M_{max}}{Z} \dots\dots\dots(2.34)$$

dengan:

$$Z = \frac{I_{zz}}{y}, \text{ (Momen tahanan lentur (section modulus) penampang pipa)}$$

Dari dua persamaan ini, jika nilai tegangan yang ditentukan tidak boleh melebihi tegangan ijin (S_A), maka jarak maksimum antar tumpuan yang diperbolehkan adalah:

$$L_{max} = \sqrt{\frac{10 \cdot Z \cdot S_A}{W}} \dots\dots\dots(2.35)$$

Selain tegangan yang diijinkan 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:

$$y_{max} = \frac{(-5) \cdot W \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} \dots\dots\dots(2.36a)$$

dengan:

- y_{max} = Defleksi maksimum (negatif arahnya ke bawah)
- E = Modulus elastisitas
- I = Momen inersia penampang pipa

dan untuk model tumpuan jepit:

$$(-W) \cdot L^4 \dots\dots\dots(2.36b)$$

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

2.17 Pembatasan Tegangan Perpipaan Menurut Kode ANSI B31.3

Pembatasan yang terjadi untuk perpipaan di suatu kilang minyak dan industri kimia diatur menurut kode ANSI B31.3 sebagai berikut:

2.17.1 Tegangan Karena Beban *Sustained* (Kontinyu)

Beban *sustained* meliputi:

- Tekanan internal
- Berat perpipaan
- Berat fluida

Aturan supaya aman:

$$S_L < S_h \dots\dots\dots (2.37)$$

dengan:

S_h = *Basic allowable stress* pada suhu operasional maksimal
 S_L = Tegangan longitudinal akibat beban *sustained*

2.17.2 Tegangan Karena Beban *Occasional* (Kadang-kadang)

Aturan supaya aman:

$$S_{LO} < 1,33 \cdot S_h \dots\dots\dots (2.38)$$

$$S_{LO} = S_L + \frac{\sqrt{(i_{io} \cdot M_{io})^2 + (i_{oo} \cdot M_{oo})^2}}{z} \dots\dots\dots (2.39)$$

dengan:

S_{LO} = *Occasional longitudinal load stress*
 S_L = Tegangan longitudinal akibat beban *sustained*
 i_{io} = *Inplane SIF* akibat beban *occasional*
 i_{oo} = *Outplane SIF* akibat beban *occasional*

M_{oo} = Outplane bending moment akibat beban occasional
 Z = Section modulus pipa

2.17.3 Stress Range Akibat Beban Ekspansi

Aturan supaya aman:

$$S_E \leq S_A \dots\dots\dots (2.40)$$

$$S_E = \sqrt{(S_b)^2 + 4 \cdot (S_t)^2} \dots\dots\dots (2.41)$$

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_i \cdot M_i)^2 + (i_o \cdot M_o)^2}}{Z} \dots\dots\dots (2.42)$$

$$S_A = f (1,25 \cdot S_c + 0,25 \cdot S_h) \dots\dots\dots (2.43)$$

dengan:

S_E = Displacement stress range

S_A = Allowable stress range

S_b = Resultant bending stress

i_i = Inplane SIF

i_o = Outplane SIF

M_i = Inplane bending moment

M_o = Outplane bending moment

S_t = $M_t / 2 Z$ = Torsional stress

M_t = Torsional moment

Z = Section modulus pipa

f = Faktor yang tergantung pada jumlah siklus termal yang dialami pada pipa tersebut

S_c = Stress yang diijinkan untuk bahan pipa saat pemasangan

S_h = Stress yang diijinkan untuk bahan pipa saat beroperasi

**Tabel 2.1 Siklus Thermal Pada Pipa
(ASME B31 Piping Codes)**

Siklus Termal (N)	f
< 7000	1,0
7000 < N < 14.000	0,9
14.000 < N < 22.000	0,8
22.000 < N < 45.000	0,7
45.000 < N < 100.000	0,6
N > 100.000	0,5

2.18 Pembatasan Tegangan Perpipaan Menurut Caesar II

Perangkat lunak (*software*) Caesar II juga memvisualisasikan tegangan yang terjadi pada suatu sistem perpipaan dengan berbagai warna, yang menyatakan rasio dari tegangan yang terjadi terhadap harga tegangan yang diijinkan. Caesar II mendefinisikan beberapa beban kombinasi seperti beban *sustain*, beban *expansion*, beban *occasional* dan beban *operating*.

Berikut perumusan untuk masing-masing beban:

2.18.1 Beban Sustained

- *Stress* : $S_L = \frac{P \cdot D_i^2}{(D_o^2 - D_i^2)} + \frac{\sqrt{(i_i \cdot M_i)^2 + (i_o \cdot M_o)^2}}{Z} + \frac{F_{AXL}}{A}$
- *Allowable* : S_h (*Stress* yang diijinkan untuk bahan pipa saat beroperasi)
- Rasio : $S_L / S_h \dots \dots \dots (2.45)$
- *Combination* : W + P (berat + tekanan)
- Aturan aman : $S_L < S_h \dots \dots \dots (2.46)$

2.18.2 Beban Ekspansi

- *Stress* : $S_E = \sqrt{S_b^2 + 4S_t^2} \dots \dots \dots (2.47)$
- *Allowable* : $S_A = f \cdot [1,25 (S_c + S_h) - S_i] \dots \dots (2.48)$
- Rasio : $S_E / S_A \dots \dots \dots (2.49)$
- *Combination* : T (temperatur)

$$S < S \dots \dots \dots (2.50)$$

2.18.3 Beban *Occasional*

- *Stress* : $S_{LO} = S_L + \frac{\sqrt{(i_L \cdot M_L)^2 + (i_O \cdot M_O)^2}}{z}$(2.51)

- *Allowable* : $1,33S_h$(2.52)

- Rasio : $S_{LO} / 1,33S_h$(2.53)

- *Combination* : GR+Max P (Berat+P) *Wind, Earthquake*

- Aturan aman : $S_{LO} < 1,33S_h$(2.54)

2.18.4 Beban *Operating*

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