

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebelumnya

Sohn (2007) telah melakukan penelitian tentang evaluasi penyerapan energi tabrak pada *hydroformed bumper stays*. Penelitian secara eksperimental nyata dilakukan dengan pemberian beban tekan statis untuk menganalisis perilaku deformasi dan penyerapan energi. Rasio panjang profil atas dan bawah pada *hydroformed bumper stay* adalah 1 : 2 dengan panjang total 126 mm. Dari penelitian tersebut diperoleh hasil bahwa pada uji tekan, *hydroformed bumper stay* dapat dengan mudah mengalami *folding* dan energi impak yang diserap berbanding lurus atau konstan dengan gaya hambatan dari kecepatan deformasi yang diberikan. Pada beberapa kali uji impak yang dilakukan, *hydroformed bumper stay* memiliki ketahanan impak yang bagus.



Gambar 2.1 Hasil Pengujian *Hydroformed Bumper Stays*
Sumber: Sohn (2007 : 285)

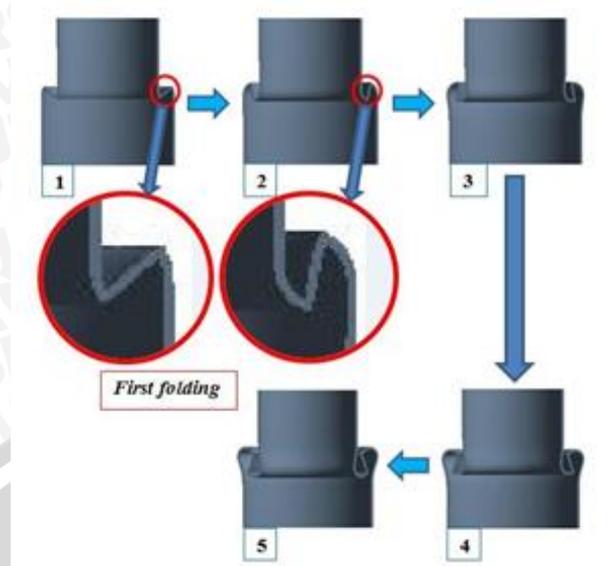
Velmurugan dan Muralikannan (2009) meneliti karakteristik penyerapan energi pada berbagai variasi penampang meliputi lingkaran, persegi, dan persegi panjang. Pengujian dilakukan dengan pemberian beban statik dan dinamik pada struktur. Pengujian statik dilakukan dengan *Universal Testing Machine* dengan pembebanan maksimal 20 ton, sedangkan pengujian dinamik menggunakan metode *drop weight test* dengan massa impactor sebesar 103 kg. Hasil pengujian menunjukkan bahwa bentuk penampang lingkaran memiliki kemampuan penyerapan energi yang paling besar.



Gambar 2.2 Hasil Pengujian Dinamik Terhadap *Crash Box* Berpenampang Lingkaran
Sumber: Velmurugan (2009 : 395)

Thalib (2013) melakukan penelitian tentang penyerapan energi dan perilaku deformasi pada *crash box* dengan variasi panjang (L) dan diameter (D) *crash box*. *Crash box* yang diuji memiliki diameter $50 \text{ mm} \leq D \leq 300 \text{ mm}$. Dari hasil penelitian didapatkan rasio efektif perbandingan diameter dan panjang (D/L) *crash box* sama atau lebih kecil dari 0,8225. Semakin bertambahnya rasio membuat deformasi plastis dan penyerapan energi meningkat, akan tetapi membuat efisiensi gaya tabrak menurun. Penelitian yang dilakukan mendapatkan hasil bahwa variasi yang mempunyai penyerapan energi, efisiensi gaya tabrak dan deformasi yang baik dimiliki oleh *crash box* dengan dimensi D dan L adalah 97,34 mm dan 115 mm.

Fauza (2015) dalam penelitiannya mengenai *crash box* dengan metode simulasi komputer menambahkan *initial fold* dengan variasi sudut dan rasio peletakan *initial fold* untuk mendapatkan karakteristik penyerapan energi dan pola deformasi akibat pembebanan dengan metode *frontal crash test*. Sudut yang digunakan meliputi 45° , 60° , dan 90° dengan variasi peletakan *initial fold* 1:2 ; 1:1 ; dan 2:1. Penelitian dilakukan dengan pemberian beban aksial pada *crash box* dengan panjang total 115 mm searah sumbu $-y$ yang membentuk sudut 90° terhadap sumbu $-x$. Berdasarkan penelitian tersebut, diperoleh hasil bahwa peningkatan besar sudut dan rasio peletakan *initial fold* dapat mengakibatkan pola deformasi *concertina* pada *axial mode* dan meningkatkan energi penyerapan pada *crash box*.

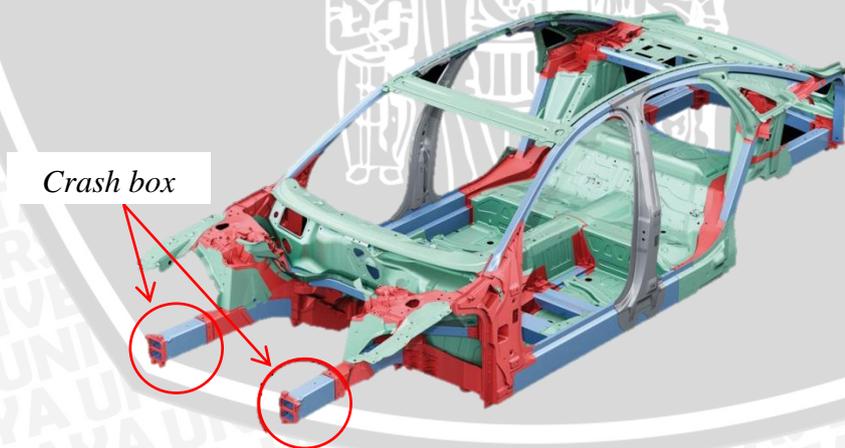


Gambar 2.3 Proses *Folding* pada Simulasi *Initial Fold Crash Box*
 Sumber: Fauza (2015 : 7)

2.2 Tinjauan Umum *Crash box*

2.2.1. *Crash box*

Crash box merupakan salah satu perangkat keselamatan pasif dalam kendaraan bermotor yang terletak di depan dan di belakang diantara bumper dan frame. *Crash box* berfungsi sebagai penyerap energi impact ketika terjadi tumbukan (tabrakan) dengan terjadinya deformasi plastis pada *crash box*.



Gambar 2.4 *Crash Box*
 Sumber: Mallick (2010 : 42)

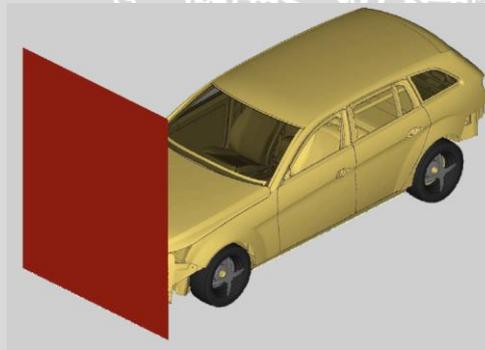
Ketika terjadi tabrakan, *crash box* akan menyerap energi tabrak dan mendistribusikan secara merata dengan besar gaya yang tidak melebihi nilai yang

diizinkan agar struktur yang lain terlindung dari kerusakan yang parah. Agar *crash box* dapat menyerap energy dan menjaga struktur dengan baik maka desain *crash box* harus mengikuti kriteria sebagai berikut :

- Energi akibat tabrakan sebanyak mungkin dapat ditransformasikan menjadi deformasi *irreversible* atau dapat diubah menjadi deformasi plastis.
- *Crash box* adalah peralatan sekali pakai sehingga harus mudah diproduksi dan biaya rendah serta mudah dalam pemasangan, pelepasan, maupun penggantian.
- Panjang *crash box* harus cukup optimal agar alur deformasi untuk penyerapan energi tabrakan lebih panjang pula, namun tidak mengambil banyak ruang.

2.2.2. Frontal Crash Test

Frontal crash test merupakan pengujian destruktif pada kendaraan. Berdasarkan *Crash safety with high strength steels* pada *International Automotive Congress 2008* terdapat beberapa pengujian *frontal crash* salah satunya adalah tipe US-NCAP. Dalam kongres ini menyebutkan bahwa pengujian *frontal crash* dilakukan dengan menabrak 100% *body* mobil dengan sudut tabrak sebesar 0° dan kecepatan 56 km/jam.



Gambar 2.5 *Frontal Crash Test*
Sumber: Hilfrich dan Seidner (2008: 9)



Gambar 2.6 *Axial Crushing Test* pada *Crash Box* Persegi
Sumber: Ma (2011 : 65)

2.2.3. Pola Deformasi

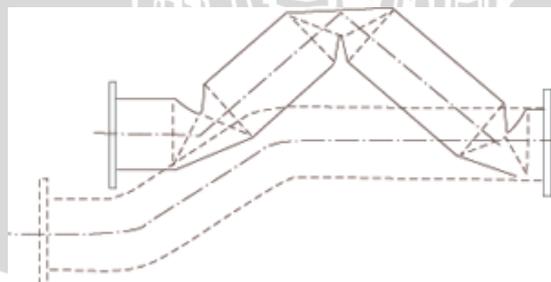
2.2.3.1. Pola Deformasi Berdasarkan Sumbu

Terdapat dua pertimbangan utama dalam mendesain struktur kendaraan untuk mengatur energi akibat tumbukan, yaitu penyerapan energi *impact* oleh kendaraan dan menghambat dampak tumbukan atau kekuatan komponen untuk mempertahankan keselamatan penumpang. Untuk penyerapan energi, terdapat dua mekanisme dasar untuk mendeformasi *crash box* yaitu *axial* dan *bending mode*. *Axial mode* murni dapat terjadi pada kondisi tumbukan *frontal/rear*. Jenis *axial mode* ditunjukkan Gambar 2.7.



Gambar 2.7 *Axial Mode*
Sumber : Paul (2004 : 42)

Bending mode melibatkan pembentukan mekanisme sendi lokal dengan energi yang lebih rendah. Struktur *front-end* akan selalu memiliki kecenderungan untuk terdeformasi pada sendinya. Bahkan struktur yang dirancang untuk runtuhnya aksial akan gagal dengan cara ini, kecuali aturan yang sangat spesifik diikuti untuk meningkatkan stabilitas dan ketahanan terhadap sudut pembebanan. Mekanisme *bending mode* ditunjukkan Gambar 2.8.



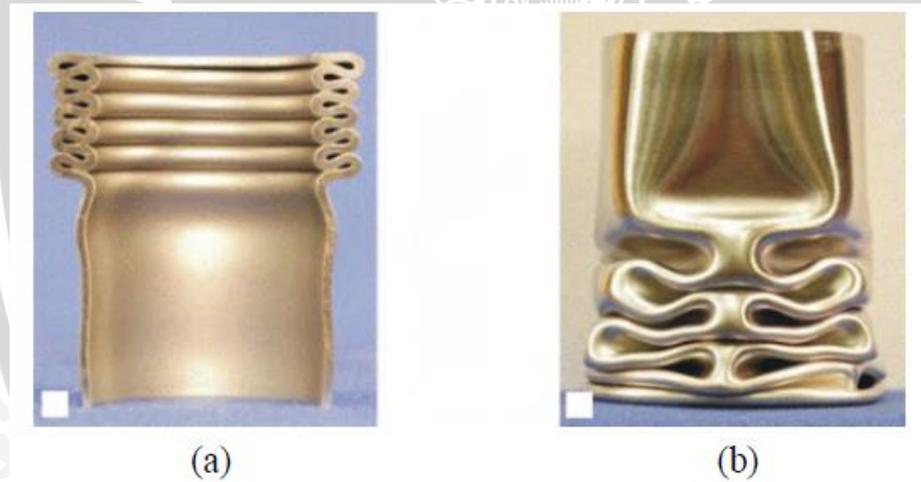
Gambar 2.8 *Bending Mode*
Sumber : Paul (2004 : 43)

Pola deformasi yang diharapkan terjadi pada saat *crash box* mengalami beban *impact* adalah *axial mode*, karena energi yang diserap oleh *crash box* akan semakin besar. Han (1999) melakukan penelitian pola deformasi struktur ber dinding tipis yang mengalami beban *impact* miring menunjukkan bahwa *bending mode* mendominasi pola

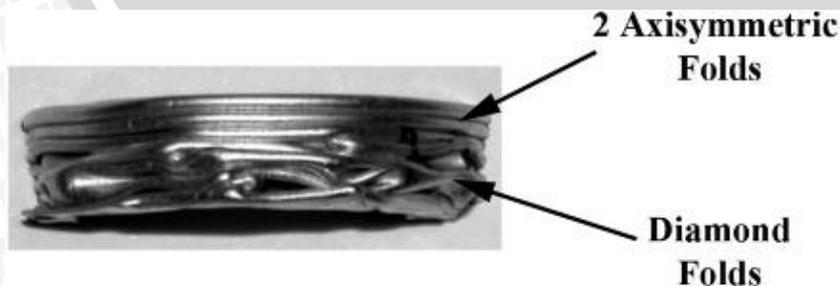
deformasi yang terjadi pada *crash box* bila sudut kemiringan beban lebih dari 8° dan besar energi yang diserap *crash box* berkurang sampai 40 % dari *crash box* yang terdeformasi secara aksial.

2.2.3.2. Pola Deformasi Berdasarkan Jumlah Sudut

Crash box dengan penampang lingkaran ketika diberi pembebanan aksial mempunyai tiga peluang *mode* kegagalan yang mampu mempengaruhi kapasitas penyerapan energi, yaitu *concertina* (*axisymmetric*), *diamond*, atau *mixed mode* (*axisymmetric-diamond*). Pada *concertina mode*, lipatan dengan bentuk simetris akan terbentuk, sedangkan pada *diamond mode* mempunyai lipatan dengan bentuk yang tidak simetris yang mengakibatkan terbentuknya sudut berjumlah-*n*. *Mixed mode* mempunyai bentuk gabungan antara dua *mode*, biasanya didahului dengan lipatan *axisymmetric* selanjutnya *diamond mode*. Ketiga jenis *mode* dapat dilihat pada Gambar 2.9 dan 2.10.

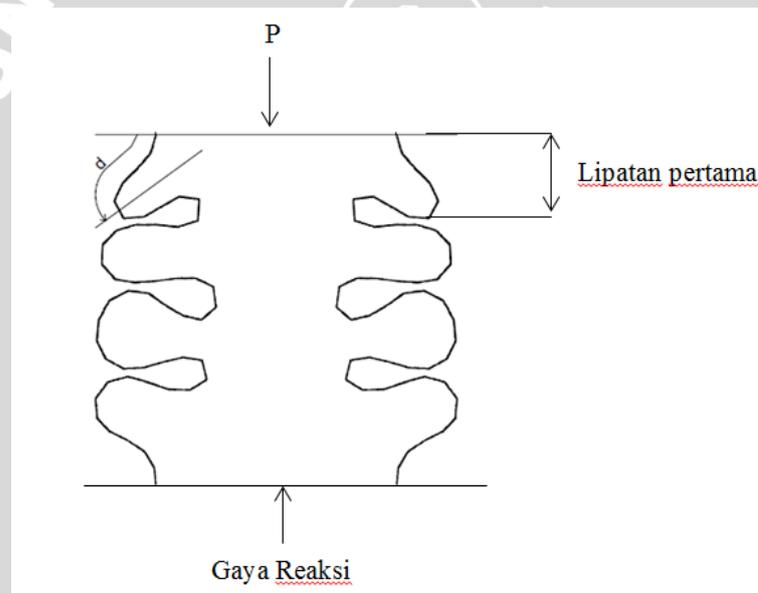


Gambar 2.9 (a) *Concertina Mode*, (b) *Diamond Mode*
Sumber : Ma (2011 : 30)



Gambar 2.10 *Mixed Mode*
Sumber : Toksoy (2009 : 33)

Mekanisme terjadinya *folding* pada *crash box* dapat dilihat pada Gambar 2.11 dimulai dengan terjadinya *folding* (lekukan) awal sehingga terbentuk lipatan pada dinding *crash box*. Beban awal yang diperlukan untuk melakukan lekukan pertama lebih besar dibandingkan beban pada pembentukan lipatan selanjutnya. Beban awal (P_{peak}) ini biasanya tidak diinginkan dalam suatu desain *crash box* karena menyebabkan energi yang diserap *crash box* tidak maksimal akibat minimnya beban yang ditransmisikan ke struktur kendaraan sekitarnya (*The Aluminium Automotive Manual*, 2011). Akibat beban yang terus menerus diberikan, lipatan selanjutnya pada *crash box* akan terbentuk setelah terjadinya lipatan pertama. Lipatan pada *crash box* merupakan deformasi plastis sehingga *crash box* tidak kembali ke bentuk semula. Gaya reaksi terjadi akibat pembebanan yang menyebabkan tumbukan antar dinding lipatan *crash box*. Gaya reaksi tumbukan antar dinding menghasilkan besar energi yang diserap oleh *crash box*.



Gambar 2.11 Mekanisme Terjadinya *Folding* Akibat *Axial Load*
 Sumber : Witteman, W.J. (1999 : 58)

Pada *concertina mode*, semakin banyak lipatan yang terbentuk pada dinding *crash box* maka energi yang diserap akan semakin besar pula (Langseth, 1996). Semakin banyak lipatan maka semakin besar pula gaya reaksi yang diberikan untuk menumbuk dinding *crash box* antar satu lipatan dengan lipatan selanjutnya.

Penyerapan energi pada *diamond mode* lebih kecil jika dibandingkan dengan penyerapan energi pada *concertina mode*. Pada *diamond mode* ketika terjadi lipatan awal, sisi dinding *crash box* yang bertumbukan tidak simetris sehingga hanya bagian

sisi tertentu saja yang bertumbukan. Fenomena tersebut akan menurunkan nilai gaya reaksi akibat tumbukan antar dinding *crash box* yang mulai berkurang sehingga energi yang diserap *crash box* pun berkurang.

2.2.4. Energi Penyerapan

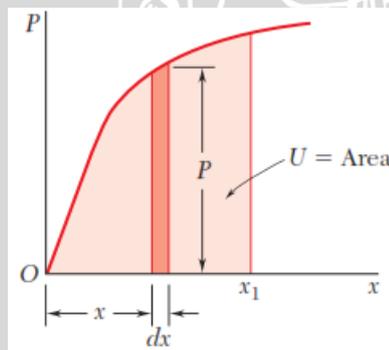
Penyerapan energi *impact* yang terjadi akibat tumbukan antara *impactor* dan *crash box* diubah menjadi deformasi plastis yang bisa disebut sebagai energi kinetik karena dipengaruhi oleh fungsi massa dan kecepatan. Sehingga terjadi konversi energi dari energi *impact* menjadi energi regangan (*strain energy*) dengan mengabaikan perubahan energi ke bentuk lainnya. Besarnya penyerapan energi regangan total (E_{abs}) atau U diperoleh berdasarkan luasan di bawah kurva pada grafik hubungan *load* terhadap *displacement* yang ditunjukkan pada Gambar 2.12.

Kerja (dU) pada deformasi yang kecil (dx) akibat beban P dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$dU = P dx \quad (\text{Beer, 2012 : 695}) \quad (2-1)$$

Sehingga kerja total yang terjadi pada luasan di bawah kurva *load-displacement* antara titik 0 sampai x_1 dapat dituliskan dalam persamaan :

$$U = \int_0^{x_1} P dx \quad (\text{Beer, 2012 : 695}) \quad (2-2)$$



Gambar 2.12 *Strain Energy*
Sumber : Beer (2012 : 695)

Keterangan :

U = energi regangan (J)

P = beban (N)

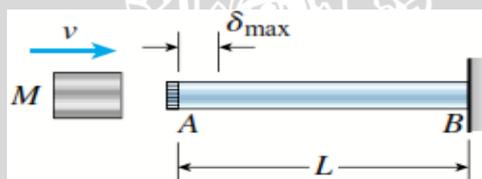
x = perpindahan (m)

Energi penyerapan spesifik atau *specific energy absorber (SEA)* merupakan perbandingan antara energi penyerapan total (U) terhadap massa (m) dari *crash box*, sehingga dapat dinyatakan dalam persamaan (2-3) berikut:

$$SAE = \frac{U}{m} = \frac{\int_0^{x_1} P dx}{\rho V} \quad (2-3)$$

2.2.5 Beban Impact

Beban (*load*) dibagi menjadi dua, yaitu beban statik dan dinamik. Beban statik diberikan secara perlahan, bertahap dari nol menuju nilai maksimalnya kemudian konstan, sehingga fungsi waktu diabaikan. Beban dinamik diberikan secara tiba-tiba (*impact load*), diberikan dalam jangka waktu panjang dan intensitas variasi beban secara kontinyu (*fluctuating load*). Beban *impact* terjadi ketika dua objek bertumbukan atau dijatuhkan dari ketinggian tertentu sehingga menumbuk struktur lainnya, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.13.



Gambar 2.13 Beban *Impact* pada Batang Horizontal
Sumber : Gere (2004: 135)

Perpendekan maksimum pada batang dapat dianalisis dengan metode yang sama dengan pembahasan sebelumnya, yaitu dengan mengabaikan semua kerugian energi dan mengasumsikan energi *impact* ditransformasi menjadi *strain energy* pada batang. Energi *impact* pada *impactor* dirumuskan dengan energi kinetik $mv^2/2$. Besarnya *strain energy* pada batang ketika *impactor* berhenti pada perpendekan maksimum adalah $EA\delta_{max}^2/2L$, sehingga dua persamaan tersebut dapat dituliskan dalam persamaan :

$$\frac{mv^2}{2} = \frac{EA\delta_{max}^2}{2L} \quad (\text{Gere, 2004 : 135}) \quad (2-4)$$

Untuk menentukan δ_{max} , maka :

$$\delta_{max} = \sqrt{\frac{mv^2L}{EA}} \quad (\text{Gere, 2004 : 135}) \quad (2-5)$$

Untuk menentukan *impact factor* maka harus mengetahui nilai *static displacement* dari batang. Pada kasus ini, *static displacement* adalah perpendekan terhadap berat *impactor* yang diterapkan sebagai beban kompresi pada batang, sehingga dapat dirumuskan pada persamaan :

$$\delta_{st} = \frac{WL}{EA} = \frac{mgL}{EA} \quad (\text{Gere, 2004 : 135}) \quad (2-6)$$

Selanjutnya *impact factor* dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\text{Impact Factor} = \frac{\delta_{max}}{\delta_{st}} = \sqrt{\frac{EA v^2}{m g^2 L}} \quad (\text{Gere, 2004 : 135}) \quad (2-7)$$

Tegangan kompresi maksimum pada batang ditentukan dari perpendekan maksimum yang dapat dituliskan pada persamaan :

$$\sigma_{max} = \frac{E \delta_{max}}{L} = \frac{E}{L} \sqrt{\frac{m v^2 L}{EA}} = \sqrt{\frac{m v^2 E}{AL}} \quad (\text{Gere, 2004 : 135}) \quad (2-8)$$

2.2.6 Impuls dan Momentum

Impuls adalah hasil perkalian gaya dan waktu. Impuls adalah besaran vektor yang memiliki arah sama dengan arah resultan gaya. Nilai impuls dari gaya konstan pada interval waktu tertentu $t_2 - t_1$ adalah $F(t_2 - t_1)$. Jika nilai gaya tidak konstan namun arahnya konstan maka persamaan impuls menjadi.

$$J = \int_{t_1}^{t_2} F dt \quad (2-9)$$

Momentum adalah nilai yang menyatakan tahanan benda untuk berhenti. Momentum merupakan hasil perkalian antara massa dan kecepatan. Perubahan momentum suatu benda sama dengan impuls yang diaplikasikan pada benda tersebut. (Tea Jr., 2008:318)

$$J = \int_{t_1}^{t_2} F dt = m(v_2 - v_1) \quad (2-10)$$

Dengan:

J = Impuls (Ns)

F = Gaya (N)

t = waktu (s)

m = massa (kg)

v = kecepatan (m/s)

2.2.7 Teori Tegangan dan Regangan

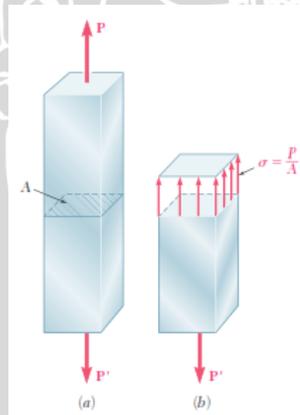
Prinsip analisis tegangan selalu berhubungan dengan perilaku benda dalam kondisi mengalami pembebanan atau disebut juga mekanika bahan. Tujuan utama dari analisis tegangan adalah untuk menentukan tegangan dan regangan internal material, mengetahui deformasi dan defleksi yang terjadi serta untuk memperoleh solusi dari

permasalahan dinamika dari struktur. Beberapa prinsip dari analisis tegangan antara lain:

- Kesetimbangan gaya dan momen
Persamaan dasar dalam permasalahan statika berlaku dalam analisis tegangan yaitu :
$$\sum F = 0 ; \sum M = 0 \quad (2-11)$$
- Kompatibilitas perpindahan (*strain-displacement relation*)
Bagian yang mengalami perpindahan dalam suatu struktur kontinu akibat deformasi mempunyai hubungan antara satu bagian dengan bagian lainnya.
- Hubungan konstitusif (*stress-strain-displacement*)
Terdapat hubungan yang erat antara tegangan, regangan dan perpindahan. Dimana perlu memperhitungkan kondisi batas yaitu gaya dan perpindahan pada batas dari komponen.

2.2.7.1. Hubungan Tegangan dan Regangan

Tegangan didefinisikan sebagai gaya per satuan luas permukaan dimana gaya bekerja. Secara umum tegangan dibagi menjadi dua yaitu tegangan normal dan tegangan geser. Tegangan normal adalah tegangan yang disebabkan oleh gaya yang bekerja secara tegak lurus luas permukaan benda (Gambar 2.14).



Gambar 2.14 Tegangan Akibat Gaya pada Material

Sumber: Beer (2012: 5)

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2-12)$$

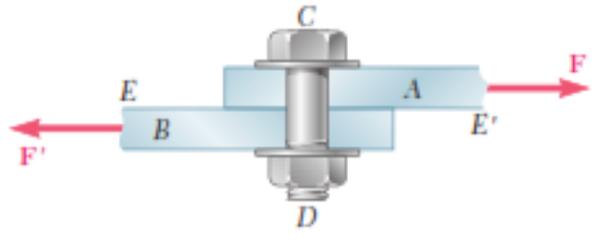
Dengan :

σ = Tegangan normal (N/m^2)

F = Gaya normal (N)

A = Luas permukaan dimana gaya bekerja (m^2)

Sedangkan tegangan geser adalah tegangan yang disebabkan oleh gaya geser yang bekerja sejajar dengan luas permukaan benda. Tegangan geser dapat diilustrasikan seperti pada Gambar 2.15.



Gambar 2.15 Tegangan Geser pada Material
Sumber: Beer (2012: 10)

$$\tau = \frac{F_s}{A} \quad (2-13)$$

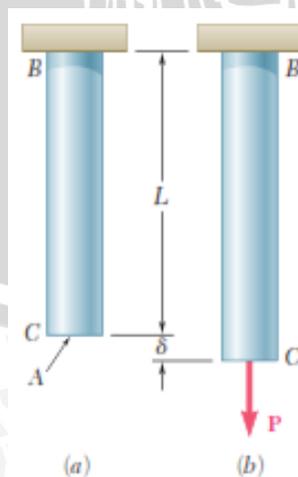
Dengan :

τ = Tegangan geser (N/m^2)

F_s = Gaya geser (N)

A = Luas permukaan benda dimana gaya bekerja (m^2)

Bila suatu benda diberi gaya maka akan terjadi tegangan pada elemen-elemen benda tersebut. Tegangan yang terjadi akan menimbulkan regangan. Regangan didefinisikan sebagai perbandingan antara perubahan panjang dengan panjang awal suatu benda.



Gambar 2.16 Regangan Akibat Pembebanan
Sumber: Beer (2012: 66)

Regangan dibagi menjadi dua, yaitu regangan normal dan regangan geser.

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L_0} \quad (2-14)$$

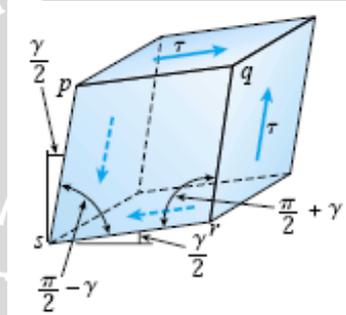
Dengan :

ε = Regangan normal

δ = Perubahan panjang (m)

L_0 = Panjang awal (m)

Sedangkan regangan geser adalah perubahan sudut antara dua permukaan tegak lurus dari elemen diferensial benda.



Gambar 2.17 Regangan Geser pada Elemen Material
Sumber: Gere (2004: 32)

$$\gamma = \frac{S_s}{S_0} \quad (2-15)$$

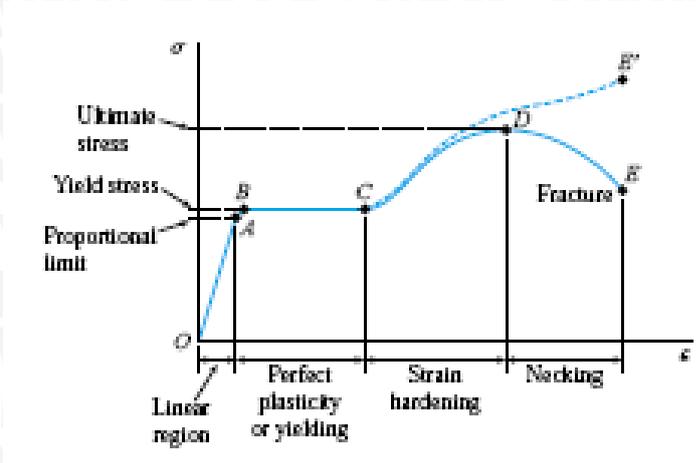
Dengan :

γ = Regangan geser

S_s = Perubahan sudut ($^\circ$)

S_0 = Sudut awal ($^\circ$)

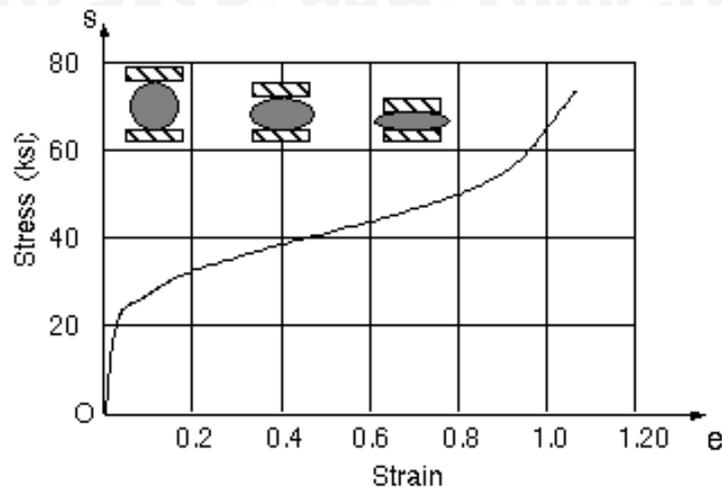
Rasio antara tegangan normal dan regangan normal disebut Modulus Elastisitas atau Modulus Young. Modulus ini berlaku pada garis lurus sebelum batas proporsional atau daerah elastis material. Rasio antara tegangan geser dengan regangan geser disebut Modulus Geser. Hubungan antara tegangan dan regangan ditampilkan dalam kurva tegangan dan regangan seperti pada Gambar 2.18.



Gambar 2.18 Grafik Hubungan Tegangan dan Regangan
Sumber: Gere (2004 : 15)

Kurva tegangan di atas merupakan grafik hubungan tegangan dan regangan yang umum untuk material dengan pengujian tarik. Sedangkan untuk pengujian tekan memiliki bentuk kurva yang berbeda dari pengujian tarik. Logam-logam liat seperti baja, aluminium dan tembaga memiliki bentuk kurva hampir sama seperti pada pengujian tarik. Pada daerah permulaan dari kurva logam-logam uji tekan sama seperti kurva dalam keadaan tarik. Tetapi, ketika mulai terjadi pelelehan, maka sifatnya akan sangat berbeda. Dalam uji tarik, bahan ditarik sehingga terjadi peregangan yang menyebabkan kontraksi luas dan pada akhirnya terjadi patahan.

Apabila suatu bahan ditekan, maka bagian samping dari bahan tersebut akan mengembang ke luar. Dengan penambahan beban secara terus menerus maka bahan tersebut akan menjadi rata, sehingga secara tidak langsung bahan tersebut memberikan perlawanan terhadap pemendekan bahan (menyebabkan kurva yang terbentuk non *linier* mengarah ke atas). Bahan-bahan yang mengalami uji tekan memiliki daerah awal yang *linier* kemudian diikuti dengan terjadinya pemendekan akibat beban yang terus ditambahkan. Biasanya, suatu bahan memiliki tegangan batas tekan yang lebih tinggi daripada dalam keadaan tarik. Kurva tegangan dan regangan pada tembaga ditunjukkan pada Gambar 2.19.



Gambar 2.19 Grafik Tegangan Regangan Pengujian Tekan Tembaga
 Sumber: Gere (1987 : 15)

Modulus Elastisitas dan Modulus Geser dari suatu bahan dapat ditulis dengan rumusan :

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \tag{2-16}$$

Dengan :

- E = Modulus Elastisitas (N/m^2)
- σ = Tegangan (N/m^2)
- ϵ = Regangan

$$G = \frac{\tau}{\gamma} \tag{2-17}$$

Dengan :

- G = Modulus geser (N/m^2)
- τ = Tegangan geser (N/m^2)
- γ = Regangan geser

Material yang mengalami pembebanan secara aksial akan mengalami regangan searah maupun tegak lurus arah pembebanan. Konstanta yang menyatakan hubungan regangan tegak lurus arah pembebanan (*lateral*) ini dengan regangan aksial disebut rasio Poisson (*Poisson's ratio*).

$$\nu = - \frac{\text{regangan lateral}}{\text{regangan aksial}} \tag{2-18}$$



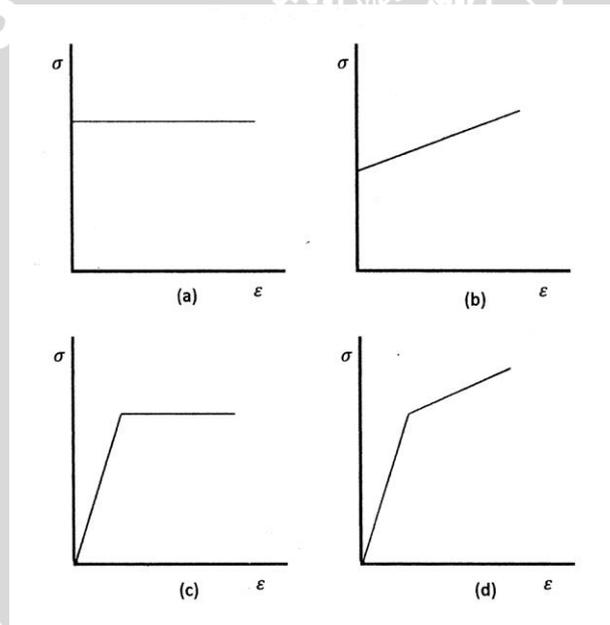
Sehingga dapat diperoleh hubungan antara Modulus Elastisitas, Modulus Geser, dan Poisson's Ratio :

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2-19)$$

2.2.7.2. Hubungan Tegangan dan Regangan Plastis

Material dalam kondisi plastis mengalami deformasi yang terjadi secara permanen (*irreversible*) dan hukum Hooke tidak berlaku pada area ini. Salah satu karakteristik dari deformasi plastis adalah logam sebenarnya bersifat tidak mampu tekan (*incompressible*) sehingga pada deformasi plastis dapat diasumsikan volume material adalah konstan.

Untuk memperoleh solusi dari permasalahan deformasi maka diperlukan idealisasi hubungan tegangan dan regangan. Idealisasi dari permasalahan plastisitas dapat dijelaskan dalam gambar (2.20) berikut.



Gambar 2.20 Kurva Tegangan-Regangan Pemodelan Material
Sumber: Chung (1988: 48)

a. Rigid perfectly plastic

Permodelan dimana material tidak mengalami deformasi elastis terlebih dahulu melainkan langsung mengalami deformasi plastis saat diberi pembebanan sampai batas tertentu. Deformasi akan terus terjadi jika pembebanan terus dilakukan walaupun besar pembebanan tidak ditambahkan.

b. *Rigid linear strain hardening*

Material tidak mengalami deformasi elastis sehingga hanya mengalami deformasi plastis. Deformasi plastis akan terus bertambah seiring dengan penambahan pembebanan secara linier.

c. *Elastic perfectly plastic.*

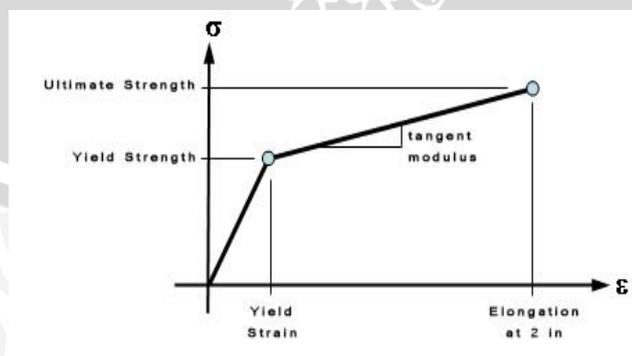
Permodelan dimana material mengalami deformasi elastis dilanjutkan dengan deformasi plastis. Deformasi plastis yang terjadi tidak dipengaruhi oleh penambahan pembebanan.

d. *Elastic linear strain hardening*

Permodelan dimana material mengalami deformasi elastis dilanjutkan dengan deformasi plastis. Penambahan pembebanan akan menimbulkan peningkatan deformasi pada material.

2.2.7.3. Pemodelan Material *Bilinear Isotropic Hardening*

Model material *bilinear isotropic hardening* merupakan sebuah pemodelan material yang mana memiliki 2 buah garis linier yakni pada daerah elastis dan daerah plastik; mengalami peningkatan nilai tegangan jika diberikan regangan secara terus menerus namun tidak terjadi pergeseran titik *yield*. Dalam model material *bilinear isotropic hardening*, dibutuhkan dua nilai yang harus diketahui, yaitu *yield strength* dan *tangent modulus*. *Yield strength* adalah nilai di mana tegangan plastis mulai terjadi, sedangkan *tangent modulus* adalah kemiringan kurva tegangan-regangan setelah *yield strength*. Grafik tegangan-regangan untuk material *bilinear isotropic hardening* dapat dilihat pada gambar 2.21.



Gambar 2.21 Grafik Tegangan-Regangan Material *Bilinear Isotropic Hardening*
Sumber : Gere (1987 : 475)

Untuk menghitung *tangent modulus* dapat menggunakan rumus berikut:

$$\sigma_{eq} = \left(E_T \times \left(\frac{\varepsilon}{100} - \varepsilon_{yield} \right) \right) + \sigma_{yield} \quad (2-20)$$

$$\sigma_{yield} = E \times \varepsilon_{yield} \quad (2-21)$$

Dimana:

E_T = *Tangent Modulus* [Pa]

ε_{yield} = *Yield Strain*

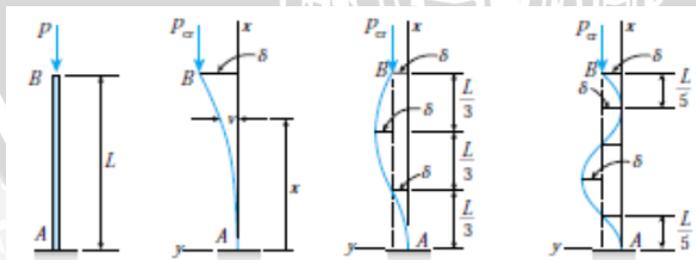
E = *Modulus Elastisitas* [Pa]

σ_{yield} = *Yield Strenght* [Pa]

ε = *Equivalent Strain*

2.3 Tekuk (*Buckling*)

Tekuk atau *buckling* merupakan fenomena yang umumnya terjadi pada struktur kolom. Kolom disini adalah komponen struktur yang mempunyai bentuk umum panjang, langsing, dan mengalami pembebanan secara aksial tekan pada ujungnya. Pengaruh dari adanya tekuk ini adalah kolom dapat mengalami kegagalan secara langsung atau mengalami defleksi secara lateral. Serupa dengan struktur pada umumnya yang didesain untuk menghindari terjadinya *buckling*, pada *crash box buckling* juga tidak diharapkan terjadi. Hal ini dikarenakan fungsi *crash box* yaitu sebagai penyerap energi pada saat terjadi deformasi sehingga energi impact dapat dikurangi saat mencapai rangka utama kendaraan.



Gambar 2.22 Fenomena Tekuk (*Buckling*)

Sumber : Gere (2004 : 765)

Perilaku struktur kolom yang ideal ketika diberi beban secara aksial ada tiga yaitu :

- Jika $P < P_{cr}$, nilai beban yang bekerja kurang dari beban kritis struktur kolom, maka kondisi ideal atau tegak.

- Jika $P = P_{cr}$, maka struktur kolom yang terjadi berada diposisi tegak atau membengkok dan ketika beban dilepaskan maka akan kembali ke posisi semula.
- Jika $P > P_{cr}$, maka struktur kolom tidak stabil pada keadaan tegak dan karena itu terjadi *buckling*.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2} \quad (2-22)$$

Dengan :

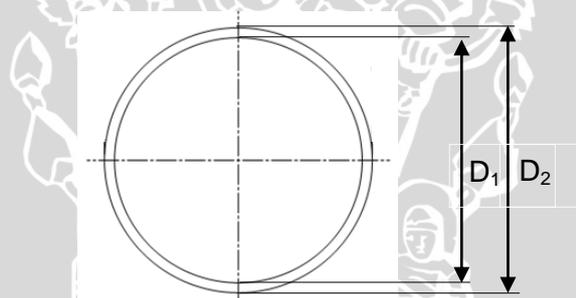
P_{cr} = Beban kritis (N)

E = Modulus Elastisitas (Pa)

I = Momen inersia penampang (m^4)

L = Panjang kolom (m)

Momen inersia penampang yang digunakan adalah momen inersia berpenampang lingkaran yang memiliki ketebalan dan ditunjukkan oleh Gambar 2.23 :



Gambar 2.23 Momen Inersia Penampang Lingkaran

Sumber : Achmad (1999 : 17)

$$I = \frac{\pi}{64} (D_2^4 - D_1^4) \quad (2-23)$$

Dengan :

D_1 = Diameter dalam lingkaran (m)

D_2 = Diameter luar lingkaran (m)

I = Momen inersia penampang (m^4)

Rumus diatas dapat menjelaskan penerapan rumus momen inersia untuk luas penampang dengan tebal yang di dapat dari pengurangan momen inersia sisi luar dan sisi dalam geometri. Hal ini juga menjelaskan hubungan antara luas penampang yang berbanding lurus dengan momen inersia.

2.4 Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga merupakan suatu prosedur numerik dengan konsep dasar adalah pembagian (diskretisasi) suatu kontinum menjadi elemen-elemen kecil yang berhingga dan memiliki bentuk geometri yang lebih sederhana dari kontinumnya yang disebut elemen hingga. Analisa metode elemen hingga dilakukan untuk mendapatkan suatu nilai pendekatan (bukan eksak) berdasarkan asumsi perpindahan atau asumsi tegangan atau dapat juga berdasarkan kombinasi keduanya.

1. Diskretisasi dan pemilihan elemen

Diskretisasi adalah proses membagi suatu struktur menjadi elemen-elemen kecil yang berhingga dan memiliki geometri yang lebih sederhana. Elemen-elemen ini berhubungan pada titik-titik simpul (*node*) membentuk rangkaian yang secara bersama dan keseluruhan mendekati bentuk struktur sebenarnya. Jadi bentuk geometri struktur yang kompleks dapat disederhanakan dengan diskretisasi untuk lebih mempermudah penganalisaan.

Pemilihan jenis elemen tergantung pada karakteristik rangkaian kesatuan dan idealisasi yang dipilih. Idealisasi struktur dua dimensi dapat menggunakan elemen segitiga, segiempat maupun kuadrilateral, sedangkan struktur tiga dimensi dapat menggunakan elemen heksahedron.

2. Memilih fungsi pendekatan

Variasi perpindahan pada suatu elemen didekati dengan fungsi interpolasi yang didasarkan pada harga simpul yang mengitari. Fungsi yang umum digunakan adalah polinomial. Pendekatan dengan fungsi interpolasi ini disebabkan sulitnya mencari jawaban tertutup, sehingga dipilih suatu bentuk jawaban, yaitu distribusi perpindahan yang merupakan besaran yang tidak diketahui dengan memakai fungsi yang harus memenuhi hukum, prinsip dan syarat batas yang menjadi sifat persoalan.

3. Menurunkan persamaan matrik kekakuan

Prinsip usaha virtual menghasilkan persamaan matrik kekakuan elemen, yang dinyatakan sebagai:

$$[k] = \int [B]^T [C] [B] dV \quad (2-24)$$

Dengan:

- [k] = matrik kekakuan elemen
 [B] = matrik konstitutif hubungan regangan-perpindahan
 [C] = matrik konstitutif hubungan tegangan-regangan
 V = volume

4. Menghitung matrik beban total

Beban yang bekerja didefinisikan menjadi tiga macam, sehingga beban total adalah:

$$F = Q_{NF} + Q_{BF} + Q_T \quad (2-25)$$

Dengan:

- Q_{NF} = beban pada konsentrasi node
 Q_{BF} = beban akibat beban sendiri (*body force*)
 Q_T = beban traksi (*surface traction*)

5. Merakit elemen menjadi struktur

Perakitan persamaan elemen dibawa ke bentuk persamaan global. Prosesnya harus memenuhi sifat konvergen dan sifat sinambung, yaitu titik-titik yang semula bersebelahan harus tetap bersebelahan setelah elemen dikenai beban. Bentuk persamaan global elemen:

$$[K]\{q\} = \{R\} \quad (2-26)$$

Dengan:

- [K] = matrik sifat/kekakuan elemen
 $\{q\}$ = vektor perpindahan *node*
 $\{R\}$ = matrik beban total

Setelah matrik kekakuan global diperoleh dan syarat-syarat batasnya dimasukkan maka perpindahan simpul (q) dapat dicari. Suatu syarat batas memberikan informasi bagaimana struktur ditopang dalam ruang, dengan memasukkan nilai perpindahan yang telah ditetapkan sesuai kondisi pada struktur.

6. Mendapatkan perpindahan global

Persamaan global yang mendapatkan syarat batas merupakan sekumpulan persamaan linier yang dapat diselesaikan dengan cara eliminasi Gauss untuk mendapatkan besaran-besaran primer, yaitu $q_1, q_2, q_3, \dots, q_n$.

$$\begin{aligned}
 k_{1,1} q_1 + k_{1,2} q_2 + \dots + k_{1,n} q_n &= R_1 \\
 k_{2,1} q_1 + k_{2,2} q_2 + \dots + k_{2,n} q_n &= R_2 \\
 &\dots \\
 k_{n,1} q_1 + k_{n,2} q_2 + \dots + k_{n,n} q_n &= R_n
 \end{aligned}
 \tag{2-27}$$

Persamaan diatas akan diselesaikan dengan cara eliminasi Gauss untuk mendapatkan besaran-besaran primer yaitu $q_1, q_2, q_3, \dots, q_n$.

7. Mendapatkan besaran sekunder dan interpretasi hasil

Dari besaran pertamanya yang berupa perpindahan, dapat dicari besaran sekunder yang berupa tegangan atau regangan, dengan menggunakan hubungan antar keduanya. Hubungan tegangan-regangan pada kondisi 3D dapat dinyatakan dalam bentuk matrik sebagai berikut :

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix}
 \tag{2-28}$$

Hubungan tegangan-regangan:

$$\{\sigma\} = [C]\{\varepsilon\}
 \tag{2-29}$$

Hubungan regangan-perpindahan:

$$\{\varepsilon\} = [B]\{d\}
 \tag{2-30}$$

Sehingga tegangan dapat dirumuskan sebagai:

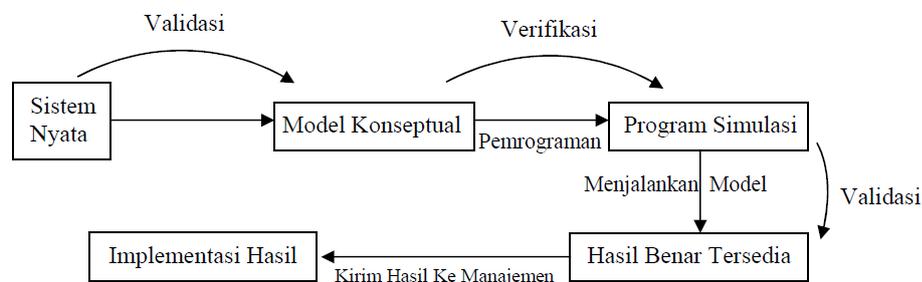
$$\{\sigma\} = [C][B]\{d\}
 \tag{2-31}$$

Hasil akhir dari perhitungan dengan metode elemen hingga ini berupa harga distribusi tegangan yang akan ditampilkan di sepanjang struktur untuk dianalisa sesuai dengan rumusan masalah.

2.5 Verifikasi dan Validasi dalam Simulasi

Verifikasi bertujuan untuk membuktikan bahwa sesuatu ada atau benar, atau untuk memastikan bahwa sesuatu itu adalah benar, sedangkan validasi bertujuan untuk membuat sesuatu yang resmi diterima atau disetujui, terutama setelah memeriksanya (Cambridge Dictionaries Online, 2011). Menurut Hoover dan Perry (1989) verifikasi adalah pemeriksaan apakah program komputer simulasi berjalan sesuai dengan yang diinginkan, dengan pemeriksaan program komputer, sedangkan validasi adalah proses penentuan apakah model sebagai konseptualisasi atau abstraksi merupakan representasi

berarti dan akurat dari sistem nyata. Hasad (2011) menjelaskan bahwa ketika membangun model simulasi sistem nyata harus melewati beberapa tahapan atau level pemodelan, seperti pada Gambar 2.24.



Gambar 2.24 Relasi Verifikasi, Validasi dan Pembentukan Model
Sumber : Hasad (2011 : 3)

2.6 Software Berbasis Metode Elemen Hingga (ANSYS)

Software yang berbasis elemen hingga ini mempunyai kelebihan yaitu kemampuan untuk mendiskritisasi model dengan sangat halus, mampu bekerja dengan elemen lebih banyak dan menghasilkan *output* dengan ketelitian tinggi. ANSYS dapat digunakan untuk menganalisis antara lain: struktural, termal, listrik, magnetis, dan fluida.

Secara umum langkah-langkah analisis dengan menggunakan ANSYS dibagi menjadi tiga, yaitu :

1. *Preprocessing* (proses awal)

Tahap-tahap penting dalam *preprocessing* :

- Pemodelan geometri: dilakukan proses modeling geometri baik 1D, 2D maupun 3D.
- Pemilihan tipe elemen: digunakan untuk mendiskritisasikan model yang dibuat.
- *Material properties*: input data material yang digunakan.
- *Meshing*: pembagian struktur menjadi elemen-elemen kecil/elemen diskrit.
- Mendefinisikan analisis solusi yang dipakai (*analysis type*).
- Memasukkan kondisi batas (*constrain*).
- Menerapkan pembebanan.

2. *Solution* (proses solusi)

Tahap-tahap penting dalam *solution*:

- Penyelesaian (*solving*).

3. *General postprocessing* (proses pembacaan hasil)

- *Plot result*

Dengan menggunakan *contour plot* akan tampak distribusi tegangan atau variabel lain pada model sehingga mudah dalam menginterpretasikan informasi yang disajikan. Di sini model digambarkan dengan sebaran warna yang menunjukkan besarnya tegangan yang terjadi.

- *List result*

Hasil analisis dalam bentuk *list result* berupa tabel yang memberikan informasi secara detil mengenai perpindahan, tegangan dan regangan yang terjadi pada tiap node maupun elemennya.

- *Animation*

Hasil analisa yang diperoleh juga ditampilkan dalam bentuk simulasi (animasi).

2.7 Hipotesis

Berdasarkan tinjauan pustaka, maka muncul hipotesis dari permasalahan yang diamati. Dengan adanya rasio panjang dan tebal *crash box*, semakin kecil rasio (L/t) *crash box* maka akan menurunkan nilai kekakuan bahan sehingga akan mempengaruhi proses terjadinya *folding* serta akan meningkatkan nilai energi penyerapan.