

## **BAB II**

### **DASAR TEORI**

#### **2.1. Analisis Tegangan Pipa**

Dalam sebuah industri, baik itu *LNG*, *Petrochemical*, *Nuclear*, *Geothermal*, *Gas*, baik di *On-Shore* maupun di *Offshore*, semua membutuhkan dan mempunyai instalasi pipa (*Pipeline*), didalam pembangunan sebuah *pipeline* tersebut dibutuhkan sebuah analisa distribusi tegangan pipa (*stress analysis*), hal ini untuk menjamin sistem perpipaan dapat beroperasi dengan baik dan aman, serta dapat meminimalisir terjadinya kegagalan pada sistem yang mengakibatkan kerugian operasional ataupun bagi lingkungan dan masyarakat yang terdapat di sepanjang jalur pipa tersebut.

Analisis tegangan pipa adalah suatu metode terpenting untuk meyakinkan dan menetapkan secara numerik bahwa sistem perpipaan dalam engineering telah sesuai standar yang ditentukan, atau suatu cara perhitungan (*strees*) pada pipa yang diakibatkan oleh beban statis dan beban dinamis yang merupakan efek resultan dari gaya gravitasi, perubahan temperatur, tekanan di dalam dan di luar pipa, perubahan jumlah debit fluida yang mengalir di dalam pipa dan pengaruh gaya seismik.

Untuk melakukan sebuah analisa tegangan pipa biasanya para *piping engineer* memakai beberapa *software* umum di dunia perpipaan yaitu CAESAR II, AutoPipe, ROHR2 atau CAEPIPE.

#### **2.2. 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 disuatu 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 :

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.

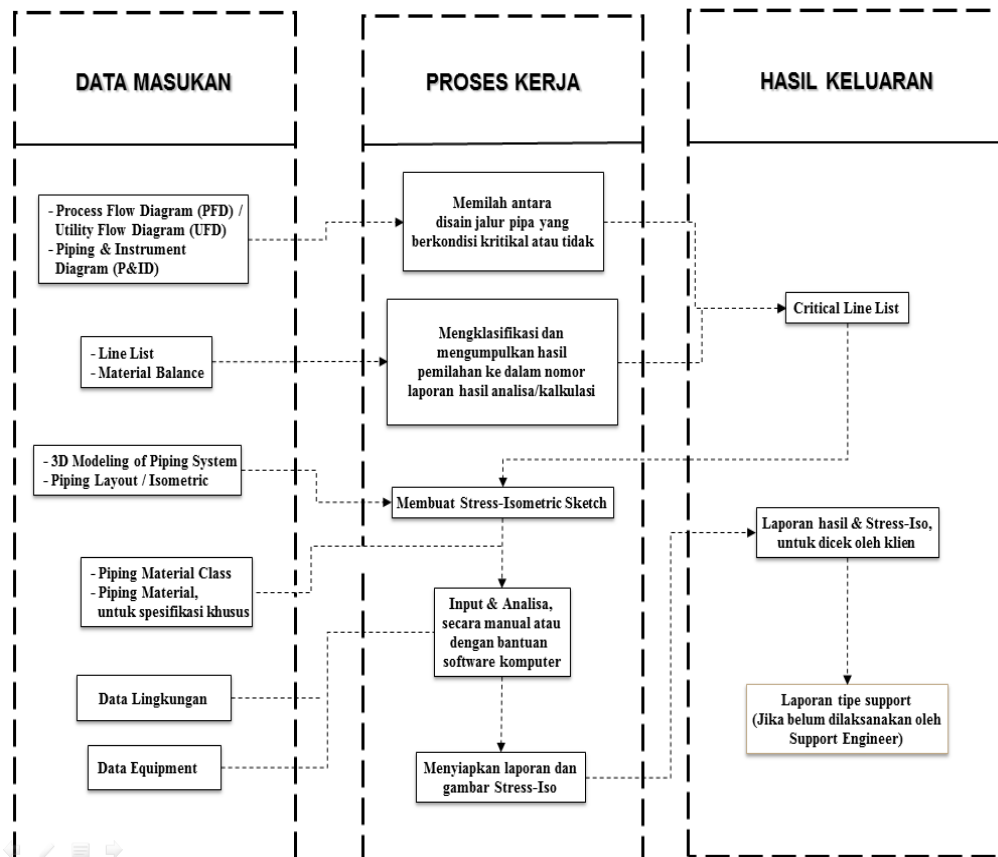
Selain ASME Code B31 terdapat beberapa kode standar pipa yang lain baik dari Amerika, maupun dari negara lain seperti :

1. ASME Boiler and *pressure Vessel*, section III, subsection NB, NC, ND, untuk sistem perpipaan diindustri pembangkit 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.

### 2.3. Tahap – Tahap Perancangan Dalam Analisis Tegangan Pipa

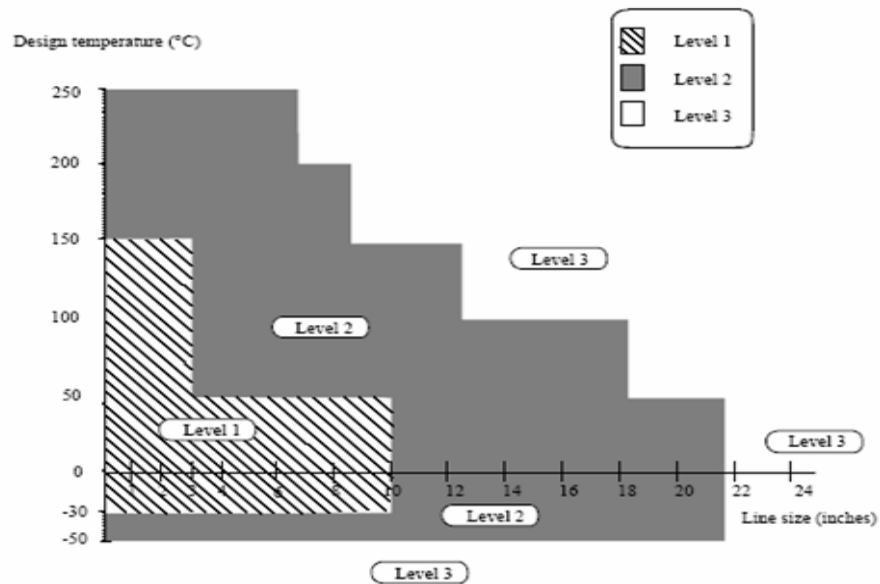
Untuk mengetahui lebih jelas alur proses perancangan analisis tegangan pipa, dapat dilihat pada Gambar 2.1.



**Gambar 2.1.** Tahap perancangan dalam analisis tegangan pipa.

Tahap awal dalam perancangan analisis tegangan pipa adalah dengan memasukan data *piping instrument diagram*, *line list* dan *material balance* setelah itu masuk pada proses kerja untuk memilih jalur pipa berkategori *critical* atau tidak, kemudian dilakukan pemodelan dengan bantuan *software* Caesar II dan menginputkan data-data perpipaan. Pemodelan *software* Caesar II yang telah lengkap lalu dianalisis tegangannya, apabila ada jalur yang *overstress* melebihi 100% maka perlu modifikasi *support* untuk mengurangi *overstress*.

Ada dua cara analisa, berdasarkan pengklasifikasian sistem berdasarkan ukuran pipa dan beda temperatur : dengan manual dan dengan bantuan komputer (software). Dua cara analisa diatas digunakan untuk mengindikasikan jalur pipa kritis, lebih lengkapnya dapat dilihat di Gambar 2.2.



**Gambar 2.2.** Indikasi jalur pipa kritis (Ap-Greid, 2008).

#### 2.4. Teori Tegangan – Regangan Pada Pipa

Tegangan ( $\sigma$ ) 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*).

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

Dengan :

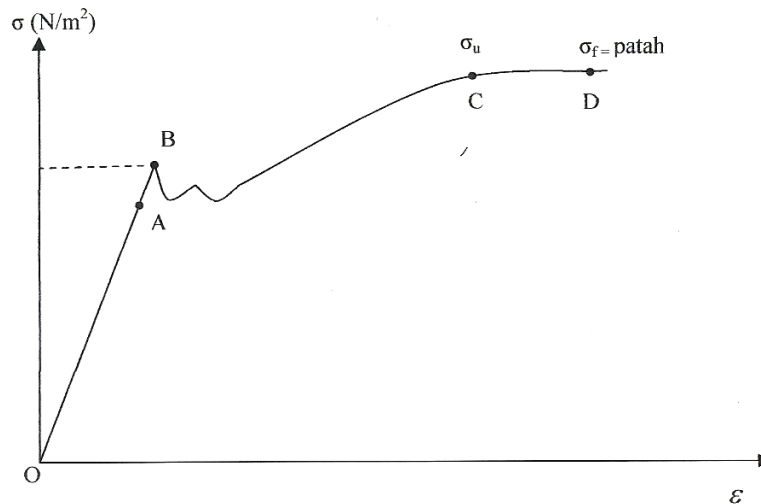
- $\sigma$  = Tegangan ( $N/m^2$ )
- F = Gaya yang diberikan (N)
- A = Luas penampang ( $m^2$ )

Regangan ( $\epsilon$ ) 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 :

- $\epsilon$  = Regangan
- $\Delta L$  = Perubahan panjang batang (m)  
=  $L_1 - L$
- $L_1$  = Panjang akhir batang (m)
- $L$  = Panjang awal batang (m)



**Gambar 2.3.** Kurva tegangan-regangan untuk baja karbon (Ap-Greid, 2008).

1. Titik A adalah batas proporsional
2. O – B adalah daerah elastis, dimana :

Regangan (deformasi = perubahan bentuk) akan sebanding dengan tegangan yang bekerja, apabila beban tidak bekerja lagi, maka material akan kembali ke bentuk semula. Sesuai dengan (*Hukum Hooke*)

$$\sigma = E \cdot \epsilon \dots\dots\dots(2.3)$$

- Dengan :
- $\sigma$  = Tegangan (N/m<sup>2</sup>)
  - $E$  = Modulus elastisitas (N/m<sup>2</sup>)
  - $\epsilon$  = Regangan

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/pecah.

Kurva tegangan-regangan seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.3 jika material ditarik maka akan memanjang menjadi  $L_1$  sehingga regangan ( $\epsilon$ ) :

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L} = \frac{L_1 - L}{L} \dots\dots\dots(2.4)$$

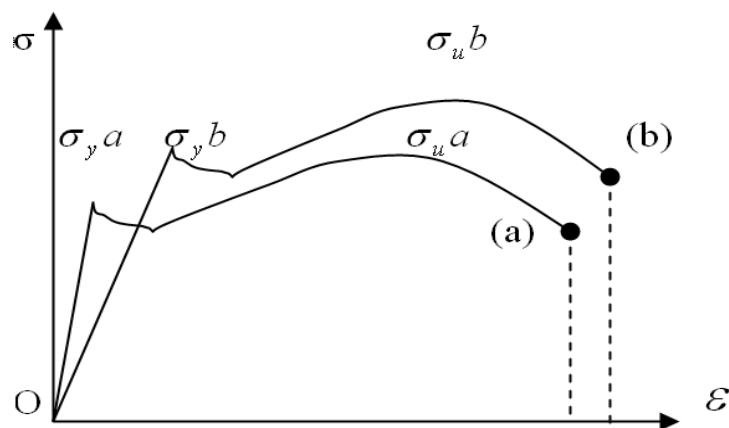
Material masih dalam daerah elastis jika mengikuti hukum *Hooke* yaitu:

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

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

Dengan :

- $\Delta L$  = Perubahan panjang batang (m)  
=  $L_1 - L$
- $F$  = Gaya yang diberikan (N)
- $A$  = Luas penampang ( $m^2$ )
- $L$  = Panjang batang awal (m)
- $E$  = Modulus elastisitas/kekakuan material ( $N/m^2$ ).



**Gambar 2.4.** Diagram  $\sigma - \epsilon$  (Ap-Greid, 2008).

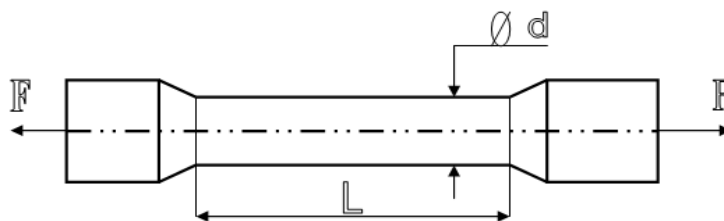
Perhatikan diagram  $\sigma$ - $\varepsilon$  di atas untuk membedakan antara kekuatan, kekakuan dan ketangguhan suatu material. Gambar tersebut menjelaskan bahwa material (b) lebih kuat dan tangguh dibandingkan material (a), sedangkan material (a) lebih kaku dibandingkan material (b).

#### 2.4.1. Tegangan normal

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

##### 2.4.1.1 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 2.5. Benda uji dijepit pada mesin uji dan diberikan gaya tarik berlawanan arah, hingga benda uji putus. Benda uji akan mengalami pertambahan panjang ( $\Delta_L$ ) dan pengecilan luas penampang pada bagian yang memiliki keuletan lebih besar, lebih lengkapnya dapat dilihat di Gambar 2.5.



**Gambar 2.5.** Spesimen uji tarik (Ap-Greid, 2008).

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

Dengan :

- $\sigma_t$  = Tegangan tarik ( $\text{N/m}^2$ )
- F = Gaya yang diberikan (N)
- A = Luas penampang ( $\text{m}^2$ )

### 2.4.1.2. 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.

$$S_L = \frac{M_b \cdot c}{I}$$

Dengan :

$M_b$  = momen lentur

$c$  = jarak dari sumbu netral ke suatu titik terluar pada pipa

$I$  = momen inersia (ukuran tekanan suatu penampang terhadap beban lentur)

$$= I = \pi \cdot (d_o^4 - d_i^4) / 64$$

Tegangan ini disebut sebagai **tegangan lentur** (*bending stress*). Tegangan ini paling besar pada permukaan terluar pipa, yaitu pada  $y = R_o$ , sehingga :

$$S_L = \frac{M_b \cdot R_o}{I} = \frac{M_b}{Z}$$

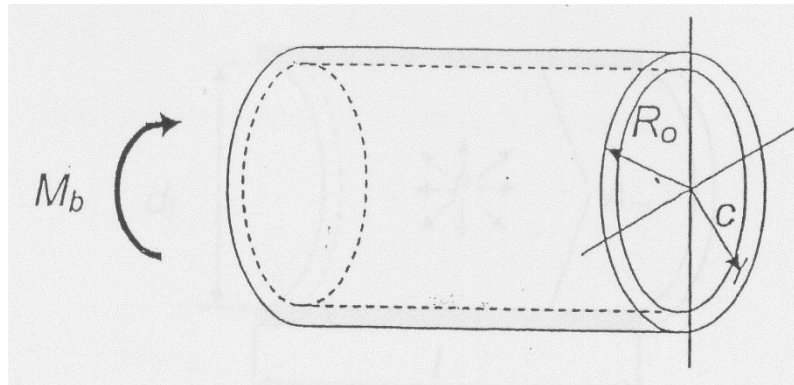
dengan :

$R_o$  = jari-jari luar pipa

$Z$  = Modulus penampang (section modulus)

$$= Z = I / R_o$$





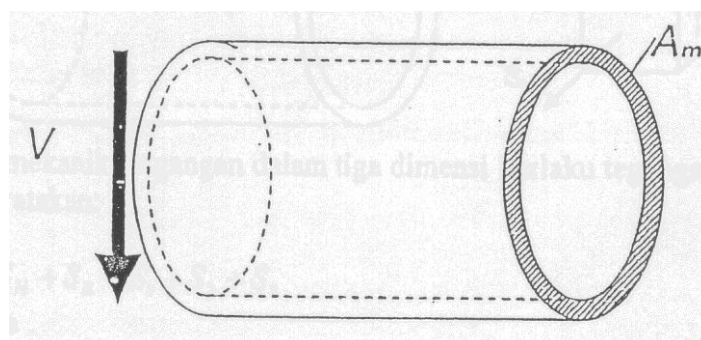
**Gambar 2.6.** Momen Lentur (Ap-Greid, 2008).

## 2.4.2 Tegangan Geser

Tegangan geser ( $\tau$ ) 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 :

### 2.4.2.1. Gaya geser

Gaya geser cenderung untuk memutar bahan searah jarum jam dan bekerja kebagian bawah balok. Ada beberapa keadaan pembebanan yang mengakibatkan terjadinya gaya geser, salah satunya seperti yang ditunjukkan Gambar 2.7.



**Gambar 2.7.** Pembebanan mengakibatkan terjadinya gaya geser (Ap-Greid, 2008).

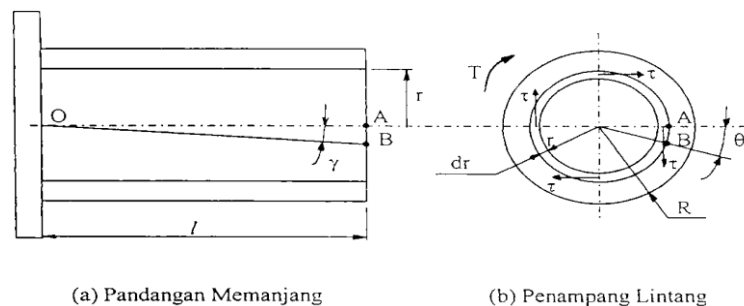
$$\tau_{g.\max} = \frac{V \cdot Q}{A_m} \dots\dots\dots(2.8)$$

Dengan :

- $\tau_{g.\max}$  = Tegangan geser ( $\text{N/m}^2$ )  
 $Q$  = Faktor bentuk tegangan geser  
 = 1.33 untuk silinder solid  
 $V$  = Gaya geser (N)  
 $A_m$  = Luas penampang ( $\text{m}^2$ )

#### 2.4.2.2. Momen puntir

Momen puntir atau momen torsi, dapat diartikan juga dengan suatu bentangan bahan dengan luas permukaan tetap yang mendapatkan suatu puntiran pada setiap ujungnya dan bentangan benda tersebut dikatakan sebagai poros (*shaft*), sebagaimana ditunjukkan dalam Gambar 2.8 (a) yang mana suatu poros mendapatkan torsi yang berakibat titik A bergeser ke titik B, dari pergeseran ini maka terbentuklah sudut  $\gamma$ , sehingga pergeseran sudut (angular displacement) antara ujung satu terhadap yang lainnya sebesar  $\theta$  (lihat pada gambar 2.8 (b)) dengan regangan geser pada bidang luar adalah  $\gamma$  yang besarnya :



**Gambar 2.8.** Batang silindris dengan beban puntiran (Sudarisman, 2012).

$$AB = r \cdot \theta = l \cdot \gamma \dots\dots\dots(2.9)$$

Dengan :

- $r$  = Jarak dari sumbu netral (mm)  
 $\theta$  = Pergeseran sudut pada penampang lintang (rad)  
 $l$  = Panjang poros (mm)  
 $\gamma$  = Regangan geser (rad)

Pergeseran sudut

$$\theta = \frac{T \cdot l}{I_p \cdot G} \dots\dots\dots(2.10)$$

Sedangkan :

$$\gamma = \frac{\tau}{G} \text{ dan } \tau = \frac{T \cdot r}{I_p} \dots\dots\dots(2.11)$$

Dengan :

- $\gamma$  = Regangan geser (rad)
- $\tau$  = Tegangan geser (Mpa)
- G = Modulus Geser (Mpa)

Tegangan Geser akibat momen torsi,  $\tau_p$  :

$$\tau_p = \frac{T \cdot r}{I_p} \dots\dots\dots(2.12)$$

$$I_p = \frac{\pi}{32} \cdot d^4 \dots\dots\dots(2.13)$$

Dengan :

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

## 2.5. 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

### 2.5.1. Beban panas (*thermal*)

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

$$\Delta L = L_1 - L_0 = \alpha \cdot (T_1 - T_0) \cdot L_0 \dots\dots\dots(2.14)$$

Tegangan aksial yang terjadi,  $\sigma$

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{\Delta L}{L_0} = \frac{E \cdot \alpha (T_1 - T_0)}{L_0} \cdot L_0 \dots\dots\dots(2.15)$$

$$\sigma = E \cdot \alpha \cdot (T_1 - T_0) \dots\dots\dots(2.16)$$

Dengan :

- $\sigma$  = Tegangan ( $N/m^2$ )
- $\varepsilon$  = Regangan (m)
- E = Modulus elastisitas ( $N/m^2$ )
- $\Delta L$  = Perubahan panjang batang (m)
- $T_0$  = Suhu awal atau instalasi ( $^{\circ}F$ )
- $T_1$  = Suhu operasi ( $^{\circ}F$ )
- $\alpha$  = Koefisien muai material pipa
- $L_1$  = Pertambahan panjang batang(m)
- $L_0$  = Panjang awal (m)

### 2.5.2. 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-komponen pipa ( katup, *tee*, dan sebagainya.)

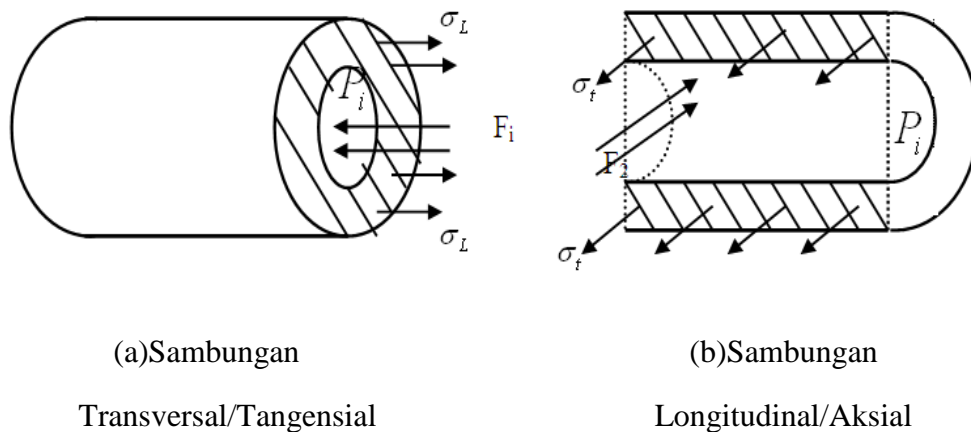
#### 2. Beban hidup (*live load*)

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 besar (diameter besar ) dengan densitas  $\rho$  besar.

Beban berat diatasi dengan penyangga pipa (*pipe support*), 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.

### 2.5.3. 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 akan menyebabkan tegangan yang tinggi pula, lebih lengkapnya dapat dilihat di Gambar 2.9.



**Gambar 2.9.** Sambungan pada pipa (Ap-Greid, 2008).

#### 2.5.3.1. Tegangan longitudinal atau aksial

Tegangan longitudinal ini terjadi pada pipa dengan jenis sambungan transversal atau tangensial, ini dapat dilihat pada Gambar 2.9 (a). Tegangan Longitudinal dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\sum F_x = 0$$

$$F_L = F_i$$

$$\sigma_L \cdot A_i = P_i \cdot A_i$$

$$\sigma_L \cdot \pi \cdot D_o \cdot t = P_i \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_o^2$$

$$\sigma_L = \frac{P_i \cdot D_o}{4 \cdot t} \dots\dots\dots(2.17)$$

Dengan :

$$\begin{aligned} \sigma_L &= \text{Tegangan Longitudinal (N/m}^2\text{)} \\ P_i &= \text{Tekanan operasi (N/m}^2\text{)} \\ D_o &= \text{Diameter luar pipa (m)} \\ D_i &= \text{Diameter dalam pipa (m)} \\ t &= \text{Tebal pipa (m)} = \frac{D_o - D_i}{2} \end{aligned}$$

### 2.5.3.2. Tegangan transversal

Tegangan transversal ini terjadi pada pipa dengan jenis sambungan longitudinal atau aksial. Ini dapat dilihat pada Gambar 2.9 (b). Tegangan Transversal dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_2 = \sigma_t \cdot A_2$$

$$P_i \cdot (D \cdot L) = \sigma_t \cdot 2 \cdot (t \cdot L)$$

$$\sigma_t = \frac{P_i \cdot D}{2 \cdot t} \dots\dots\dots(2.18)$$

Dengan :

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \text{Tegangan Transversal (N/m}^2\text{)} \\ P_i &= \text{Tekanan operasi (N/m}^2\text{)} \\ L &= \text{Lebar pipa (m)} \\ D_o &= \text{Diameter luar pipa (m)} \\ D_i &= \text{Diameter dalam pipa (m)} \\ t &= \text{Tebal pipa (m)} = \frac{D_o - D_i}{2} \end{aligned}$$

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

## 2.6. Tegangan Primer dan Tegangan Sekunder

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

1. Kegagalan katastrosis 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 dikategorikan 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 :

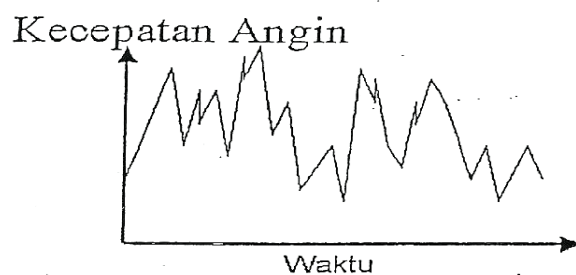
- a. Beban sekunder biasanya disebabkan oleh perpindahan (*displacement*), seperti : ekspansi termal, getaran, perpindahan *anchor*, dan *settlement*.
- b. Beban sekunder selalu bersifat membatasi diri sendiri (*self limiting*), maksudnya setelah deformasi plastis terjadi, deformasi tidak berlanjut terus karena tegangan berkurang dengan sendirinya dan cenderung menghilang.
- c. Beban sekunder sifatnya berulang (kecuali *settlement*).

- d. Batas tegangan yang 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.

## 2.7. 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 bersifat acak (*random*), lebih lengkapnya dapat dilihat di Gambar 2.10.



**Gambar 2.10.** Profil beban angina (Ap-Greid, 2008).

Perumusan yang digunakan dalam menghitung besarnya beban angin sebagai berikut :

$$F_{WL} = q_z \cdot G_z \cdot C_d \cdot A \cdot \sin \theta \dots\dots\dots(2.19)$$



Dengan :

- $q_z$  = Tekanan ekuivalen angin ( $\frac{N}{m^2}$ )
- $G_z$  = Gust-Factor
- $C_d$  = Koefisien bentuk  
= 0,5-1,2 tergantung kekasaran dan tinggi pipa
- $A$  = D.L (*in.ft*)
- $\theta$  = 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 ( $K_{zt}$ ).

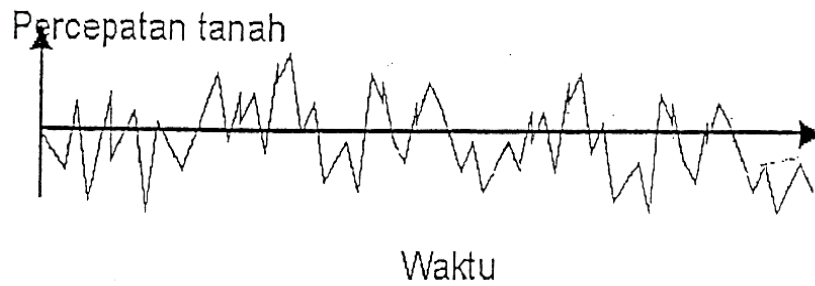
$$q_z = 0,613 \cdot K_z \cdot K_{zt} \cdot V^2 \cdot I \cdot (N/m^2) \dots\dots\dots(2.20)$$

Dengan :

- $K_z$  = Koefisien exposure
- $K_{zt}$  = Koefisien topografi
- $V$  = Kecepatan dasar 21ngina (mph atau ./dtk)
- $I$  = Faktor importansi dari kehunian

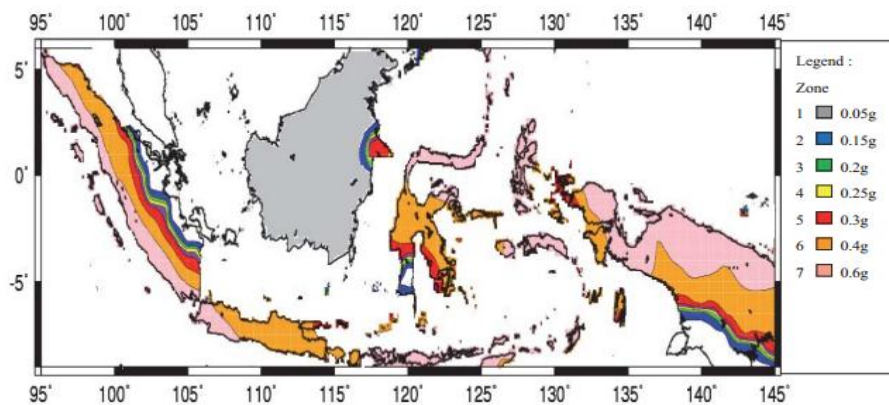
## 2.8. Beban gempa

Beban gempa disebut juga dengan beban *seismic*, disebabkan oleh bergernya tanah secara random yang melalui anchor struktur atau pipa ketanah 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), lebih lengkapnya dapat dilihat di Gambar 2.11.



**Gambar 2.11.** Profil beban gempa (Ap- Greid, 2008).

Untuk mengetahui lokasi standar beban gempa yang dianalisis bisa dilihat Gambar 2.12.



**Fig. 12** Result, the seismic hazard map of Indonesia for return period 475 years, for engineering bedrock condition.

**Gambar 2.12.** Lokasi yang dianalisis (Jurnal Seismic Hazard For Indonesia,2014).

Beban total akibat gempa sebagai berikut :

$$V = Z \cdot I \cdot K \cdot C \cdot S \cdot W \dots\dots\dots(2.21)$$

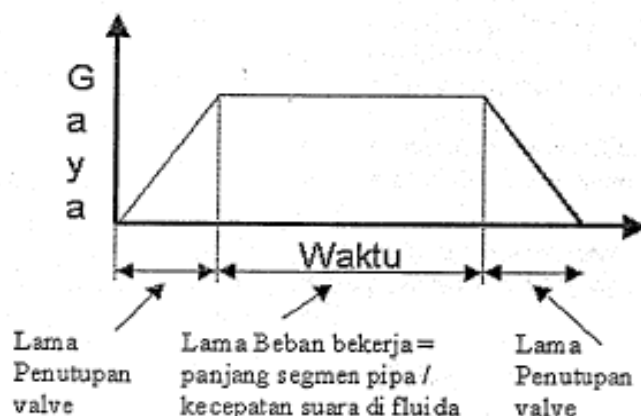
Dengan :

- Z = Koefisien zona gempa  
 = 1/8 (g) untuk zona 0 (hanya pada ANSI 58.1)  
 = 3/16 (g) untuk zona 1  
 = 3/8 (g) untuk zona 2  
 = 3/4 (g) untuk zona 3  
 = 1 (g) 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 (lb/ft)

## 2.9. Beban karena *water* atau *fluid hammer*

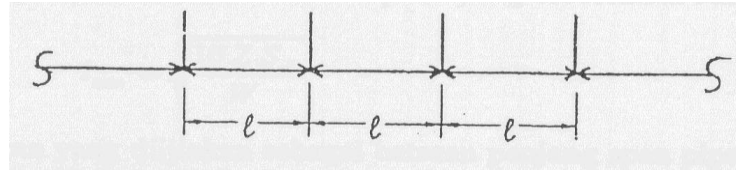
Jika aliran *fluida* dihentikan secara tiba-tiba oleh pompa atau *valve* yang menutup, *fluida* dari pipa *upstream* tidak dapat berhenti langsung, *fluida* ini memberikan tambahan kompresi (tekanan) di area penutupan, disisi lainnya dari area penutupan (*valve* atau pompa), aliran meninggalkan tempat penutupan tersebut menyebabkan penurunan tekanan. Perubahan tekanan ini (kompresi ataupun dekompresi) ikut mengalir dengan *fluida*, lebih lengkapnya dapat dilihat di Gambar 2.13.



**Gambar 2.13.** Profil Beban *water* atau *fluid hammer* (Ap-Greid, 2008).

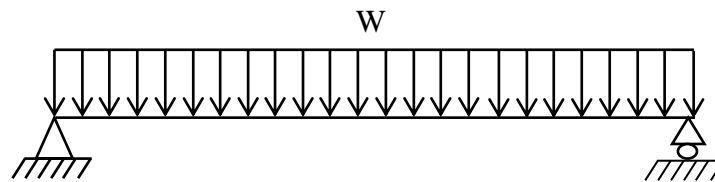
## 2.10. Tegangan dan Defleksi Karena Beban Bobot Mati

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 berikut, maka teori dasar batang elastis dapat diterapkan, lebih lengkap dapat dilihat di Gambar 2.14.

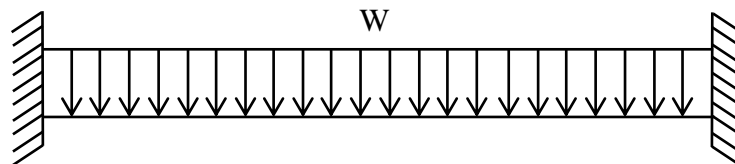


**Gambar 2.14.** Tumpuan terdistribusi merata (Ap-Greid, 2008).

Permasalahan yang masih ada dalam menerapkan teori batang elastis ini adalah bagaimana memodelkan jenis tumpuan ke dalam teori, yaitu apakah tumpuan sederhana (*pinned support/simply supported*) dimana rotasi bebas sepenuhnya.



**Gambar 2.15.** Gaya terdistribusi merata pada tumpuan engsel dan rol (Ap-Greid, 2008).



**Gambar 2.16.** Gaya terdistribusi merata pada tumpuan jepit (Ap-Greid, 2008).

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

$$M_{max} = \frac{W \cdot L^2}{8} \dots\dots\dots(2.22)$$

dengan :

$$M_{max} = \text{Momen lentur maksimal}$$

$W$  = Beban berat pipa, fluida, dan lainnya per satuan panjang (lb/ft)

$L$  = Panjang batang (*pipe span*) (ft)

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

$$M_{max} = \frac{W \cdot L^2}{12} \dots\dots\dots(2.23)$$

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:

$$M_{max} = \frac{W \cdot L^2}{10} \dots\dots\dots(2.24)$$

Tegangan yang terjadi karena momen lentur menurut teori elastisitas adalah:

$$S = \frac{M_{max}}{Z} \dots\dots\dots(2.25)$$

dengan :

$Z$  = Momen tahanan (*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 dibolehkan adalah:

$$L_{max} = \sqrt{\frac{10 \cdot Z \cdot S_A}{W}} \dots\dots\dots(2.26)$$

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:

$$y_{max} = \frac{(-5) \cdot W \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} \dots\dots\dots(2.27)$$

dengan:

$y_{max}$  = Defleksi maksimum (26egative arahnya ke bawah)

$E$  = Modulus elastisitas (psi)

$I$  = Momen inersia penampang pipa ( $inch^4$ )

Dan untuk model tumpuan jepit:

$$y_{max} = \frac{(-W) \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} \dots\dots\dots(2.28)$$

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.

## 2.11. Persamaan Tegangan Kode ASME / ANSI B31.3

### 2.11.1. Tegangan karena beban tetap (*Sustained Load*)

Tegangan longitudinal pipa disebabkan oleh bobot / berat dan tekanan.

$$S_i = \frac{F_{ax}}{A_m} + \frac{\sqrt{(i_i \cdot M_i)^2 + (i_o \cdot M_o)^2}}{Z} + \frac{P \cdot d_o}{4 \cdot t} \leq S_h \dots\dots\dots(2.29)$$

Dengan :

$F_{max}$  = gaya aksial beban tetap [lb]

$M_i$  = momen lentur in-plane karena beban tetap [lb.in]

$M_o$  = momen lentur out-plane karena beban tetap [lb.in]

$i_i, i_o$  = SIF in-plane dan SIF out-plane

$S_h$  = tegangan dasar yang diijinkan oleh material menurut Appendix A dari ASME / ANSI B31.3

### 2.11.2. Tegangan Karena Beban Ekspansi (*Expansion Load*)

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

$$S_E = \frac{\sqrt{(i_i \cdot M_i)^2 + (i_o \cdot M_o)^2 + 4 \cdot (M_T)^2}}{Z} \leq S_A = f \cdot (1,25 \cdot S_C + 1,25 \cdot S_h - S_i) \dots\dots\dots(2.30)$$

Dengan :

$M_i$  = momen lentur in-plane karena beban ekspansi [lb.in]

$M_o$  = momen lentur out-plane karena beban ekspansi [lb.in]

$M_t$  = momen puntir karena beban ekspansi [lb.in]

- $S_c$  = tegangan dasar yang diijinkan oleh material menurut Appendix A dari ASME / ANSI B31.3 pada temperatur rendah
- $S_h$  = tegangan dasar yang diijinkan oleh material menurut Appendix A dari ASME / ANSI B31.3 pada temperatur tinggi
- $f$  = faktor reduksi dengan mempertimbangkan kelelahan material (beban dinamis yang berulang), lihat pada Tabel 2.1.

**Tabel 2.1.** Faktor reduksi (ASME B31.3 *Process Piping*).

<b>STRESS-RANGE REDUCTION FACTORS, <math>f</math></b>	
Cycles, $N$	Factor, $f$
7,000 and less	1.0
Over 7,000 to 14,000	0.9
Over 14,000 to 22,000	0.8
Over 22,000 to 45,000	0.7
Over 45,000 to 100,000	0.6
Over 100,000 to 200,000	0.5
Over 200,000 to 700,000	0.4
Over 700,000 to 2,000,000	0.3

**2.11.3. Tegangan Karena Beban *Occasional* (*Occasional Load*)**

Tegangan kombinasi pipa karena beban perpindahan tumpuan, anchor, misalnya karena gempa bumi, angin, dan sebagainya.

$$S_L + \frac{0,75 \cdot i \cdot M_B}{Z} \leq k \cdot S_h \dots\dots\dots(2.31)$$

**2.12. Metode Analisis Cek Kebocoran**

Analisis cek 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 pembebanan yang diijinkan oleh *standard* komponen - komponen *fitting* pada sistem perpipaan.

**2.12.1. Flange**

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

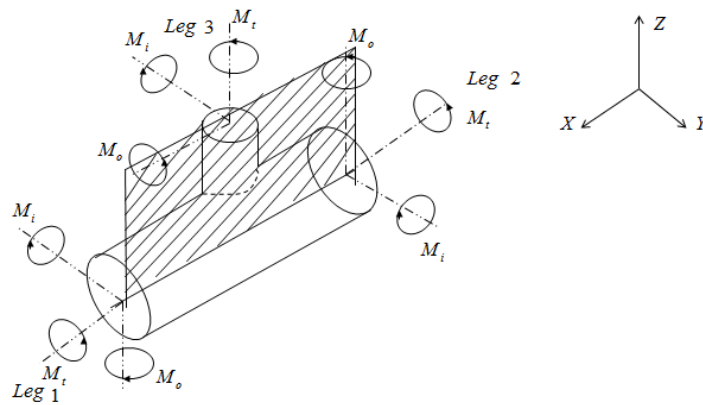
$$P_{eq} = \frac{509296 \cdot M_f}{G^3} + \frac{127 \cdot F_A}{G^2} \dots\dots\dots(2.32)$$

Dengan :

- $P_{eq}$  = Tekanan *equivalen* (bar)
- $M_f$  = Resultan momen lentur pada kondisi desain (N.m)
- $F_a$  = Gaya aksial pada kondisi desain (N)
- $G$  = Diameter gasket efektif (mm)

$$M_F = \sqrt{M_i^2 + M_o^2} \dots\dots\dots(2.33)$$

- $M_i$  = Momen Lentur *inplane*
- $M_o$  = Momen Lentur *outplane*



**Gambar 2.17.** Momen *inplane* dan *outplane* pada suatu *tee* (Kannappan, Sam,P.E., 1986).

Keterangan:

- Pipa utama (*header*) searah sumbu x
- Pipa cabang (*branch*) searah sumbu z

Sehingga istilah *inplane* (dalam bidang) berada di bidang x–y dan *Outplane* (diluar bidang) berada di bidang y–x

1. Periksa tekanan keseluruhan pada flange :

$$P_{eq} + P < P_{ASME} \dots\dots\dots(2.34)$$



Dengan :

$P_{ASME}$  = tekanan kerja pada temperature desain ASME B16.5, B16.47  
(bar)

$P$  = tekanan operasi (*bar*)

$P_{eq}$  = tekanan *equivalen* (*bar*)

Metode ini berlaku untuk semua *Welding Neck Flanges in Carbon Steel or Stainless Steel or Duplex stainless steel* pada temperatur  $< 120^{\circ}\text{C}$  dan terhubung pada *vessels or equipments*. Untuk temperatur  $>120^{\circ}\text{C}$ , tekanan equivalennya ( $p_{eq}$ ), harus dibagi lagi dengan faktor koreksi ( $\beta$ ), faktor koreksi ( $\beta$ ) di tetapkan oleh perusahaan/intansi terkait untuk menghindari batasan suhu dan tekanan.

2. Kesimpulan persamaan metode pembagian faktor koreksi :

$$\frac{P_{eq} + P}{\beta} < P_{ASME} \dots\dots\dots(2.35)$$

Dengan :

$P_{eq}$  = tekanan *equivalen* (*bar*)

$P_{ASME}$  = tekanan kerja pada temperature desain ASME B16.5, B16.47  
(*bar*)

$P$  = tekanan operasi (*bar*)

$\beta$  = koefisien beta pada *static loads*, koefisien beta dapat dilihat di tabel 2.2 dan tabel 2.3.

**Tabel 2.2.** Koefisien beta pada *static loads* (Ap-Greid, 2008).Beta Coefficients ( $\beta$ ) in Static Loads:**Carbon Steel Flanges**

DN	150#	300#	600#	900#	1500#	2500#
Inch	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+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	
18	2.90	2.20	1.40	1.40	1.30	
20	2.60	2.20	1.40	1.40	1.30	
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 Steel / Duplex stainless steel Flanges**

DN	150#	300#	600#	900#	1500#	2500#
Inch	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+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	1.80	1.40	1.30	1.20	1.20	
16	1.80	1.40	1.20	1.20	1.20	
18	1.80	1.40	1.20	1.20	1.20	
20	1.80	1.40	1.20	1.20	1.20	
24	1.60	1.40	1.20	1.20	1.20	
26	1.60	1.40	1.20	1.20		
28	1.60	1.30	1.20	1.20		
30	1.60	1.30	1.20	1.20		
32	1.50	1.30	1.20	1.20		
36	1.50	1.30	1.20	1.20		
>36	Note 1	Note 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 2.3.** Koefisien beta pada *static loads and dinamic loads* (Ap-Greid, 2008).

**Beta Coefficients (β) in Static Loads + Dynamic Loads:**

**Carbon Steel Flanges**

DN	150#	300#	600#	900#	1500#	2500#
Inch	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P
≤6	4.30	3.70	2.10	1.80	1.80	1.80
8	4.30	3.70	2.10	1.80	1.80	1.60
10	4.30	3.40	2.10	1.80	1.80	1.60
12	4.00	3.00	1.80	1.80	1.80	1.60
14	4.00	3.00	1.80	1.80	1.60	
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		
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		

**Stainless Steel / Duplex stainless steel Flanges**

DN	150#	300#	600#	900#	1500#	2500#
Inch	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P	ASME/ Peq+P
≤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	
16	2.20	1.80	1.50	1.50	1.50	
18	2.20	1.80	1.50	1.50	1.50	
20	2.20	1.80	1.50	1.50	1.50	
24	2.00	1.80	1.50	1.50	1.50	
26	2.00	1.80	1.50	1.50		
28	2.00	1.60	1.50	1.50		
30	2.00	1.60	1.50	1.50		
32	1.80	1.60	1.50	1.50		
36	1.80	1.60	1.50	1.50		
>36	Note 1	Note 1	Note 1	Note 1		

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

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

**2.12.2. Gasket**

Diameter rata-rata gasket untuk sambungan datar :

$$G = a_1 - 2 \left( 2,5 \cdot \sqrt{\frac{J}{2}} \right) \dots \dots \dots (2.36)$$

Diameter rata-rata gasket untuk sambungan ring :

$$G = a_1 - J \dots \dots \dots (2.37)$$

Diameter efektif rata-rata gasket untuk sambungan ring :

$$G = \left( \frac{D_1 + D_d}{2} \right) \dots\dots\dots(2.38)$$

Dengan :  $a_1$  = Diameter luar gasket (mm)  
 $J$  = Lebar sambungan efektif (mm)  
 $D_1$  = Diameter luar gasket (mm)  
 $D_d$  = Diameter dalam gasket (mm)

### 2.13. Pembatasan Tegangan Perpipaan Menurut *Caesar II*

Perangkat lunak (*software*) *Caesar II Version 7.00* juga memvisualisasikan tegangan yang terjadi pada suatu 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 ekspansi, beban *occasional* (kadang-kadang), dan beban operational. Berbeda dengan *Autopipe*, *Caesar II* tidak mendefinisikan beban *Hoop Stress*. Berikut perumusan untuk masing-masing beban :

#### 1. Beban *Sustained*

- *stress* :  $S_L = \frac{P \cdot D_o}{4 \cdot t_n} + \frac{0,75 \cdot i \cdot M_A}{Z} \leq k \cdot S_h \dots\dots\dots(2.39)$

- *allowable* :  $S_h$  (*Stress* yang diijinkan untuk bahan pipa saat beroperasi)

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

- Combin : W+P (Berat + Tekanan)

- Aturan Aman :  $S_L \leq k \cdot S_h$

#### 2. Beban *Expansion*

- *stress* :  $SE = \frac{i \cdot M_c}{Z} \dots\dots\dots(2.40)$

- *allowable* :  $S_A = f \cdot [1,25 \cdot (S_c + 0,25) - S_h] \dots\dots\dots (2.41)$

$$\text{- rasio} \quad : \quad \frac{S_E}{S_A} \dots\dots\dots(2.42)$$

- combin : *Design T* ( Temperatur )

$$\text{- Aturan Aman} : S_E \leq S_A \dots\dots\dots(2.43)$$

### 3. Beban *Occasional*

$$\text{- stress} \quad : \quad S_{LO} = S_L + \frac{0,75 \cdot i \cdot M_B}{Z} \leq k \cdot S_h \dots\dots\dots(2.44)$$

$$\text{- allowable} \quad : \quad k \cdot S_h \dots\dots\dots(2.45)$$

$$\text{- rasio} \quad : \quad S_{LO} / (k \cdot S_h) \dots\dots\dots(2.46)$$

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

$$\text{- Aturan Aman} : S_{LO} < k \cdot S_h \dots\dots\dots(2.47)$$

### 4. Beban *Operating*

*Beban operating* merupakan beban yang didefinisikan oleh pengguna *Caesar II Version 7.00* dan tidak memiliki *allowable stress* karena tidak diatur oleh kode, fungsinya hanya untuk mengetahui besar tegangan apabila beberapa beban di kombinasikan.