

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Teknologi kendaraan bermotor khususnya roda empat dewasa ini sedang mengalami perkembangan yang sangat pesat. Ada begitu banyak pengembangan yang dilakukan pada setiap aspek kendaraan bermotor, mulai dari segi desain interior, desain eksterior, performa mesin, ketangguhan, kekuatan material, dan keamanan pada kendaraan menjadi fokus pengembangan. Statistik yang dihimpun oleh WHO menyatakan kecelakaan lalu-lintas adalah pembunuh nomer 3 setelah penyakit jantung dan TBC. Selain keselamatan jiwa dari penumpang yang terancam pada saat terjadinya kecelakaan, kerusakan pada bagian mobil, seperti mesin, *chassis*, *body* kendaraan tidak dapat dihindarkan. Hal ini dapat menimbulkan kerugian material yang tidak sedikit. Dengan fakta tersebut maka sistem keamanan pada kendaraan menjadi salah satu fokus pengembangan yang sangat diperlukan dan harus diperhatikan.

Crash box merupakan salah satu sistem keamanan pada kendaraan yang mengalami pengembangan. *Crash box* merupakan perangkat dari sistem keamanan pasif yang berfungsi untuk meningkatkan keamanan bagi penumpang pada saat terjadi tabrakan dari depan (*frontal crash*). Pada saat terjadi tabrakan *crash box* berfungsi untuk menyerap energi impact yang diterima oleh kendaraan dan diubah menjadi deformasi plastis pada *crash box*. Semakin besar kemampuan *crash box* menyerap energi impact yang terjadi pada saat terjadi kecelakaan maka energi yang diterima oleh bagian lain dari kendaraan maupun cedera pada penumpang dapat diminimalisir.

Pada tahun 2009 Velmurugan *and* Muralikannan melakukan penelitian tentang karakteristik penyerapan energi pada *crash box* dengan melakukan pengujian statik dan dinamik dari beberapa macam bentuk penampang diantaranya lingkaran, persegi, dan persegi panjang, masing-masing *crash box* memiliki keliling, ketebalan, dan tinggi yang sama, hasil penelitian tersebut menunjukkan penyerapan energi spesifik pada penampang lingkaran lebih tinggi dibandingkan dengan penampang persegi dan persegi panjang sedangkan penampang persegi lebih baik dari persegi panjang.

Pada tahun 2012 Wahyu Kurniawan melakukan penelitian tentang analisis crash box penampang persegi panjang dalam performa penyerapan energi impact pada pengujian pendulum impact. Dari penelitian yang dilakukan dapat diketahui bahwa performa *crash box* dalam penyerapan energi berbanding lurus dengan besar momen inersia *crash box*.

Dilanjutkan penelitian pada tahun 2013 oleh Najmi Yahya Talib tentang pengaruh diameter dan panjang *Crash box* dalam performa penyerapan energi impact. Dari hasil penelitian didapati bahwa semakin bertambah ratio (D/L) pada *crash box* maka penyerapan energi semakin besar. *Crash box* yang memiliki kemampuan menyerap energi terbaik memiliki ketebalan 1.6 mm, panjang 115 mm, diameter 97.34 mm dengan material *crash box* yang digunakan adalah AISI 1340 Steel, annealed at 910°C.

Berdasarkan Analisa yang telah dilakukan sebelumnya, perlu dilakukan penelitian lanjutan tentang performa *Crash box* dalam penyerapan energi impact akibat tabrakan pada kecepatan tinggi dengan penambahan *bumper system*.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang masalah di atas, maka diambil rumusan masalah yang akan diteliti adalah seberapa besar energi impact yang dapat diterima oleh *crash box* dan diubah menjadi deformasi plastis pada saat terjadi tumbukan kecepatan tinggi, jika di depan *crash box* diberikan *bumper system*.

1.3 Tujuan Penelitian

Mengetahui besar energi impact yang dapat diterima oleh *crash box* pada saat terjadi tumbukan kecepatan tinggi, jika di depan *crash box* diberikan *bumper system*.

1.4 Manfaat Penelitian

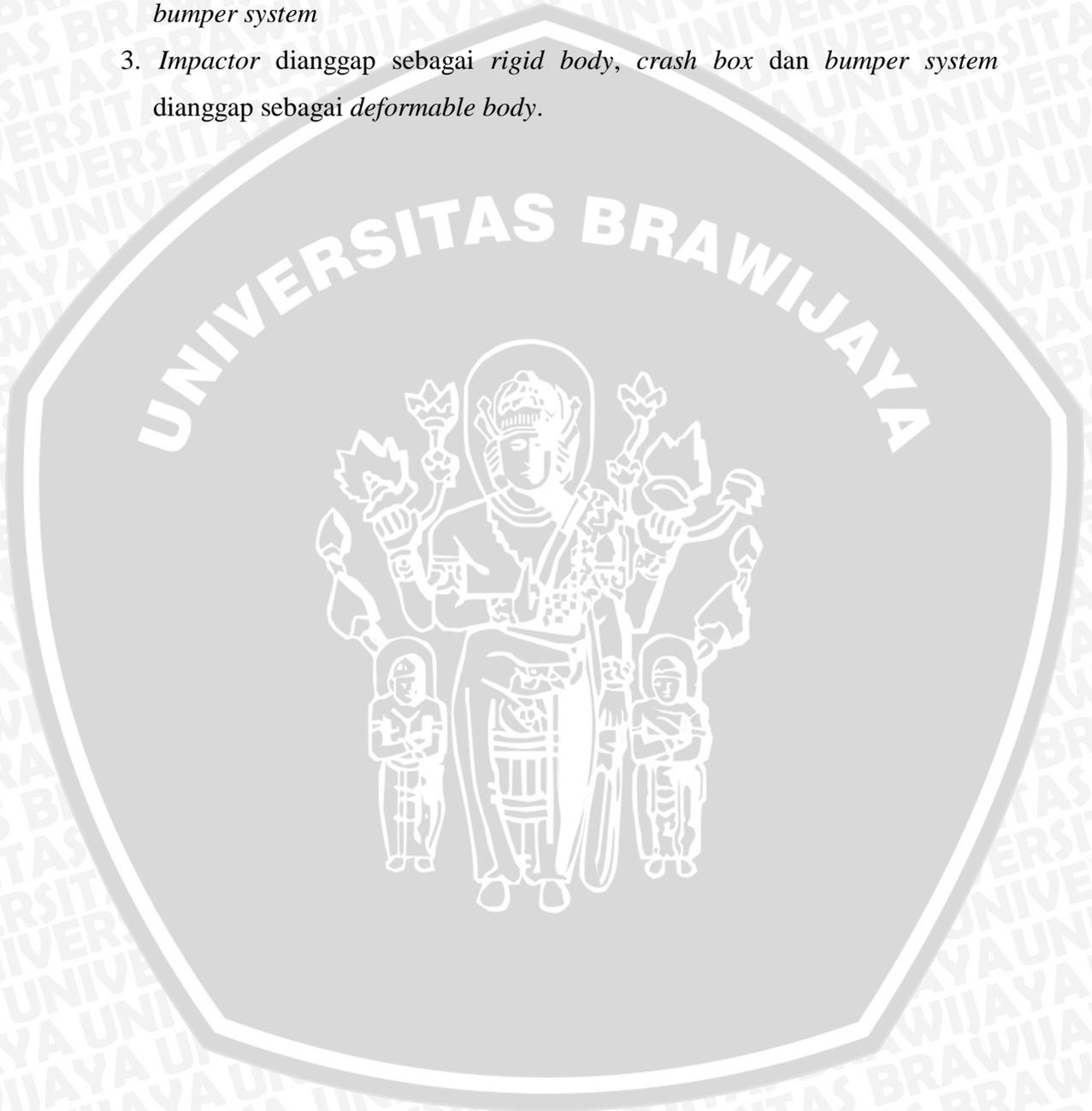
Manfaat yang diharapkan dari penelitian ini antara lain adalah :

1. Dapat memberikan prediksi tentang performa *crash box* dan *bumper system* saat terjadi tabrakan dari arah depan pada kecepatan tinggi.
2. Sebagai referensi serta wawasan dalam bidang teknologi kendaraan terutama pada system keamanan kendaraan.
3. Sebagai desain dan acuan awal sebelum melakukan eksperimen actual.

1.5 Batasan Masalah

Agar permasalahan tidak terlalu luas, maka perlu adanya batasan masalah sebagai berikut :

1. Simulasi uji tabrak dilakukan dengan *software ANSYS Workbench 14.5*
2. Penelitian difokuskan pada energi dan deformasi pada *crash box* dan *bumper system*
3. *Impactor* dianggap sebagai *rigid body*, *crash box* dan *bumper system* dianggap sebagai *deformable body*.



BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebelumnya

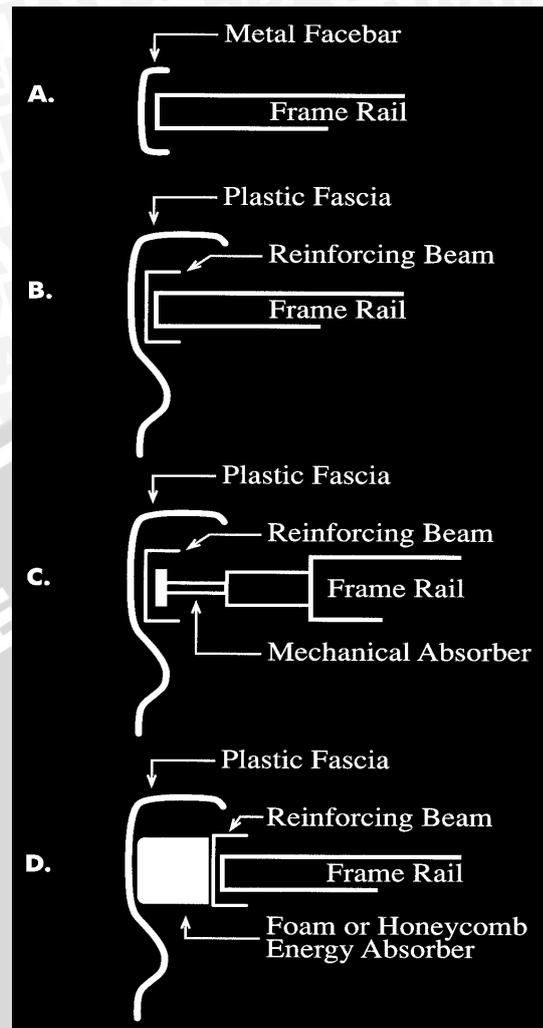
Berdasarkan penelitian yang dilakukan oleh Najmi Yahya Talib (2013) diketahui bahwa crash box memiliki performa peredaman tegangan terbaik dengan komposisi Material *crash box* yang digunakan adalah AISI 1340 Steel, annealed at 910°C. dengan Diameter 97.34 mm , panjang 115 mm, tebal 1,6cm. Dengan komposisi tersebut crash box mampu menyerap 6177 J (energi) dengan efisiensi gaya tabrak sebesar 55%.

Berdasarkan penelitian terdahulu, perlu dilakukan penelitian lebih lanjut yang dapat mendukung dan melengkapi penelitian yang telah dilakukan yaitu mengenai bagaimana pengaruh *bumper system* yang diintegrasikan pada *crash box* berpenampang lingkaran terhadap performanya dalam penyerapan energi impak pada saat terjadi *frontal crash* dalam kecepatan tinggi.

2.2 Sistem Bumper

Bumper merupakan salah satu system keamanan pasif yang umum ditemui pada sebuah mobil. Bumper dirancang untuk menyerap beban kejut pada kecepatan rendah apabila terjadi kecelakaan. Bumper dimaksudkan untuk mengurangi kerusakan pada part kendaraan dan mengurangi energi tabrak yang dirasakan oleh penumpang. Oleh karena itu penting untuk melengkapi kendaraan penumpang dengan bumper yang efektif mengurangi kerusakan kendaraan pada saat kecelakaan terjadi.

Berdasarkan data yang dihimpun oleh Steel Market Devolepment Institute (2011) ada empat sistem *bumper* yang umum digunakan dewasa ini. Keempat system tersebut dapat dilihat pada Gambar 2.1.



Gambar 2.1 Sistem Bumper

Sumber : Steel Market Deveopment Institute (Mei 2011)

Berdasarkan *American Iron and Steel Institute (ASIS)* bagian-bagian utama dari bumper adalah :

1. *Fascia*

Fascia adalah bagian terluar bumper dengan desain aerodinamis, berfungsi untuk mendistribusikan aliran udara disekitar mobil. Desain *fascia* pada umumnya ditujukan untuk memperindah tampilan mobil. *Fascia* adalah bagian yang paling rapuh dari keseluruhan sistem bumper. *Fascia* pada umumnya berbahan dasar *polypropylene*, *polyurethane*, atau *polycarbonate*.

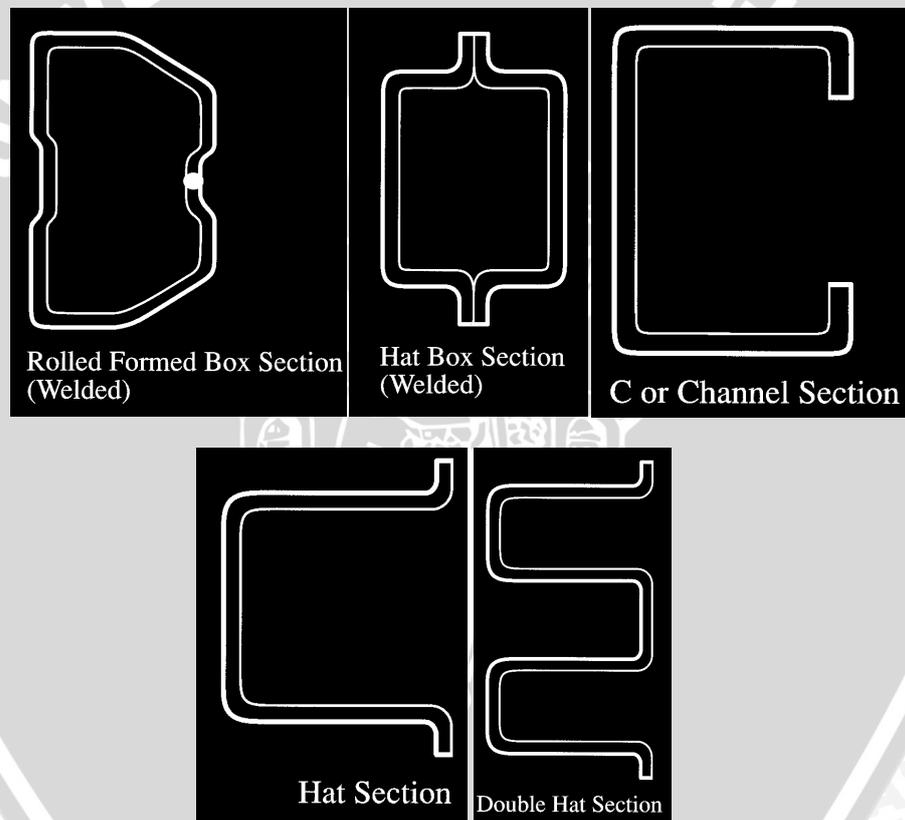
2. *Metal Facebar*

Metal facebar (Gambar 2.1). adalah bagian dari bumper yang terbuat dari bahan metal yang dipasang pada bagian depan atau belakang kendaraan

dan berfungsi untuk menyerap energi pada saat terjadi kecelakaan pada kecepatan rendah, antara 4-8 km/jam.

3. Reinforcing Beam

Reinforcing beam merupakan komponen kunci dari sistem *bumper*. *reinforcing beam* memperkuat keseluruhan *bumper* dan dapat membantu menyerap energi kinetik dari tabrakan dan memberikan perlindungan kepada bagian kendaraan. Dengan tetap utuh selama *reinforcing beam* melindungi *frame* dari kerusakan. Material yang biasa digunakan pada *reinforcing beam* adalah baja kekuatan tinggi. Bentuk penampang *reinforcing beam* yang terdapat dapat dilihat pada Gambar 2.2.



Gambar 2.2. Bentuk penampang *reinforcing beam*

Sumber : Steel Market Development Institute (Mei 2011)

4. Energy Absorber

Energy Absorber dirancang untuk menyerap sebanyak mungkin energi kinetik yang diterima kendaraan pada saat terjadi tabrakan. Peredam energi sangat efektif untuk mereduksi gaya yang mengalir menuju rangka

kendaraan. Komponen ini terpasang di antara *bumper* dan rangka kendaraan. *Energy absorber* dengan bentuk *foam* atau *honeycomb* terbuat dari polypropylene, poliuretan atau low density polyethylene. Sedangkan tipe mekanik yaitu *crash box* terbuat dari bahan metal dengan kekuatan tinggi.

2.3 Crash box

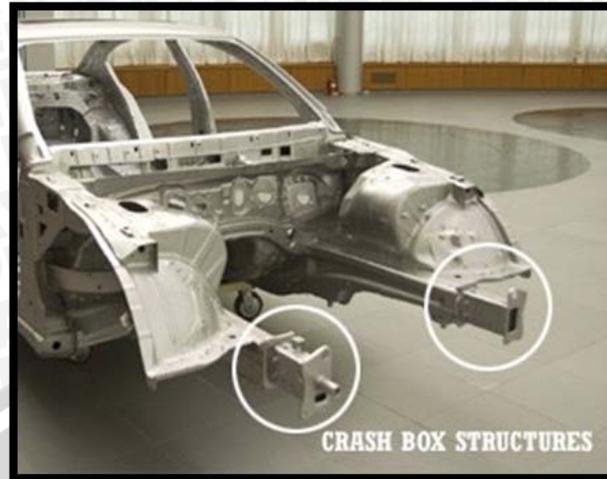
Crash box merupakan salah satu jenis penyerap energi impact (*Impact energy absorber*) yang berfungsi menyerap energi impact akibat terjadinya tabrakan dari arah depan maupun belakang. *Crash box* pada umumnya dipasang diantara bumper dan frame utama mobil untuk menyerap energi pada saat terjadi kecelakaan. Biasanya *crash box* tertekuk sewaktu menerima gaya aksial akibat tumbukan yang terjadi. Pembentukan pola tekuk terjadi karena *crash box* menyerap energi impact dan diubah menjadi deformasi plastis.

Deformasi yang terjadi pada *crash box* saat kecelakaan frontal diharapkan dapat menyerap energi impact secara optimal sehingga energi yang tersisa tidak mengakibatkan deformasi pada rangka kabin utama dapat diminimalisasi dan penumpang dapat selamat.

Beberapa kriteria yang harus dimiliki *crash box* agar berfungsi dengan maksimal sebagai penyerap energi impact :

- *Crash box* harus memiliki dimensi yang cukup panjang agar jalur deformasi untuk penyerapan energi tabrakan semakin panjang pula.
- *Crash box* dapat menyerap Energi impact akibat tabrakan sebanyak mungkin, Energi impact yang diterima *crash box* dapat dikonversi menjadi deformasi irreversible atau deformasi plastis.
- *Crash box* harus mudah diproduksi dengan biaya rendah namun memiliki kualitas yang baik.
- *Crash box* mudah dalam pemasangan dan pelepasannya.

Detail gambar peletakan *crash box* pada kendaraan dapat dilihat pada Gambar 2.3.

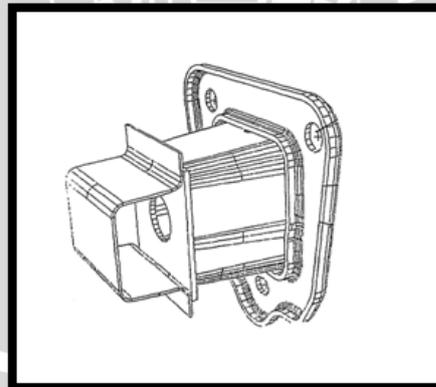


Gambar 2.3 *Crash box* pada struktur rangka kendaraan

Sumber : www.autoblog.com (17 Juni 2008)

2.3.1 Jenis-jenis *Crash box*

Berdasarkan bentuk dan kegunaannya, *crash box* memiliki beragam jenis diantaranya adalah tabung berpenampang lingkaran (*circular tubes*), tabung berpenampang persegi (*square tubes*), tabung berpenampang bergelombang (*corrugated tubes*), sarang lebah (*honeycomb cells*), *origami* dan bentuk-bentuk khusus yang lain sesuai dengan kebutuhan konstruksi design dan kegunaannya. Contoh jenis *crash box* dapat dilihat pada Gambar 2.4 sampai Gambar 2.8.



Gambar 2.4 *Crash box* berpenampang persegi (*square tubes*)

Sumber : Automotive Technologies International, Inc.

(akses: Mei 2013)



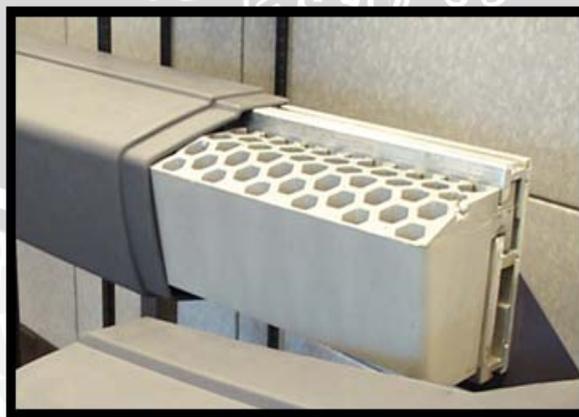
Gambar 2.5 Crash box tabung berpenampang lingkaran (*circular tube*)

Sumber : Norks Hydro ASA (akses: Mei 2013)



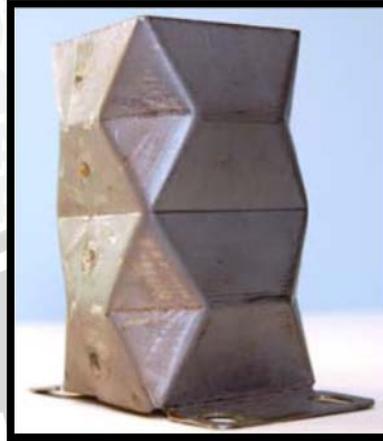
Gambar 2.6 Crash box tabung berpenampang bergelombang (*corrugated tubes*)

Sumber : Jiayao Ma and Zhong You (2008)



Gambar 2.7 Crash box berpenampang sarang lebah (*Honeycomb cell*)

Sumber : MSC Software Corporation



Gambar 2.8 Crash box berpenampang origami

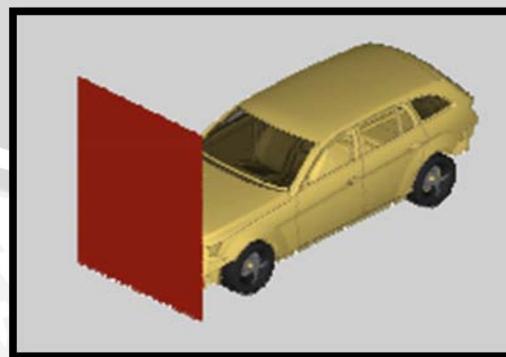
Sumber : Jiayao Ma and Zhong You (2008)

2.4 Standar Uji Tabrak *Frontal Impact*

Secara international ada beberapa jenis metode uji tabrak yang dilakukan. Standar pengujian yang dilakukan berbeda-beda berdasarkan kecepatan yang diterima regional masing-masing negara. Ada beberapa macam standar pengujian yang dilakukan pada uji tabrak *frontal impact* :

a. Standar US-NCAP

Metode pengujian ini adalah, kendaraan melaju pada kecepatan konstan 56 km/jam menabrak sebuah *impactor* dengan sudut tegak lurus arah laju kendaraan dan 100% bagian depan mobil menumbuk *barrier*. Ilustrasi pengujian ini dapat dilihat pada Gambar 2.9.

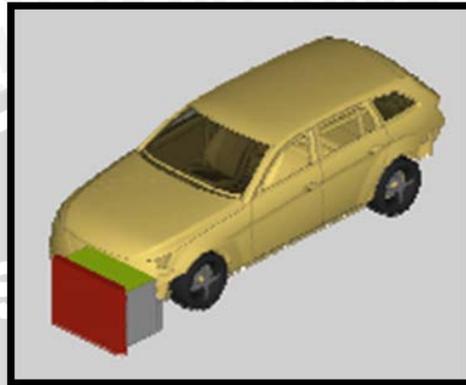


Gambar 2.9 Pengujian Tabrak Standar US-NCAP

Sumber: ThyssenKrupp Steel (2008)

b. Standar Euro-NCAP

Pada pengujian ini kendaraan melaju pada kecepatan konstan 64 km/jam menabrak sebuah *barrier* Pada saat terjadi tabrakan hanya 40% dari bagian depan kendaraan yang menerima tumbukan. Ilustrasi pengujian ini dapat dilihat pada Gambar 2.10

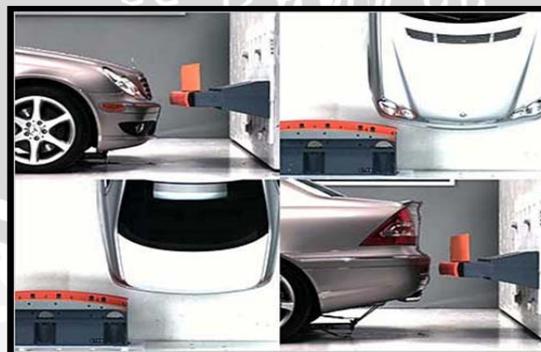


Gambar 2.10 Pengujian Tabrak Standar Euro-NCAP

Sumber: ThyssenKrupp Steel (2008)

c. Standar IIHS (*Insurance Institute for Highway Safety*)

Standar uji tabrak dengan menggunakan *fixed barrier* menjadi empat konfigurasi pengujian yaitu impact bumper depan dan belakang secara penuh, bumper depan dengan *barrier* bersudut dan impact belakang dengan *pole* (tiang). Keseluruhan pengujian dilakukan dengan kecepatan konstan sebesar 5 mph (8 km/jam). Standar IIHS dapat digambarkan seperti pada Gambar 2.11.



Gambar 2.11 Pengujian tabrak Standar IIHS

Sumber : http://www.iihs.org/bumper_test.htm (akses: Juni 2013)

d. Standar RCAR (*Research Council for Automobile Repairs*)

Pengujian ini dilakukan untuk mengetahui seberapa besar kerusakan yang dialami kendaraan jika tabrakan terjadi pada 40% *overlap* impact bumper depan dan 40% *overlap* impact bumper belakang. Keseluruhan pengujian dilakukan dengan *mobile barrier* yang bergerak dengan kecepatan 15 km/jam seperti pada Gambar 2.12.

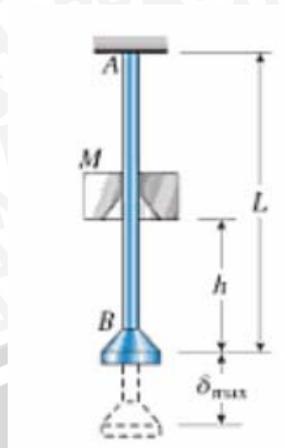


Gambar 2.12 Pengujian tabrak standar RCAR

Sumber : http://www.thatcham.org/safety/ppts/Low_Damageability_Testing.ppt
(akses: Juni 2013)

2.5 Beban Impak

Beban impak adalah beban yang diterima suatu benda sehingga mengakibatkan perubahan energi kinetik menjadi energi regangan. Beban dapat digolongkan menjadi dua yaitu beban statik dan dinamik. Beban statik adalah beban yang diberikan secara perlahan-lahan, bertahap mulai dari nol menuju nilai maksimalnya secara konstan, baik intensitasnya, tempatnya dan arah garis kerjanya tetap. Sedangkan beban dinamik dibebankan dan dihilangkan secara tiba-tiba serta berubah-ubah menurut waktu. Ilustrasi dari beban impak dapat dilihat pada Gambar 2.13.



Gambar 2.13 Beban impak pada batang prismatik

Sumber : Gere 2003, (97)

Pada Gambar 2.8 dapat dilihat benda dengan massa M menumbuk batang AB pada bagian B dari jarak ketinggian h . Batang AB mempunyai panjang L , luas penampang A dan modulus elastisitas E , Hasil tumbukan berupa perpanjangan batang sebesar δ . Asumsi yang diperlukan adalah energi kinetik massa seluruhnya diubah menjadi energi regangan batang. Dengan menyamakan energi potensial yang hilang saat massa M jatuh dengan energi regangan yang timbul pada batang diperoleh persamaan.

$$\text{Energi Potensial } M = \text{Energi regangan } AB \tag{2-8}$$

$$W(h + \delta_{maks}) = \frac{EA\delta_{maks}^2}{2L} \tag{2-9}$$

Persamaan dapat dipecah untuk mencari akar positif menjadi :

$$\delta_{maks} = \frac{WL}{EA} + \left[\left(\frac{WL}{EA} \right)^2 + 2h \left(\frac{WL}{EA} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \tag{2-10}$$

Substitusi nilai $\frac{WL}{EA} = \delta_{st}$ diperoleh persamaan yang lebih sederhana :

$$\delta_{maks} = \delta_{st} + \left[\delta_{st}^2 + 2h\delta_{st} \right]^{\frac{1}{2}} \tag{2-11}$$



δ_{st} adalah perpajangan batang akibat berat benda yang jatuh pada kondisi pembebanan statik. Dengan nilai h yang jauh lebih besar dibandingkan perpajangan statik, kedua suku pertama sisi kanan dapat dihilangkan menjadi:

$$\delta_{st} = \sqrt{2h\delta_{st}} \quad (2-12)$$

Dengan mensubstitusikan $M = \frac{W}{g}$ dan $v = \sqrt{2gh}$ ke dalam persamaan diatas diperoleh :

$$\delta_{st} = \sqrt{\frac{Mv^2 L}{EA}} \quad (2-13)$$

Analogi yang sama berlaku untuk memperoleh tegangan maksimum berdasarkan persamaan :

$$\delta = \frac{PL}{EA} = \frac{\sigma L}{E} \quad (2-14)$$

Sehingga keseluruhan persamaan menjadi :

$$\sigma_{maks} = \frac{E\delta_{maks}}{L} \quad (2-15)$$

$$\sigma_{maks} = \frac{W}{A} + \left[\left(\frac{W}{A} \right)^2 + \frac{2WhE}{AL} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2-16)$$

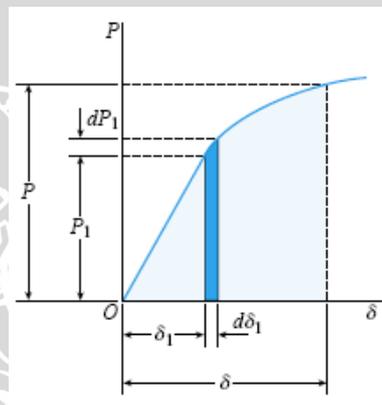
$$\sigma_{maks} = \sigma_{st} + \left[\sigma_{st}^2 + \frac{2hE}{L} \delta_{st} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2-17)$$

$$\sigma_{maks} = \sqrt{\frac{2hE\sigma_{st}}{EA}} = \sqrt{\frac{Mv^2 E}{AL}} \quad (2-18)$$

2.6 Energi Regangan

Jika dua benda bertumbukan maka akan terjadi konversi energi yaitu dari energi kinetik menjadi energi regangan (*strain energy*) pada material dengan mengabaikan perubahan energi ke bentuk lain. Energi regangan merupakan konsep dasar dalam mekanika terapan yang banyak digunakan untuk menentukan respon struktur terhadap beban statik dan dinamik.

Pada kondisi statik tanpa adanya efek dinamik dan inersia, pembebanan diterapkan secara perlahan-lahan sehingga beban bertambah dari nol ke harga maksimum. Pembebanan akan menyebabkan material mengalami pertambahan panjang (perpindahan akibat deformasi) hingga mencapai pertambahan panjang maksimum sesuai besar pembebanan. Fenomena ini umumnya disajikan dalam bentuk diagram beban-perpindahan (*load-displacement diagrams*) seperti pada Gambar 2.14.



Gambar 2.14 Diagram beban-perpindahan

Sumber : Gere, 2004 : 116

Berdasarkan tinjauan geometrik, usaha yang dilakukan oleh beban dalam rentang nilai P dan δ dinyatakan sebagai luas daerah dibawah kurva beban-perpindahan, sehingga dapat dirumuskan usaha total yang dilakukan oleh beban :

$$U = W = \int_0^{\delta} P_1 d\delta_1 \quad (2-19)$$

Dengan :

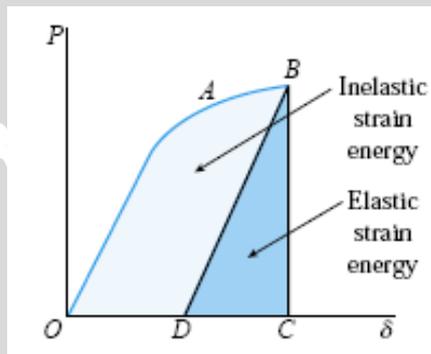
U = Energi regangan (J)

W = Usaha (J)

P = Gaya (N)

δ = Perpindahan (m)

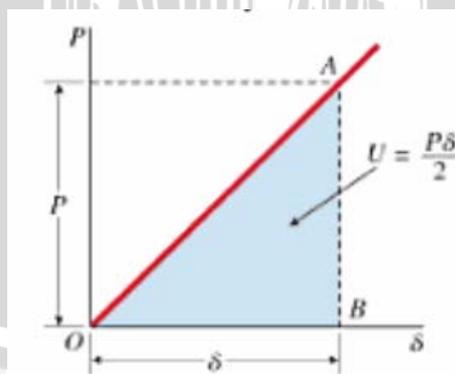
Energi regangan dibagi menjadi dua yakni energi regangan elastis dan energy regangan inelastis (Gambar 2.15). Saat pembebanan dihilangkan perlahan-lahan material akan kembali ke bentuk semula. Namun material tidak akan kembali ke bentuk semula bila batas elastic terlampaui. Hanya sebagian dari energi regangan yang dipulihkan bila pembebanan melewati batas elastic. Selama pembebanan dihilangkan, maka diagram akan berubah menurut garis BD. Energi regangan inelastis (OABDO) merupakan energi yang hilang dalam proses untuk mengubah bentuk secara permanen.



Gambar 2.15 Energi regangan elastis dan plastis

Sumber : Gere, 2004 : 117

Pada batas elastis, diagram beban – perpindahan mengikuti garis linear (Gambar 2.16). sehingga besar energi regangan yang tersimpan adalah sebesar luas daerah segitiga yang dibentuk oleh garis linear A dengan sumbu x. Besar energi regangan yang tersimpan sama dengan usaha yang dilakukan oleh beban.



Gambar 2.16 Diagram beban-perpindahan elastic

Sumber : Gere (2004 : 118)

Sehingga rumus energi regangan dalam kondisi elastic dapat ditulis :

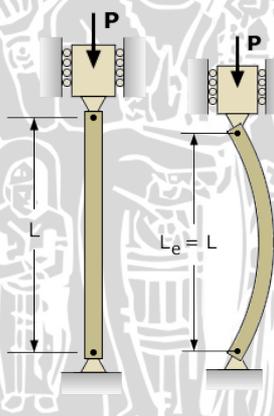
$$U = W = \frac{P\delta}{2} \quad (2-20)$$

Dimana dapat diperoleh hubungan antara perpindahan dengan beban :

$$\delta = \frac{PL}{EA} \quad (2-21)$$

2.7 Tegangan Tekuk (Buckling Stress)

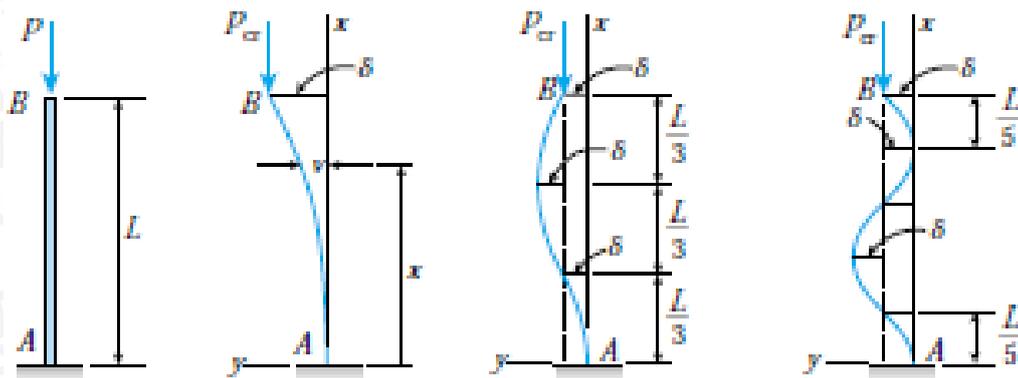
Tegangan tekuk adalah kondisi ketidakstabilan yang mengarah ke modus kegagalan. Tegangan tekuk adalah suatu proses dimana sebuah struktur tidak mampu mempertahankan bentuk aslinya, dimana terjadi lendutan besar sehingga mengubah bentuk struktur tersebut. Fenomena tekuk atau *buckling* biasa terjadi pada sebuah kolom, hal ini terjadi akibat pembebanan secara aksial pada struktur tersebut, jika suatu kolom diberi tekanan yang besar maka tiang tersebut akan membengkok dan terdefleksi secara lateral sehingga dapat dikatakan struktur tersebut mengalami *buckling*. Dengan bertambahnya beban aksial pada struktur kolom maka defleksi lateral juga akan bertambah dan pada akhirnya kolom akan benar-benar terdeformasi plastis. Ilustrasi *buckling* dapat dilihat pada Gambar 2.17.



Gambar 2.17 *Buckling* pada struktur kolom

Sumber : Brush, D.O., and Almroth, B.O. *Buckling of Bars, Plates, and Shells*, McGraw-Hill (New York).

Buckling pada *Crash box* (Gambar 2.18) terjadi karena *Crash box* menyerap energi kinetik akibat tabrakan dimana energi tersebut diubah menjadi energi deformasi plastis pada struktur dengan bentuk tekukan –tekukan yang disebut *buckling*, sehingga energi kinetik akibat tabrakan yang diterima oleh kendaraan tidak langsung tersalur ke rangka utama kendaraan. Hal ini meminimalisir terjadinya kerusakan parah pada bagian kendaraan yang lain dan cedera pada penumpang.



Gambar 2.18 Teori dasar *buckling* pada *crash box*

Sumber : Gere, 2003 : 765

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

- Jika $P < P_{cr}$, maka struktur kolom dalam keadaan stabil dan setimbang dengan posisi tegak lurus.
- Jika $P = P_{cr}$, maka struktur kolom berada dalam kondisi netral ekuilibrium baik dalam posisi tegak atau sedikit membengkok.
- Jika $P > P_{cr}$, maka struktur kolom berada dalam kondisi ekuilibrium yang tidak stabil pada keadaan tegak dan karena itu terjadi *buckling*.

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

P_{cr} = Beban kritis (N)

E = Modulus Elastisitas (Pa)

I = Momen inersia penampang (m^4)

L = Panjang kolom (m)

Bentuk dan jumlah tekukan pada *buckling* berdsasarkan pada persamaan tekuk :

$$\cos kL = 0 \tag{2-23}$$

Dengan persamaan kurva defleksi pada kolom yang tertekuk :

$$v = \delta(1 - \cos kx) \quad (2-24)$$

Persamaan (2-2) dapat dienuhi apabila :

$$kL = \frac{n\pi}{2} \quad (2-25)$$

dengan nilai $n = 1, 3, 5, \dots$

Substitusi nilai k ke dalam persamaan (2-3) dimana nilai k :

$$k^2 = \frac{P}{EI} \quad (2-26)$$

Sehingga diperoleh persamaan beban kritis :

$$P_{er} = \frac{n^2 \pi^2 EI}{4L^2} \quad (2-27)$$

dengan nilai $n = 1, 3, 5, \dots$

Selain itu diperoleh rumus kurva defleksi bentuk ragam tekukan :

$$v = \delta \left(1 - \cos \frac{n\pi x}{2L} \right) \quad (2-28)$$

dengan nilai $n = 1, 3, 5, \dots$

2.8 Teori Tegangan dan Regangan

2.8.1 Prinsip Analisis Tegangan

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 :

$$\sum F = 0; \sum M = 0 \quad (2-29)$$

- Kompatibilitas perpindahan (*strain-displacement relation*)

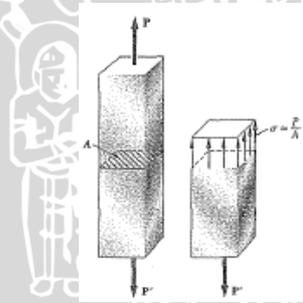
Bagian yang mengalami perpindahan dalam suatu struktur kontinyu akibat deformasi mempunyai hubungan antara satu bagian dengan bagian lainnya.

- 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.

2.8.2 Konsep 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 2.19).



Gambar 2.19 Tegangan akibat gaya pada material

Sumber : Beer, 2006 :5

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2-30)$$

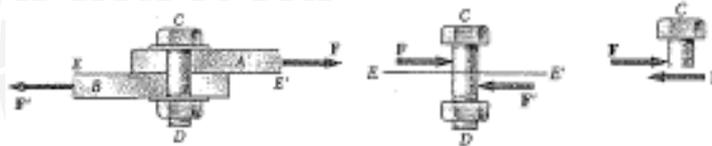
Dengan :

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 2.20.



Gambar 2.20 Tegangan geser pada material

Sumber : Beer, 2006 : 10

$$\tau = \frac{F_s}{A} \quad (2-31)$$

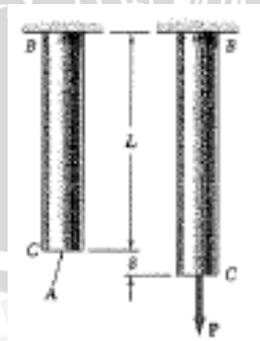
Dengan :

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 2.21).



Gambar 2.21 Regangan akibat pembebanan

Sumber : Beer, 2006 : 61

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

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L_0} \quad (2-32)$$

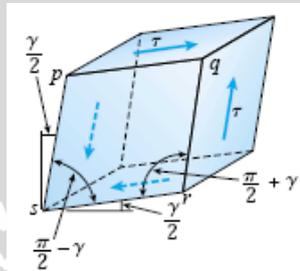
Dengan :

ε = Regangan normal

δ = Perubahan panjang (m)

L_0 = Panjang awal (m)

Sedangkan regangan geser (Gambar 2.22) adalah perubahan sudut antara dua permukaan tegak lurus dari elemen diferensial benda.



Gambar 2.22 Regangan geser pada elemen material

Sumber : Gere, 2004 : 32

$$\gamma = \frac{S_s}{S_0} \quad (2-33)$$

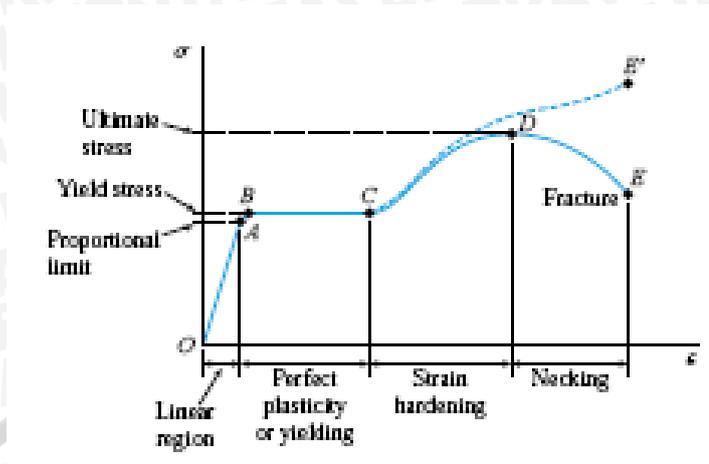
Dengan :

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 atau Modulus Kekakuan. Hubungan antara tegangan dan regangan ditampilkan dalam kurva tegangan dan regangan seperti pada Gambar 2.23.



Gambar 2.23 Grafik hubungan tegangan dan regangan

Sumber : Gere, 2004 : 15

Sehingga dapat ditulis rumusan untuk Modulus Elastisitas dan Modulus Kekakuan :

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \quad (2-34)$$

Dengan :

E = Modulus Elastisitas (N/m^2)

σ = Tegangan (N/m^2)

ϵ = Regangan

$$G = \frac{\tau}{\gamma} \quad (2-35)$$

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).

$$\nu = - \frac{\text{regangan lateral}}{\text{regangan aksial}} \quad (2-36)$$

ν = Poisson's Ratio

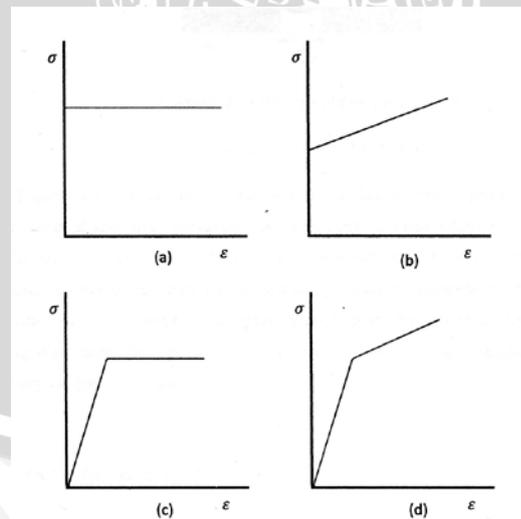
Sehingga dapat diperoleh hubungan antara Modulus Elastisitas, Modulus Kekakuan, dan Poisson's Ratio :

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2-37)$$

2.8.3 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 volum material adalah konstan.

Untuk memperoleh solusi dari permasalahan deformasi maka diperlukan idealisasi hubungan tegangan dan regangan. Idealisasi dari permasalahan plastisitas dapat dijelaskan dalam Gambar 2.24.



Gambar 2.24 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.

2.9 Teori Tumbukan

2.9.1 Hukum Newton

Kecenderungan sebuah benda untuk mempertahankan keadaan diam atau gerak tetapnya pada garis lurus disebut inersia. Massa adalah ukuran inersia suatu benda. Makin besar massa yang dimiliki sebuah benda, makin sulit untuk merubah keadaan geraknya. Lebih sulit menggerakkannya dari keadaan diam, atau menghentikannya saat sedang bergerak, atau merubah geraknya keluar dari lintasan yang lurus.

Hukum Newton Pertama: “Setiap benda tetap berada dalam keadaan diam atau bergerak dengan laju tetap sepanjang garis lurus, kecuali jika diberi gaya total yang tidak nol.”

$$\Sigma F = 0$$

(2-38)

Hukum Newton Kedua: “Percepatan sebuah benda berbanding lurus dengan gaya total yang bekerja padanya dan berbanding terbalik dengan massanya. Arah percepatan sama dengan arah gaya total yang bekerja padanya.”

$$\Sigma F = m \cdot a \quad (2-39)$$

Hukum Newton Ketiga: “Ketika suatu benda memberikan gaya pada benda kedua, benda kedua tersebut memberikan gaya yang sama besar tetapi berlawanan arah terhadap benda yang pertama.”

$$\Sigma F_{aksi} = -\Sigma F_{reaksi} \quad (2-40)$$

2.9.2 Momentum

Momentum dari sebuah benda didefinisikan sebagai hasil kali massa dengan kecepatannya.

$$p = m \cdot v \quad (2-41)$$

dengan:

p = momentum benda (kg.m/s)

m = massa benda (kg)

v = kecepatan benda (m/s)

Makin besar momentum yang dimiliki suatu benda, makin sulit untuk menghentikannya, dan makin besar efek yang diakibatkannya jika dihentikan dengan tabrakan atau tumbukan. Untuk merubah momentum benda dibutuhkan sebuah gaya, baik untuk menaikkan momentum, menurunkannya, atau untuk merubah arahnya.

Hukum Newton Kedua yang dinyatakan dalam momentum: “Laju perubahan momentum sebuah benda sama dengan gaya total yang diberikan pada benda tersebut.”

$$F = \frac{dp}{dt} \quad (2-42)$$

dengan:

F = gaya total pada benda (N)

dp = perubahan momentum (kg.m/s)

dt = selang waktu (s)

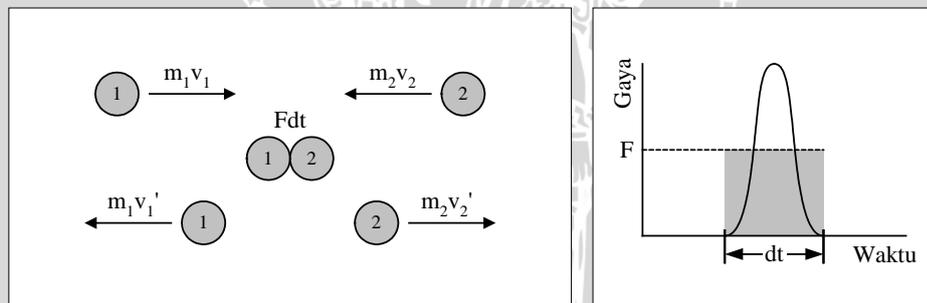
Hukum kekekalan momentum: “Momentum total dari suatu sistem benda-benda yang terisolasi adalah konstan.” Jadi, momentum sebelum tumbukan sama dengan momentum sesudah tumbukan.

$$m_1 v_1 + m_2 v_2 = m_1 v_1' + m_2 v_2' \quad (2-43)$$

2.9.3 Tumbukan

Tabrakan atau tumbukan (*collision*) adalah suatu peristiwa yang melibatkan dua benda yang mempunyai kecepatan relatif dan timbulnya gaya kontak dalam jangka waktu tertentu yang menimbulkan deformasi dari kedua benda tersebut. Pada titik deformasi maksimum, kedua benda tersebut mempunyai kecepatan yang sama. Pada peristiwa tumbukan terjadi impuls, yaitu gaya yang bekerja sesaat akibat interaksi dari dua benda yang saling kontak. Pada saat kontak, gaya meningkat dari nol hingga maksimum dalam waktu yang sangat singkat, dan dengan drastis kembali ke nol lagi. Hubungan antara impuls dan momentum dikenal sebagai teorema impuls-momentum (Gambar 2.25)

$$I = F \cdot dt = dp \quad (2-44)$$



Gambar 2.25 Impuls pada tumbukan dua bola

2.9.4 Tumbukan Lenting dan Tidak Lenting

Dikatakan tumbukan lenting sempurna jika energi kinetik total sebelum dan sesudah tumbukan adalah sama.

$$\frac{1}{2} m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2^2 = \frac{1}{2} m_1 v_1'^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2'^2 \quad (2-45)$$

Dikatakan tumbukan tidak lenting jika energi kinetik total sebelum dan sesudah tumbukan tidak sama. Energi kinetik yang hilang diubah menjadi energi bentuk lain, terutama menjadi energi potensial deformasi. Jika kedua benda bersatu

setelah tumbukan disebut tumbukan tidak lenting sama sekali. Energi kinetik yang hilang menjadi maksimum.

$$Ek_1 + Ek_2 = Ek'_1 + Ek'_2 + Ed \quad (2-46)$$

Untuk tumbukan lenting sempurna, laju relatif dari kedua benda sebelum dan sesudah tumbukan adalah sama, tidak peduli berapapun massanya.

$$v_1 - v_2 = v'_2 - v'_1 \quad (2-47)$$

Tingkat kelentingan tumbukan dinyatakan dengan koefisien kelentingan atau koefisien restitusi. Koefisien restitusi dapat pula dianggap sebagai ratio kecepatan relatif dari dua benda setelah tumbukan dan sebelum tumbukan. Hubungan ini disebut sebagai Hukum Newton tentang pemulihan (*recovery*).

$$e = \frac{v'_2 - v'_1}{v_1 - v_2} \quad (2-48)$$

Harga koefisien restitusi adalah $0 \leq e \leq 1$

Jika $e = 1$ disebut tumbukan lenting sempurna

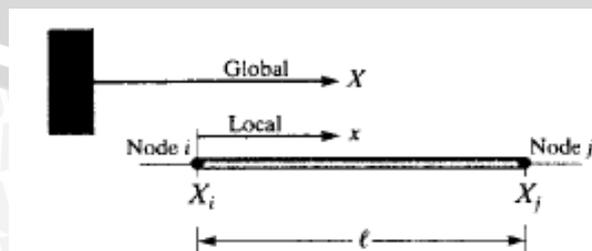
$e = 0$ disebut tumbukan tidak lenting sama sekali

2.10 Metode Elemen Hingga

2.10.1 Sistem Koordinat

Sistem koordinat dalam analisis dengan metode elemen hingga dibagi menjadi tiga macam, yaitu:

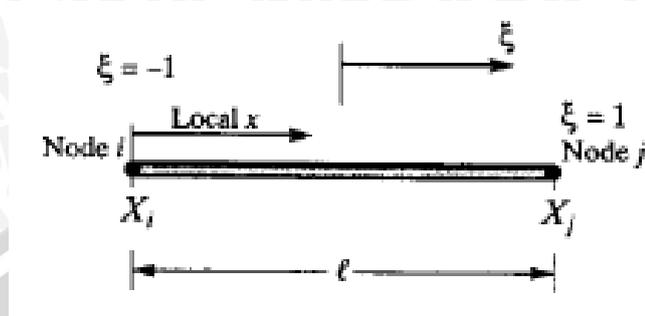
- Sistem koordinat global adalah kerangka dari acuan untuk bagian keseluruhan. Semua titik diletakkan pada penggunaan jarak sistem koordinat global, hanya ada satu sistem global dalam sebuah analisa khusus seperti pada Gambar 2.26.
- Sistem koordinat lokal adalah pendekatan terhadap elemen. Orientasinya relatif terhadap elemen yang tidak mempedulikan perubahan dari orientasi relatif elemen ke sistem global. Dapat dijelaskan seperti pada Gambar 2.26.



Gambar 2.26 Hubungan sistem koordinat global dengan koordinat elemen.

Sumber : Moaveni, 1999 : 131

- c. Sistem koordinat alamiah (natural). Sistem ini terdiri dari koordinat dimensi yang letaknya ditandai pada elemen tanpa memperdulikan ukuran atau bentuk elemennya seperti pada Gambar 2.27.



Gambar 2.27 Hubungan sistem koordinat lokal dengan koordinat natural elemen.

Sumber : Moaveni, 1999 : 132

2.10.2 Prosedur Perhitungan 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:

$$[k] = \int [B]^T [C] [B] dV \quad (2-49)$$

Dengan:

$[k]$ = matrik kekakuan elemen

$[B]$ = matrik konstitutive hubungan regangan-perpindahan

$[C]$ = matrik konstitutive hubungan tegangan-regangan

V = volume

4. Menghitung matrik beban total

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

$$F = Q_{NF} + Q_{BF} + Q_T \quad (2-50)$$

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:

$$[K]\{q\} = \{R\} \quad (2-51)$$

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 batasmemberikan 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 $q_1, q_2, q_3, \dots, q_n$.

$$\begin{aligned} k_{1,1} q_1 + k_{1,2} q_2 + \dots + k_{1,n} q_n &= R_1 \\ k_{2,1} q_1 + k_{2,2} q_2 + \dots + k_{2,n} q_n &= R_2 \\ \dots & \\ k_{n,1} q_1 + k_{n,2} q_2 + \dots + k_{n,n} q_n &= R_n \end{aligned} \quad (2-52)$$

Persamaan diatas akan diselesaikan dengan cara eliminasi Gauss untuk mendapatkan besaran-besaran rimer 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 daat dinyatakan dalam bentuk matrik sebagai berikut :

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \quad (2-53)$$

Hubungan tegangan-regangan:

$$\{\sigma\} = [C]\{\varepsilon\} \quad (2-54)$$

Hubungan regangan-perpindahan:

$$\{\varepsilon\} = [B]\{d\} \quad (2-55)$$

Sehingga tegangan dapat dirumuskan sebagai:

$$\{\sigma\} = [C][B]\{d\} \quad (2-56)$$

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.

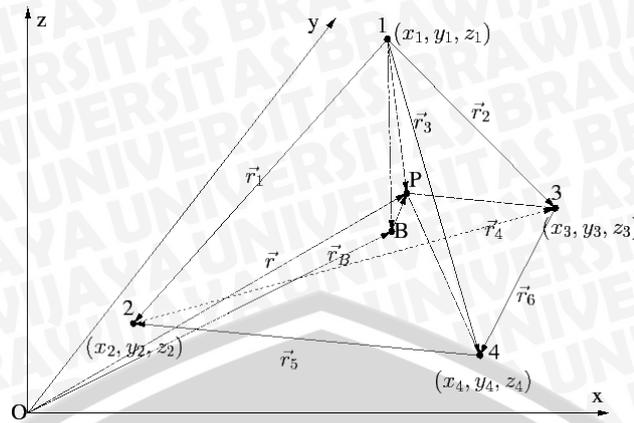
2.10.3 Tipe Elemen untuk Analisis Tiga Dimensi

Analisa elemen hingga pada dasarnya dikembangkan untuk kondisi 2-D struktur 3-D menyebabkan penambahan persamaan berganda dalam jumlah besar, tetapi dengan menggunakan elemen dengan orde lebih tinggi dan komputer yang lebih cepat, maka masalah tersebut dapat diatasi.

Macam- macam Tipe Elemen Hingga :

1. Elemen *Tetrahedral*

Elemen *tetrahedral* didefinisikan dalam tiga sumbu koordinat , x,y,z , sehingga memiliki tiga komponen perpindahan yaitu u, v, w . Skema elemen *tetrahedral* dalam sumbu koordinat dapat dilihat pada Gambar 2.28.



Gambar 2.28 Elemen *tetrahedral*

Sumber : Nentchev (1997 : 21)

Untuk mendapatkan volume *tetrahedral*, V , dapat diperoleh dengan menggunakan fungsi determinan dari matriks *tetrahedral*.

$$6V = \det \begin{vmatrix} 1 & x_i & y_i & z_i \\ 1 & x_j & y_j & z_j \\ 1 & x_m & y_m & z_m \\ 1 & x_p & y_p & z_p \end{vmatrix} \quad (2-57)$$

Persamaan diatas akan menghasilkan nilai dari volume *tetrahedral*. Persamaan diatas diselesaikan dengan menggunakan kofaktor dari determinan matriks tersebut, sehingga diperoleh nilai a_i , b_i , c_i sebagai komponen untuk memperoleh besarnya perpindahan dengan menggunakan persamaan :

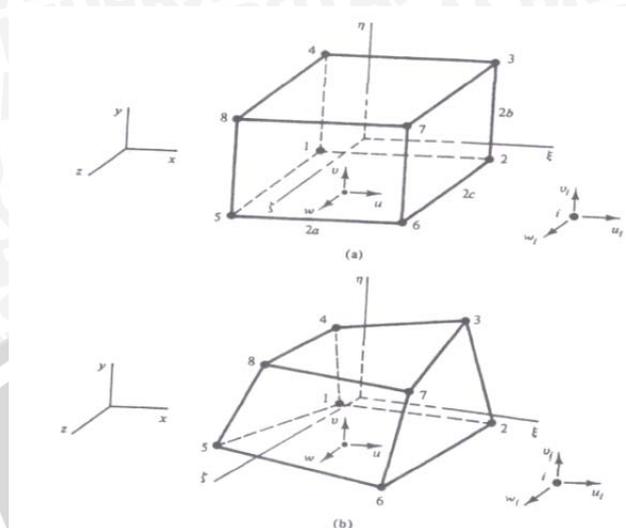
$$N_i = \frac{a_i + b_y + c_z}{6V} \quad (2-58)$$

Dengan menggunakan persamaan tersebut, akan diperoleh besarnya perpindahan sebagai besaran primer. Hasil akhir dari perhitungan dengan metode elemen hingga ini berupa harga distribusi tegangan yang akan diplot disepanjang struktur untuk dianalisis sesuai dengan rumusan masalah yang ada.

2. Elemen *Heksahedron*

Elemen *heksahedron* didefinisikan dalam tiga sumbu koordinat x , y , z sehingga memiliki tiga komponen perpindahan yaitu u , v , w . skema

elemen *heksahedron* dalam sumbu koordinat dapat dilihat ada Gambar 2.29.



Gambar 2.29 Elemen solid *heksahedron*

Sumber : Cook (1989:67)

Hubungan antara regangan-peralihan dapat lebih disederhanakan menjadi:

$$\epsilon_i = B_i q_i \quad (i = 1, 2, \dots, 8) \quad (2-59)$$

Dimana :

$$B_1 = df_i \begin{bmatrix} f_{ix} & 0 & 0 \\ 0 & f_{iy} & 0 \\ 0 & 0 & f_{iz} \\ f_{iy} & f_{ix} & 0 \\ 0 & f_{iz} & f_{iy} \\ f_{ix} & 0 & f_{iz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{G11} & 0 & 0 \\ 0 & D_{G21} & 0 \\ 0 & 0 & D_{G31} \\ D_{G21} & D_{G11} & 0 \\ 0 & D_{G31} & D_{G21} \\ D_{G31} & 0 & D_{G11} \end{bmatrix} \quad (2-60)$$

Sehingga dari hubungan antara regangan dan peralihan dapat dieliminasi sehingga akan mendapatkan tegangan dan regangan dalam metode elemen hingga.

2.11 Software 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.

2. *Solution* (Proses Solusi)

Tahap-tahap penting dalam *Solution* :

- Mendefinisikan analisis solusi yang dipakai (*Analysis Type*).
- Memasukkan kondisi batas (*constrain*).
- Menerapkan pembebanan.
- 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. Disini 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 perindahan, tegangan dan regangan yang terjadi pad tiap node maupun elemennya.

- *Animation*

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

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Bentuk metode penelitian yang digunakan dalam analisa ini adalah eksperimental semu (*quasi-experimental research*) dengan simulasi komputer menggunakan *software ANSYS 14.5* berbasis metode elemen hingga. Agar simulasi dapat berjalan dengan baik dan hasil pengujian dapat mendekati aktual, maka diperlukan data informasi tambahan yang diperoleh melalui studi literatur dari buku pustaka, jurnal penelitian dan internet. Berdasarkan data-data tersebut simulasi uji tabrak kecepatan tinggi pada bumper dapat dilakukan dan deformasi pada *crash box* dapat diteliti.

3.2 Variabel Penelitian

1. Variabel Bebas

Variabel bebas adalah variabel yang besarnya ditentukan sebelum dilakukan penelitian dan tidak dipengaruhi oleh variabel lain. Variabel bebas dalam simulasi ini adalah kecepatan tabrak *barrier* pada *crash box*. Kecepatan tabrak *barrier* yaitu:

- 56 km/jam (kecepatan standar uji tabrak US-NCAP)
- 80 km/jam
- 100 km/jam
-

2. Variabel Terikat

Variabel terikat adalah variabel yang besar nilainya tergantung oleh variabel bebas dan nilainya diperoleh setelah pelaksanaan penelitian. Dalam simulasi ini yang menjadi variabel terikat adalah energi dan deformasi yang terjadi pada *crash box* akibat uji tabrak.

3. Variabel Terkontrol

Variabel terkontrol adalah variabel yang besarnya dikendalikan atau dibuat tetap selama simulasi, yaitu :

- a. Ketebalan *crash box* yang digunakan 1.6 mm, panjang 115 mm, diameter 97.34 mm.
- b. Material *crash box* yang digunakan adalah AISI 1340 *Steel, annealed at 910°C*.
- c. Material *bumper* yang digunakan adalah AISI 1006 Carbon Steel.
- d. Material *barrier* yang digunakan adalah *structural Steel*.

3.3 Data Material dan Dimensi Spesimen

a. *Crash Box*

Material *crash box* yang digunakan dalam penelitian ini berdasarkan penelitian sebelumnya (Velmurugan: 2009). *Material properties* AISI 1340 *Steel, annealed at 910°C* dapat dilihat pada Tabel 3.1.

Tabel 3.1 *Material properties crash box*

AISI 1340 Steel, annealed at 910°C	
<i>Density (kg/m³)</i>	7870
<i>Poisson's Ratio</i>	0.29
<i>Modulus Elastisitas (GPa)</i>	205
<i>Yield Strength (MPa)</i>	266.94
<i>Shear Modulus (GPa)</i>	76
<i>Tangent Modulus (GPa)</i>	2.67

b. *Bumper*

Bumper menggunakan material AISI 1006 *Carbon Steel*. Data *material properties* AISI 1006 *Carbon Steel* dapat dilihat pada Table 3.2.

Tabel 3.2 *Material properties bumper*

AISI 1006 Carbon Steel	
<i>Density (kg/m³)</i>	7872
<i>Poisson's Ratio</i>	0.3
<i>Young Modulus (GPa)</i>	200
<i>Yield Strength (MPa)</i>	285
<i>Shear Modulus (GPa)</i>	81
<i>Tangent Modulus (GPa)</i>	0.55

c. *Barrier*

Barrier menggunakan bahan *Structural Steel*. Data *Material properties structural steel* dapat dilihat pada Tabel 3.3.

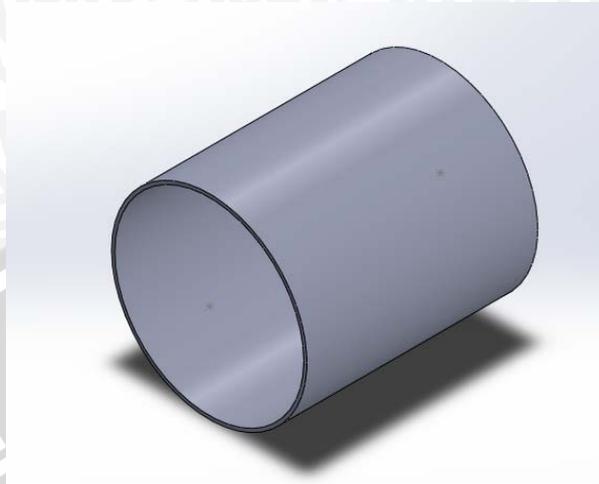
Tabel 3.3 *Material properties plat dan barrier*

Structural Steel	
<i>Density (kg/m³)</i>	7850
<i>Poisson's Ratio</i>	0.3
<i>Young Modulus (GPa)</i>	200
<i>Yield Strength (MPa)</i>	250
<i>Shear Modulus (GPa)</i>	76
<i>Tangent Modulus (GPa)</i>	1.45

d. *Crash Box*

Crash box yang digunakan berupa tabung berpenampang lingkaran berbahan AISI 1340 *Steel, annealed at 910°C* dengan tebal 1.6 mm,

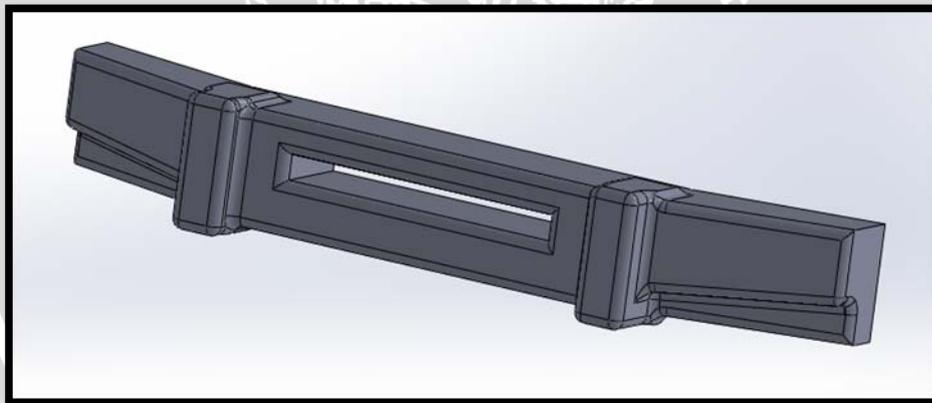
panjang 115 mm, diameter 97.34 mm. Pemodelan *crash box* dapat dilihat pada Gambar 3.1.



Gambar 3.1 Pemodelan *Crash box*.

b. *Bumper*

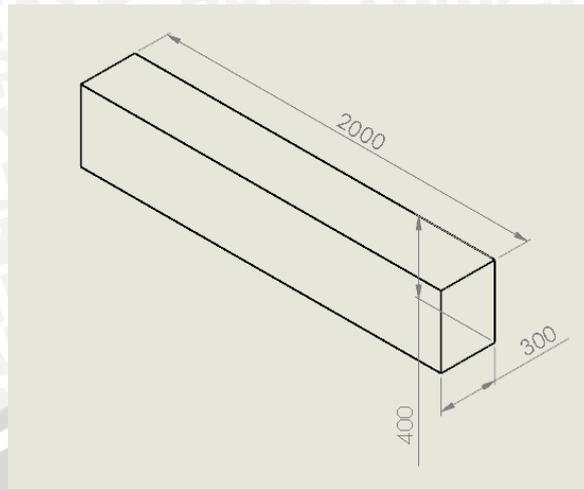
Pemodelan *bumper* yang digunakan adalah bumper kendaraan jip. Detail bumper dapat dilihat pada Gambar 3.2.



Gambar 3.2 Pemodelan *bumper*

c. *Barrier*

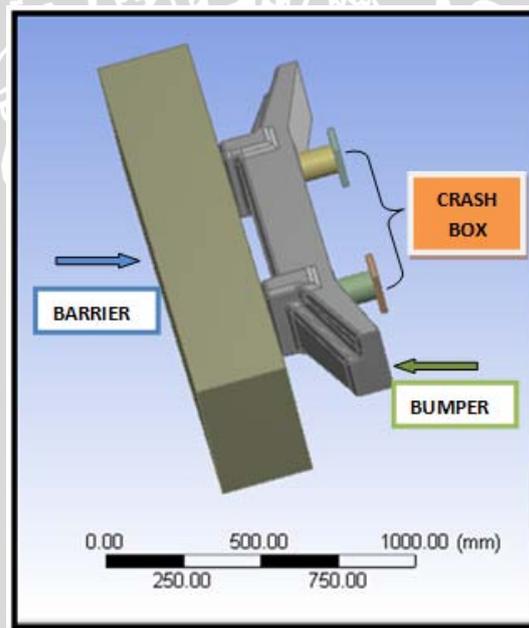
Pemodelan *barrier* pada pengujian ini berupa balok pejal sebagai *impactor*. Detail *barrier* dapat dilihat pada Gambar 3.3.



Gambar 3.3 Pemodelan *barrier*

d. *Assembly bumper system dan barrier*

Setelah selesai melakukan pemodelan pada masing-masing spesimen, maka dilakukan *assembly* untuk simulasi uji tabrak seperti ditunjukkan pada Gambar 3.4.



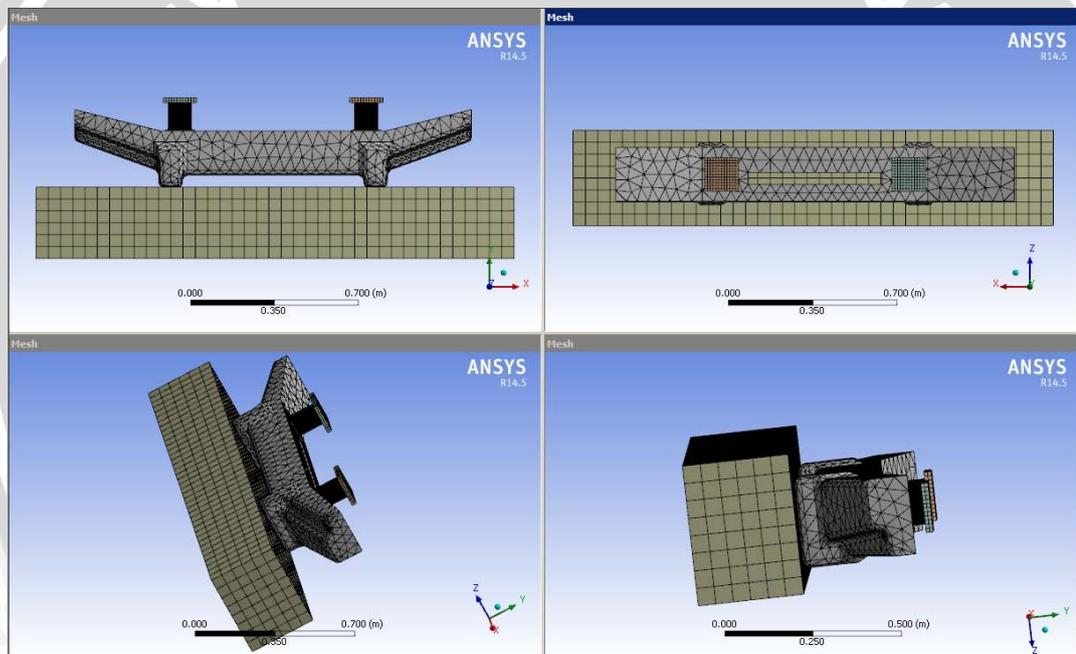
Gambar 3.4 Pemodelan *assembly system bumper dan barrier*

3.4 Meshing pada Software ANSYS

Meshing adalah proses membagi geometri yang semula adalah elemen tak hingga (*infinite*) menjadi elemen-elemen kecil dengan jumlah yang berhingga (*finite*) dalam komputasi elemen hingga. Semakin kecil elemen yang dibentuk maka waktu

penyelesaian perhitungan matematis akan semakin lama, namun akan diperoleh hasil analisis yang semakin akurat.

Proses *meshing* menggunakan *software ANSYS* dapat dilakukan dengan dua cara, manual dan otomatis. *Meshing* secara manual adalah proses *meshing* dengan mendiskritisasi elemen yang akan terbentuk dengan input tipe, ukuran dan jumlah elemen yang dibutuhkan selama pengujian. Sedangkan *meshing* secara otomatis pemilihan tipe elemen untuk ukuran dan jumlah elemen ditentukan secara otomatis oleh *software*. Dalam hal ini *ANSYS* akan menentukan sendiri secara otomatis berdasarkan permodelan specimen uji dan spesifikasi komputer yang dipakai. Dalam penelitian ini digunakan *meshing* secara otomatis. Hasil *meshing* pada *software ANSYS* dapat dilihat pada Gambar 3.5.

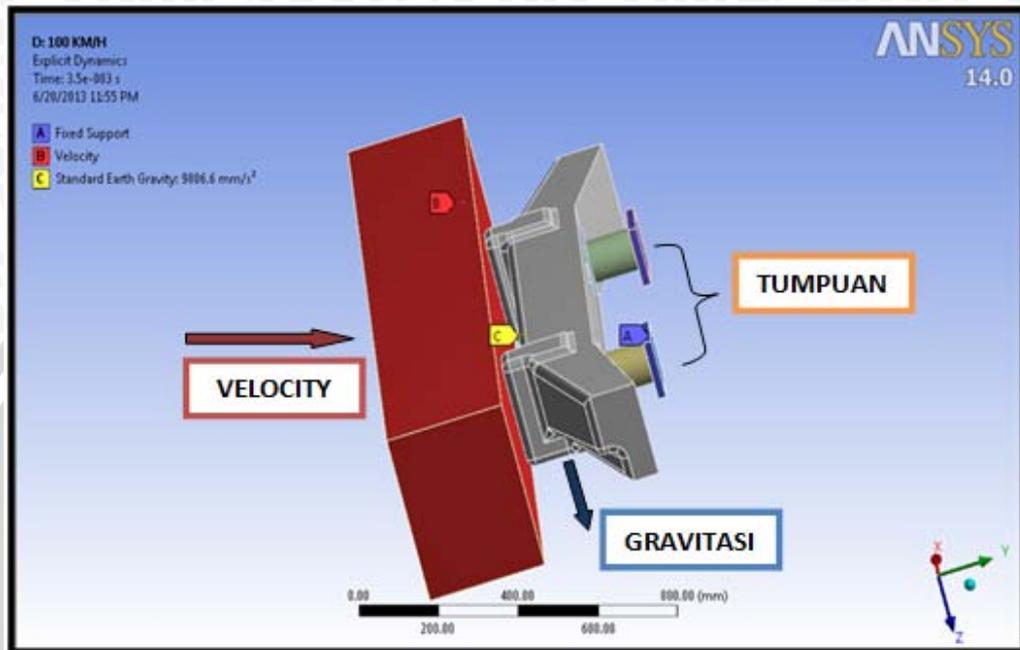


Gambar 3.5 Hasil *meshing* model sistem bumper pada *software ANSYS*

3.5 Prosedur simulasi pada *software ANSYS Workbench 14.5*

Proses simulasi dilakukan dengan menggunakan *software ANSYS 14.5 Workbench* dengan analisis *explicit dynamics*. Kondisi awal dari pengujian ini *barrier* ditempelkan pada *sistem bumper* dalam posisi sejajar. *Barrier* dimodelkan sebagai *rigid body* sedangkan keseluruhan *bumper system* sebagai *elastic body*. Tumpuan jenis *fixed support* terletak pada bagian *frame* kendaraan. Jalannya simulasi dimulai dengan *barrier* menumbuk sistem bumper dengan kecepatan bervariasi mulai 56 km/jam, 80km/jam dan 100km/jam searah sumbu Y. Tumbukan

yang terjadi mengakibatkan komponen-komponen sistem bumper mengalami deformasi. *Crash box* menjadi fokus dari penelitian untuk mengetahui deformasi yang terjadi dan besar energi yang diserap. Proses simulasi dapat diilustrasikan pada Gambar 3.6.



Gambar 3.6 Proses simulasi dan pembebanan pada *software ANSYS*

3.6 Tempat dan Waktu Penelitian

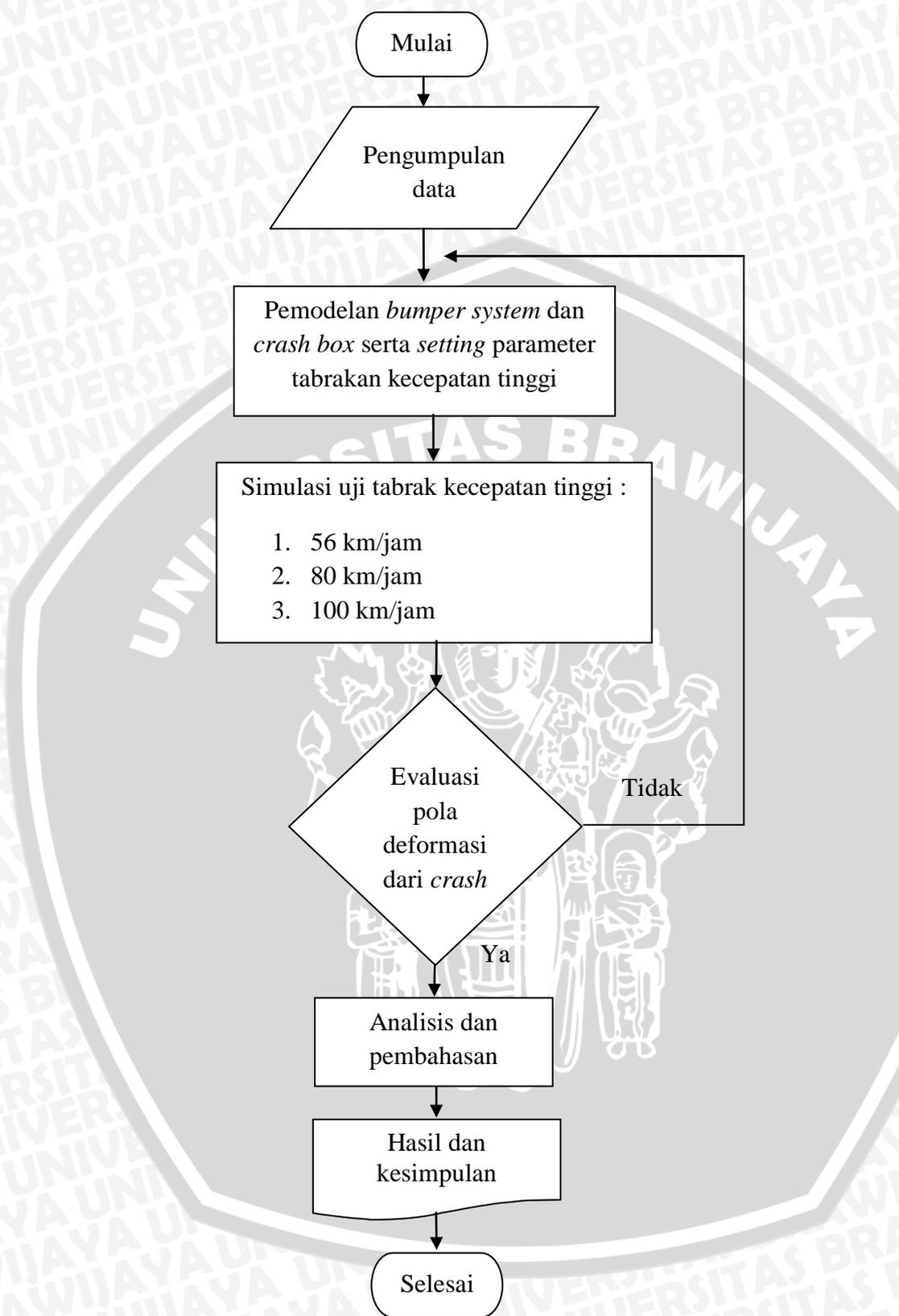
Simulasi dilakukan di Studio Perancangan dan Rekayasa Sistem Teknik Mesin Universitas Brawijaya dengan spesifikasi komputer sebagai berikut:

- *System Manufacturer* : ECS
- RAM : 16384 MB
- *Operating System* : Microsoft Windows 7 Ultimate

Sedangkan waktu pelaksanaan adalah bulan Juni sampai dengan Juli 2013.

3.7 Diagram Alir Pelaksanaan Penelitian

Alur pelaksanaan simulasi sesuai dengan diagram alir (*flowchart*) penelitian. Diagram alir dapat dilihat pada Gambar 3.7.



Gambar 3.7 Diagram alir penelitian

BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Hasil Simulasi

Dari hasil simulasi uji tabrak kecepatan tinggi menggunakan experimental semu pada *software ANSYS Workbench 14.5*, diperoleh hasil berupa energi dalam *crash box*, gaya reaksi, kerja plastis dan deformasi pada masing-masing variasi kecepatan tabrak *crash box* sampai waktu akhir tumbukan.

Tabel 4.1 Data energi dalam pada *crash box* hasil simulasi.

Uji tabrak 56 km/jam		Uji tabrak 80 km/jam		Uji tabrak 100 km/jam	
Waktu (s)	Energi dalam (J)	Waktu (s)	Energi dalam (J)	Waktu (s)	Energi dalam (J)
0	0	0	0	0	0
0,00005	3,35822	0,00005	4,499174	0,00005	5,290385
0,00006	10,81828	0,00006	13,04389	0,00006	14,32852
0,00007	24,89517	0,00007	27,84774	0,00007	29,09351
0,00008	45,93637	0,00008	49,78585	0,00008	51,29797
0,00009	70,50906	0,00009	76,35114	0,00009	78,85638
0,0001	92,85148	0,0001	101,2902	0,0001	104,2947
0,0002	335,2788	0,0002	377,1788	0,0002	390,4167
0,0003	497,073	0,0003	565,6144	0,0003	588,6437
0,0004	597,1653	0,0004	705,8839	0,0004	754,0679
0,0005	677,9576	0,0005	817,5532	0,0005	898,1088
0,0006	753,6516	0,0006	917,8342	0,0006	1021,021
0,0007	825,8307	0,0007	1025,569	0,0007	1176,665
0,0008	904,5236	0,0008	1225,473	0,0008	1628,564
0,0009	998,6791	0,0009	1573,651	0,0009	1895,653
0,001	1262,195	0,001	1788,687	0,001	2105,478
0.001445	1878,388	0.001431	2433,682	0.001358	3106,572

Tabel 4.2 Data energi kerja plastis *crash box* hasil simulasi.

Kecepatan 56 km/jam		Kecepatan 80 km/jam		Kecepatan 100 km/jam	
Waktu (s)	Kerja Plastis (J)	Waktu (s)	Kerja Plastis (J)	Waktu (s)	Kerja Plastis (J)
0	0	0	0	0	0
0,00005	4,88 E-06	0,00005	0,013173	0,00005	0.049672
0,00006	0,597993	0,00006	0,929421	0,00006	1.110408
0,00007	6,74414	0,00007	9,478361	0,00007	10.83622
0,00008	26,22951	0,00008	30,00562	0,00008	31.51814
0,00009	50,39544	0,00009	55,83469	0,00009	58.44596
0,0001	72,5959	0,0001	80,45359	0,0001	83.26967
0,0002	290,0782	0,0002	324,6007	0,0002	335.1498
0,0003	391,4648	0,0003	438,2856	0,0003	453.7873
0,0004	446,2488	0,0004	509,0689	0,0004	534.5061
0,0005	486,7401	0,0005	556,6663	0,0005	587.6282
0,0006	520,8944	0,0006	589,4968	0,0006	618.4391
0,0007	546,0056	0,0007	616,0509	0,0007	673.3624
0,0008	566,1381	0,0008	698,0164	0,0008	903.812
0,0009	583,8254	0,0009	869,9955	0,0009	1007.283
0,001	697,7642	0,001	961,0819	0,001	1078.592
0.001445	945,0922	0.001431	1177,014	0.001358	1380.136

Tabel 4.3 Data gaya reaksi yang diserap *crash box* hasil simulasi.

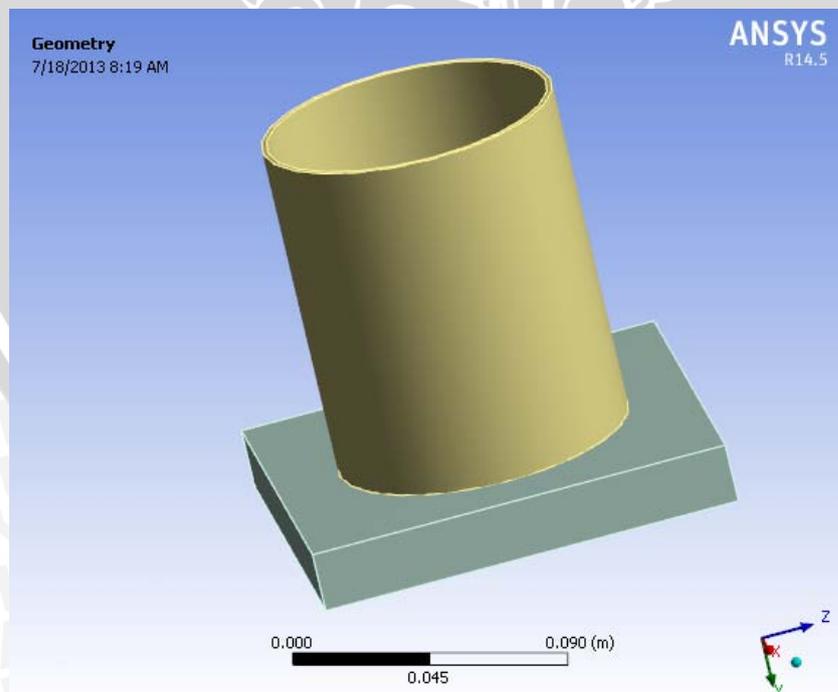
Kecepatan 56 km/jam		Kecepatan 80 km/jam		Kecepatan 100 km/jam	
Waktu (s)	Gaya Reaksi (N)	Waktu (s)	Gaya Reaksi (N)	Waktu (s)	Gaya Reaksi (N)
0	0	0	0	0	0
0,00005	179438.8	0,00005	193974.3	0,00005	198838.7
0,00006	61188.99	0,00006	26775.24	0,00006	-1483.6
0,00007	-65636.4	0,00007	-65284	0,00007	-67693.4
0,00008	9981.244	0,00008	21574.52	0,00008	27853.58
0,00009	52397.66	0,00009	66690.97	0,00009	76755.63
0,0001	13191.46	0,0001	18210.02	0,0001	16514.71
0,0002	-28878.2	0,0002	-24791.1	0,0002	-22156
0,0003	12942.23	0,0003	22908.04	0,0003	25757.17
0,0004	-15362.6	0,0004	-18327.9	0,0004	-10943.7
0,0005	5100.181	0,0005	6284.925	0,0005	-1087.86
0,0006	4365.439	0,0006	6238.998	0,0006	849.8187
0,0007	1435.177	0,0007	6644.745	0,0007	62666.66
0,0008	798.163	0,0008	129694.2	0,0008	25515.54
0,0009	10435.99	0,0009	19360.18	0,0009	1820.691
0,001	27175.4	0,001	572.9048	0,001	8993.845
0.001445	8451.202	0.001431	-4187.54	0.001358	-32824.9

4.2 Perilaku Deformasi *Crash Box*

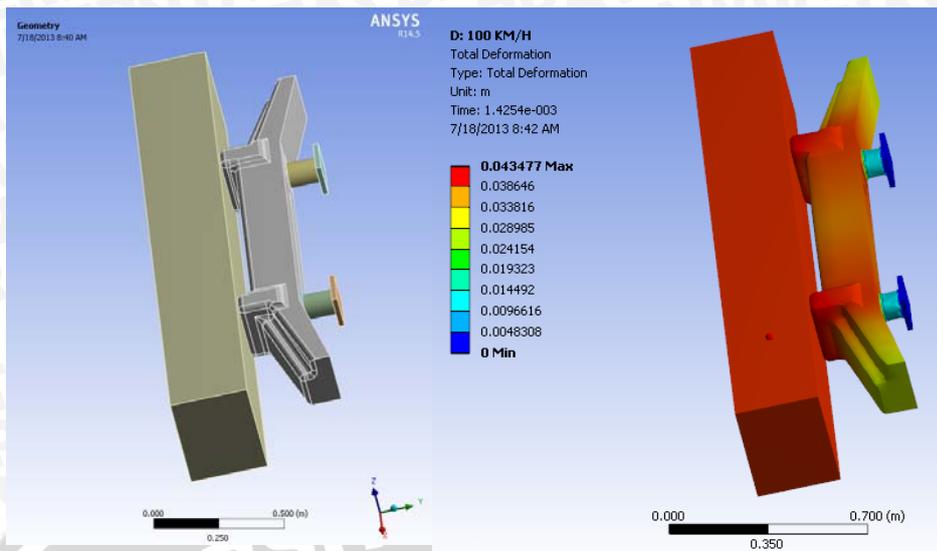
Pada sistem *bumper* yang dimodelkan, barrier dengan kecepatan tertentu menumbuk keseluruhan bagian depan sistem *bumper*. Sesuai dengan hukum kekal energi bahwa energi dapat berubah dari satu bentuk ke bentuk yang lain tapi tidak bisa diciptakan ataupun dimusnahkan. Hal ini mengakibatkan energi yang diterima *crash box* diubah menjadi deformasi plastis. Melalui fitur *contour plot* pada software ANSYS Workbench 14.5 dapat diperoleh perilaku deformasi pada *crash box* akibat uji tabrak yang dilakukan.

Perbedaan besar deformasi yang terjadi pada masing-masing pengujian tabrak pada kecepatan tinggi ditampilkan dalam bentuk gradasi warna dimana setiap warna mewakili jangkauan besaran yang diamati. Fokus utama dalam penelitian ini adalah untuk mengetahui perilaku deformasi yang terjadi pada *crash box*.

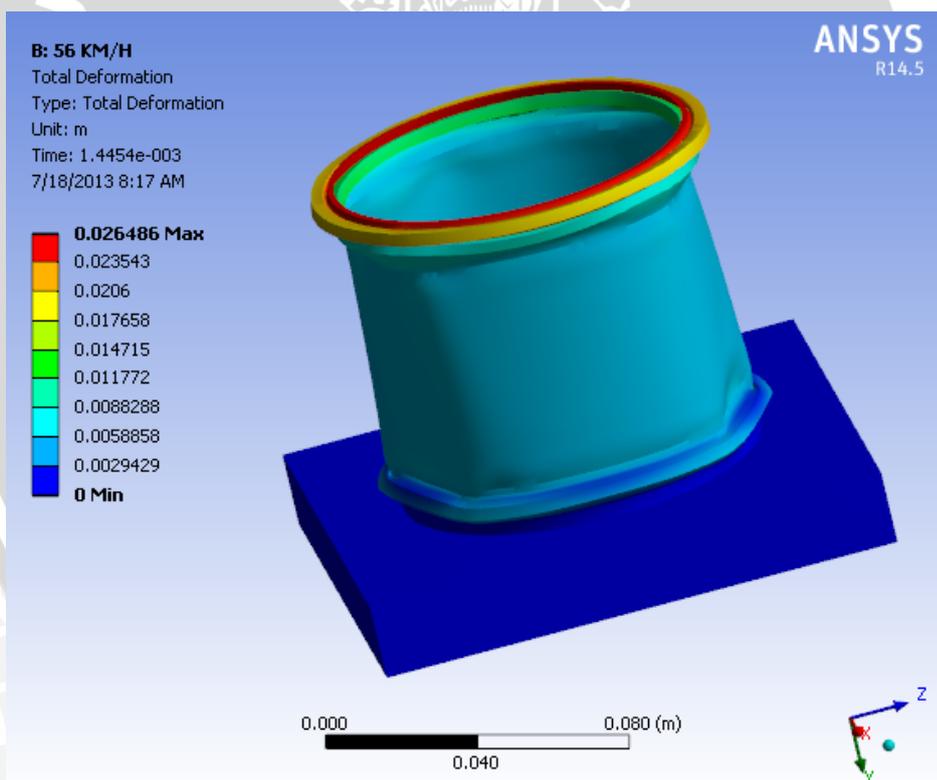
Perilaku deformasi dari masing-masing *crash box* diperoleh melalui *contour plot* berupa perilaku deformasi secara visual. Pada fitur *contour plot* dapat diketahui bentuk akhir *crash box* yang telah mengalami deformasi beserta nilai deformasi maksimum dan minimumnya. Perilaku deformasi dapat dilihat pada Gambar 4.1 sampai 4.5



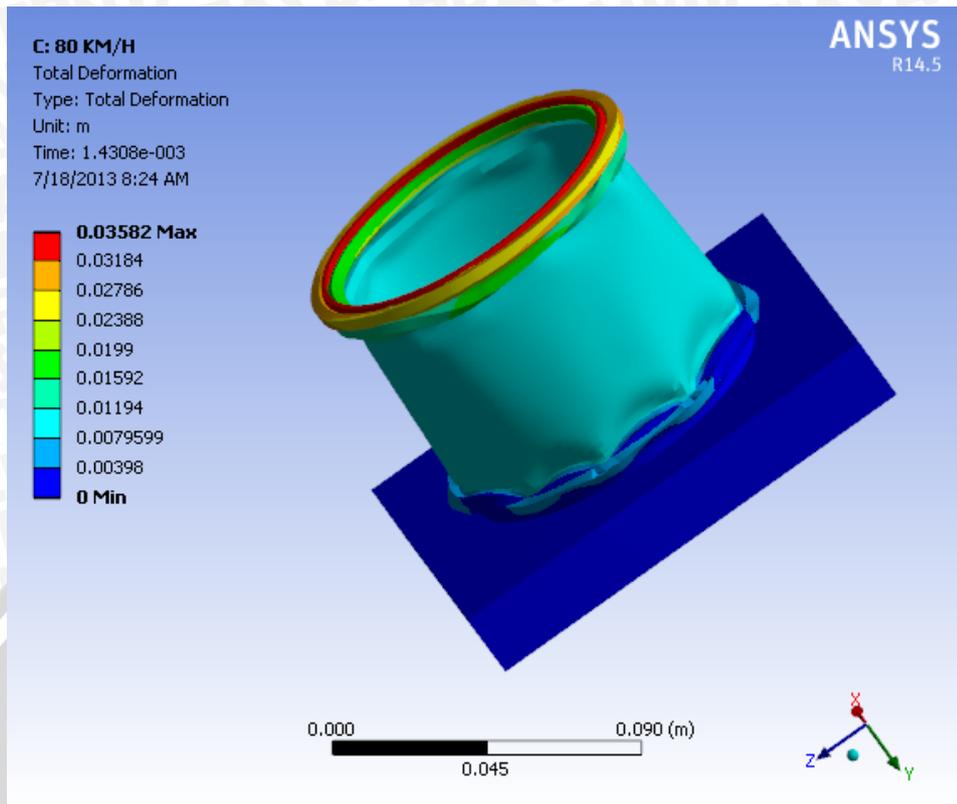
Gambar 4.1. Pemodelan *crash box* sebelum pengujian



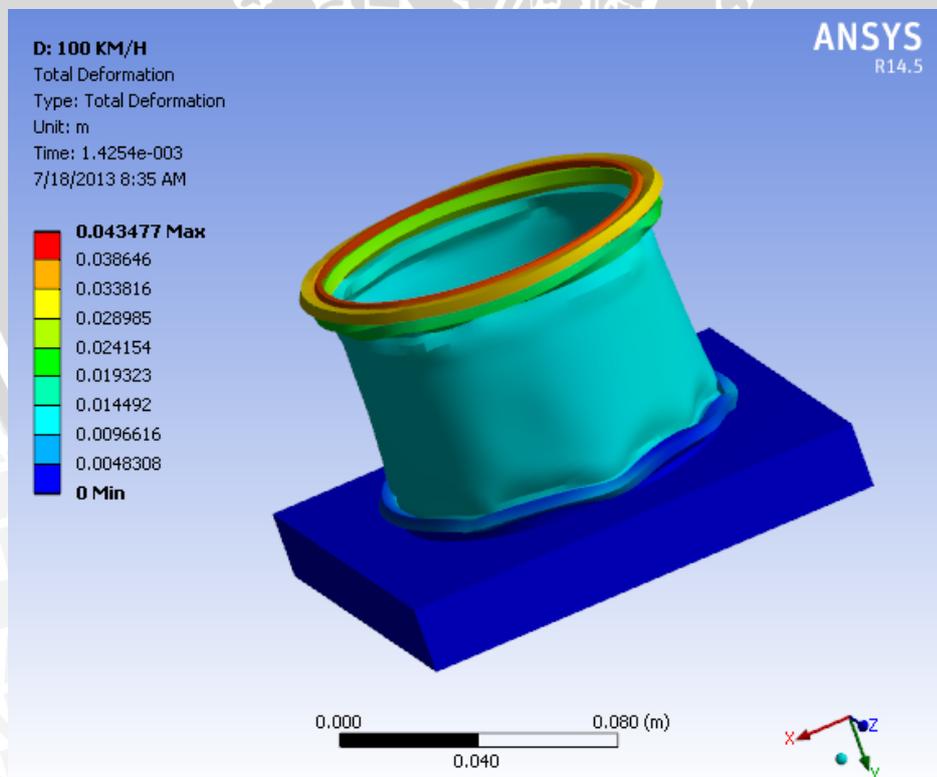
Gambar 4.2 Kondisi awal dan kondisi akhir hasil uji tabrak dengan *contour plot software* ANSYS Workbench 14.5



Gambar 4.3 Perilaku deformasi *crash box* pada uji tabrak kecepatan 56 km/jam



Gambar 4.4 Perilaku deformasi *crash box* pada uji tabrak kecepatan 80 km/jam



Gambar 4.5 Perilaku deformasi *crash box* pada uji tabrak kecepatan 100 km/jam

Dari hasil simulasi diketahui besar deformasi yang terjadi pada *crash box* berbeda-beda menurut besar gaya reaksi yang dialami *crash box*. Semakin tinggi kecepatan uji tabrak yang dilakukan maka semakin besar deformasi yang terjadi. Diketahui data hasil simulasi

Hasil deformasi berdasarkan *contour plot* menggunakan *software* ANSYS Workbench 14.5 dapat dilihat pada Tabel 4.4.

Tabel 4.4 Data deformasi *crash box* arah sumbu-y hasil simulasi.

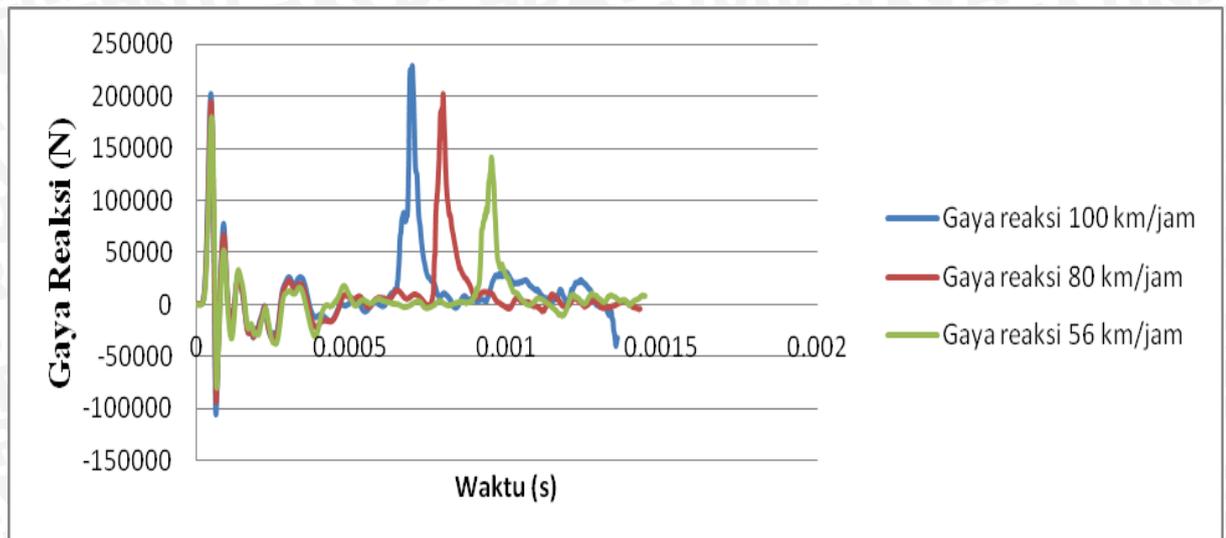
Uji tabrak kecepatan 56 km/jam	
Waktu (s)	Deformasi (mm)
1.18E-38	0
3.20E-04	5,34
6.40E-04	10,01
9.60E-04	16,7
1.28E-03	23,4
1.45E-03	26,5
Uji tabrak kecepatan 80 km/jam	
Waktu (s)	Deformasi (m)
1.18E-38	0
2.25E-04	5.25E-03
4.50E-04	1.02E-02
6.75E-04	1.51E-02
9.00E-04	2.10E-02
1.13E-03	2.75E-02
1.35E-03	3.37E-02
1.43E-03	3.58E-02

Uji tabrak kecepatan 100 km/jam	
Waktu (s)	Deformasi (m)
1.18E-38	0
1.75E-04	5.23E-03
3.50E-04	1.01E-02
5.25E-04	1.49E-02
7.00E-04	1.97E-02
8.75E-04	2.50E-02
1.05E-03	3.07E-02
1.23E-03	3.69E-02
1.40E-03	4.27E-02
1.43E-03	4.35E-02

4.3 Pembahasan

4.3.1 Gaya Reaksi Pada *Crash Box*

Pada saat *crash box* menerima beban impact dari *barrier*, *crash box* memberikan gaya reaksi untuk mencegah terjadinya deformasi. Akibat pembebanan impact maka *crash box* akan mengalami deformasi seiring dengan besar pembebanan yang diberikan. Karena *crash box* yang dikenai beban mengalami deformasi seiring dengan waktu tumbukan, maka besar gaya reaksi *crash box* untuk melawan beban impact tidak sama dan berfluktuasi. Perbedaan gaya reaksi ini disebabkan karena *crash box* sudah tidak mempunyai bentuk yang sama dengan kondisi sebelum pembebanan dilakukan. Fenomena ini dijelaskan melalui hasil simulasi berupa grafik hubungan gaya reaksi dengan waktu (Gambar 4.7).



Gambar 4.6 Grafik hubungan gaya reaksi dengan waktu.

4.3.2 Energi yang Diserap dan Kerja Plastis pada *Crash Box*

Besarnya gaya yang dialami *crash box* akan mempengaruhi juga besar energi yang diserap dan kerja plastis yang dialami *crash box*.

$$U = W = \int_0^{\delta} P(\delta) d\delta \quad (4-1)$$

Dengan :

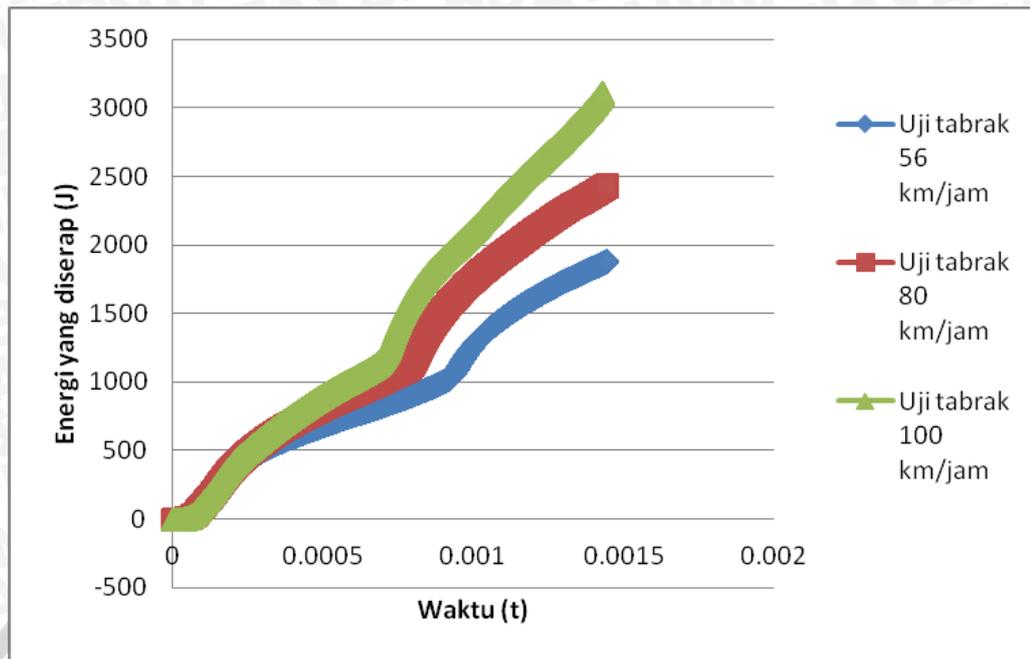
U = Energi regangan (J)

W = Usaha (J)

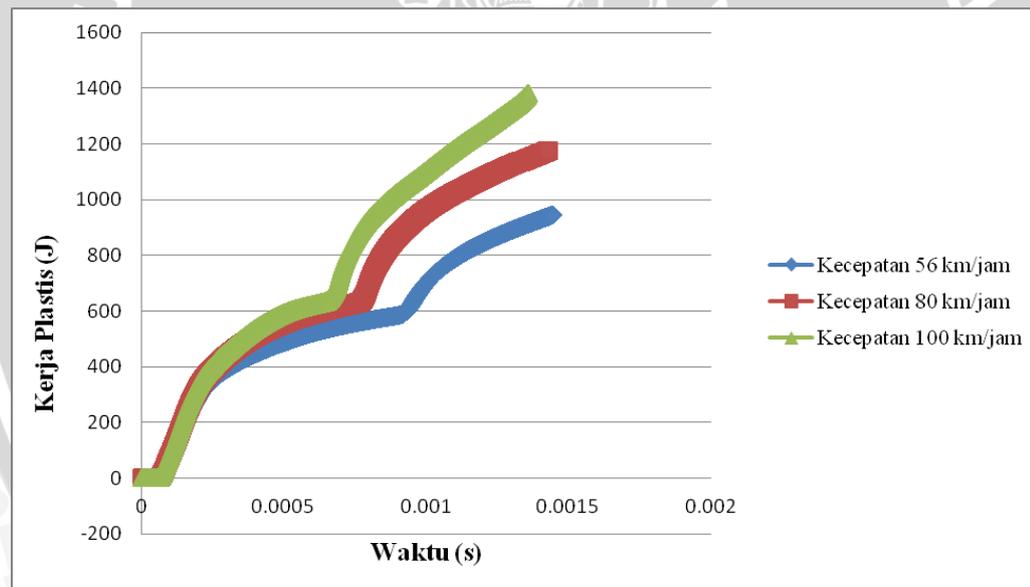
P = Gaya (N)

δ = Perpindahan (m)

Rumus (4-1) merupakan rumus yang digunakan untuk menghitung besarnya energi regangan atau energi yang diserap oleh *crash box* saat terjadi deformasi. Berdasarkan hasil simulasi didapatkan energi yang diserap oleh *crash box* pada masing-masing pengujian uji tabrak yang dilakukan. Besarnya energi yang diserap dan kerja plastis pada *crash box* dapat dilihat pada Gambar 4.7 dan 4.8.



Gambar 4.7 Grafik hubungan energi yang diserap *crash box* terhadap waktu.

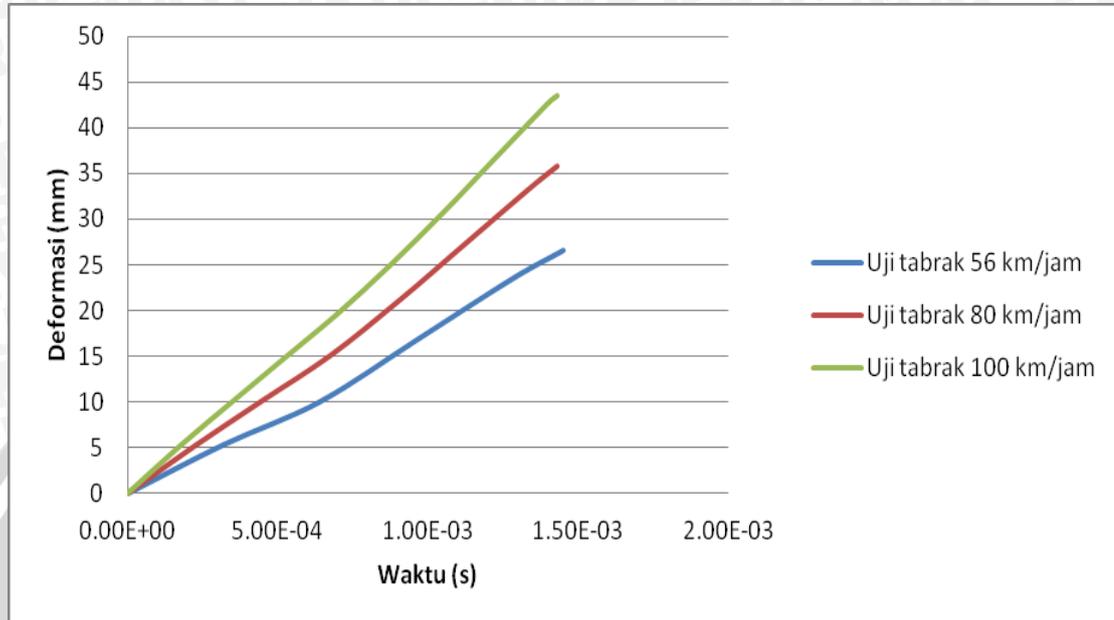


Gambar 4.8 Grafik hubungan kerja plastis *crash box* terhadap waktu.

Dari Gambar 4.7 dan 4.8 dapat disimpulkan bahwa semakin besar gaya yang diberikan maka semakin besar pula nilai energi yang diserap *crash box*. Energi yang diserap berbanding lurus dengan besarnya kerja plastis yang dialami oleh *crash box*. Kerja plastis adalah besarnya usaha yang diberikan kepada *crash box* untuk berdeformasi plastis.

4.3.3 Deformasi *Crash Box*

Penyerapan energi yang *crash box* dapat diketahui melalui Data hasil simulasi (Tabel 4.4) dapat diolah menjadi grafik hubungan deformasi terhadap waktu (Gambar 4.9)



Gambar 4.9 Grafik hubungan deformasi *crash box* terhadap waktu

Pada Gambar 4.9 dapat diperoleh hubungan yang berbanding lurus antara kecepatan uji tabrak kecepatan tinggi pada *crash box* dengan deformasi yang terjadi. Dapat diperoleh kesimpulan umum berdasarkan grafik tersebut yaitu semakin besar kecepatan yang uji tabrak yang diberikan, semakin besar pula gaya yang bekerja pada *crash box*, semakin besar gaya yang diterima *crash box*, semakin besar deformasi yang terjadi. Deformasi maksimal hasil uji tabrak dialami oleh *crash box* yang mengalami uji tabrak 100 km/jam yakni sebesar 43.5 mm pada akhir masa pengujian 0,00143 detik.

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan analisis yang telah dilakukan dalam penelitian ini, dapat diperoleh kesimpulan bahwa semakin besar gaya yang diterima oleh *crash box* pada uji tabrak, maka semakin besar pula penyerapan energi dan deformasi yang terjadi. Pada kecepatan 56 km/jam energi yang diserap sebesar 1878,4 Joule dengan besar deformasi 26,46 mm. Pada kecepatan 80 km/jam energi yang diserap sebesar 2433,7 Joule dengan besar deformasi 35,82 mm. Pada kecepatan 100 km/jam energi yang diserap sebesar 3106,6 Joule dengan besar deformasi 43,5 mm.

5.1 Saran

1. Untuk penelitian selanjutnya sebaiknya dilakukan eksperimen secara nyata agar data yang diperoleh lebih akurat dan valid.
2. Dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai bentuk penampang selain lingkaran, material *crash box* dan modifikasi pemodelan *crash box* agar didapat *crash box* dengan performa penyerapan energi dan deformasi yang lebih maksimal.