

**ANALISIS PENYERAPAN ENERGI DAN DEFORMASI *CRASH BOX*  
PERSEGI PANJANG DENGAN VARIASI BENTUK PENAMPANG  
PADA UJI PENDULUM IMPAK BUMPER**

**SKRIPSI  
KONSENTRASI TEKNIK KONSTRUKSI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan  
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh

**WAHYU KURNIAWAN  
NIM. 0810620100-62**

**KEMENTERIAN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN  
UNIVERSITAS BRAWIJAYA  
FAKULTAS TEKNIK  
MALANG  
2012**

## LEMBAR PERSETUJUAN

### ANALISIS PENYERAPAN ENERGI DAN DEFORMASI *CRASH BOX* PERSEGI PANJANG DENGAN VARIASI BENTUK PENAMPANG PADA UJI PENDULUM IMPAK BUMPER

#### SKRIPSI KONSENTRASI TEKNIK KONSTRUKSI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan  
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh

**WAHYU KURNIAWAN**  
NIM. 0810620100-62

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

**Dosen Pembimbing I**

**Dosen Pembimbing II**

Dr.Eng. Moch. Agus Choiron, ST.,MT.  
NIP. 19720817 200002 1 001

Ir. Erwin Sulisty, MT.  
NIP. 19661213 199802 1 001

## LEMBAR PENGESAHAN

### ANALISIS PENYERAPAN ENERGI DAN DEFORMASI *CRASH BOX* PERSEGI PANJANG DENGAN VARIASI BENTUK PENAMPANG PADA UJI PENDULUM IMPAK BUMPER

#### SKRIPSI KONSENTRASI TEKNIK KONSTRUKSI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan  
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun oleh:

**WAHYU KURNIAWAN**  
**NIM. 0810620100-62**

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada  
tanggal 2 Agustus 2012

Skripsi I

Skripsi II

**Ir. Tjuk Oerbandono, MSc.CSE**  
**NIP. 19670923 199303 1 002**

**Dr.Eng. Nurkholis Hamidi, ST., M.Eng**  
**NIP. 19740121 199903 1 001**

Komprehensif

**Prof. Ir. Sudjito, Ph.D**  
**NIP. 19470330 198002 1 001**

Mengetahui,  
Ketua Jurusan Teknik Mesin

**Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT.**  
**NIP. 19720903 199702 1 001**

## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat, berkah dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Skripsi dengan judul **“Analisis Penyerapan Energi dan Deformasi *Crash Box* Persegi Panjang dengan Variasi Bentuk Penampang pada Uji Pendulum Impak Bumper”**.

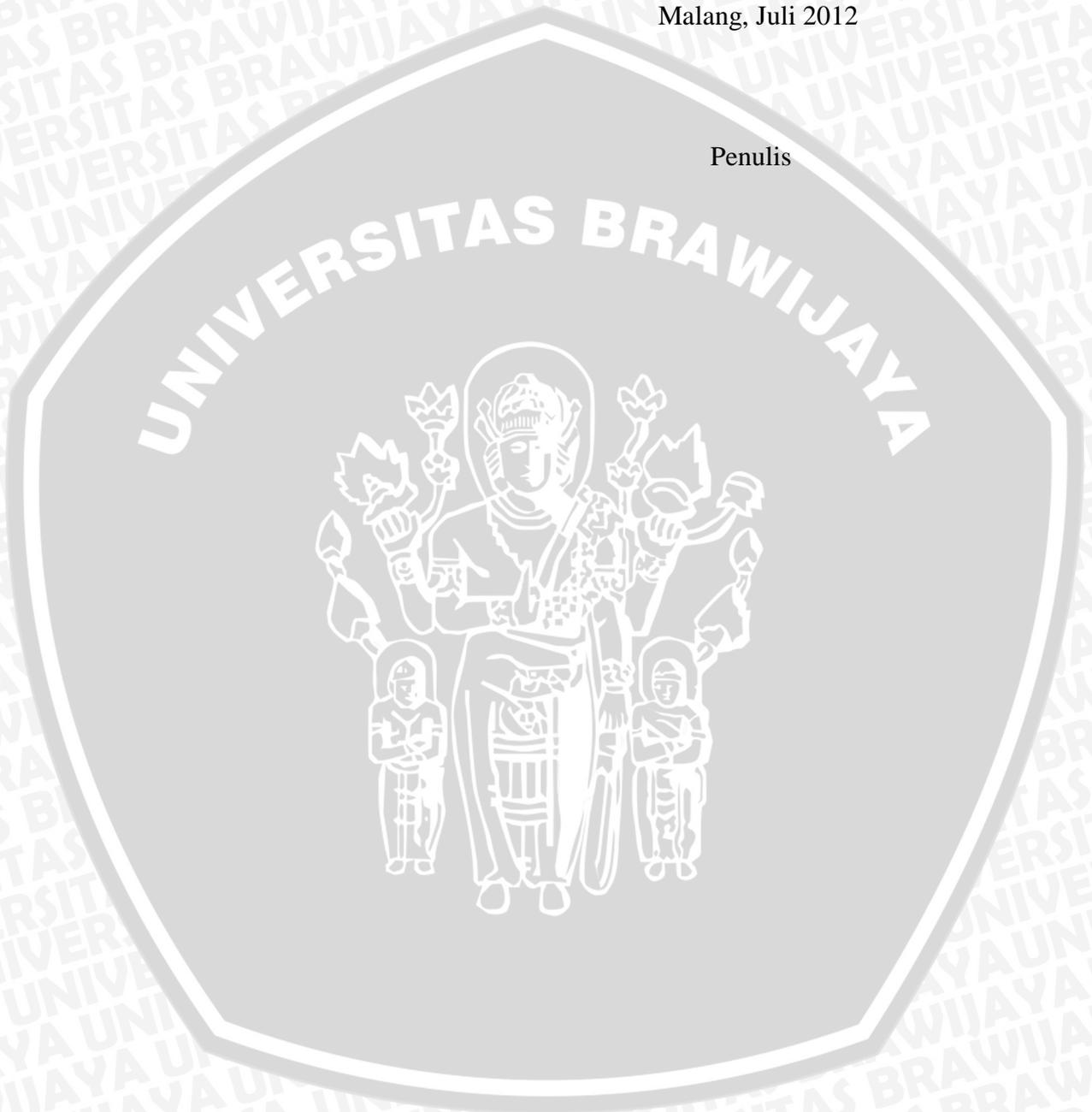
Pada kesempatan ini penulis tidak lupa mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Kedua orang tua serta keluarga penulis yang telah memberikan segalanya yang terbaik dalam penyusunan skripsi ini.
2. Bapak Dr. Slamet Wahyudi, ST.,MT. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya.
3. Bapak Ir. Endi Sutikno, MT. selaku Ketua Kelompok Konsentrasi Konstruksi Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya.
4. Bapak Dr.Eng. Moch. Agus Choiron, ST.,MT. selaku Dosen Pembimbing I yang telah memberikan arahan, bimbingan, dan saran dalam penyusunan skripsi.
5. Bapak Ir. Erwin Sulisty, MT. selaku Dosen Pembimbing II yang telah memberikan masukan, bimbingan, dan saran dalam penyelesaian skripsi.
6. Bapak Prof. Dr. Ir. Pratikto, MMT. selaku Dosen Wali yang telah banyak memberikan bimbingan, serta arahan selama menjalani perkuliahan di Teknik Mesin Universitas Brawijaya.
7. Seluruh dosen pengajar dan staff jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya yang telah membantu proses perkuliahan dan administrasi penulis.
8. Rekan-rekan mahasiswa khususnya Mesin 2008 yang senantiasa memberikan masukan dan dukungan selama penyusunan skripsi ini.
9. Semua pihak yang telah membantu dalam kelancaran penyelesaian skripsi ini yang tidak mungkin dapat disebutkan satu per satu.

Penulis menyadari bahwa skripsi ini masih banyak kekurangan. Oleh karena itu kritik dan saran sangat diharapkan kesempurnaan skripsi ini. Akhir kata semoga skripsi dapat memberi manfaat bagi semua pihak baik sebagai sumber informasi maupun referensi lanjutan.

Malang, Juli 2012

Penulis



## DAFTAR ISI

	Halaman
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	i
<b>DAFTAR ISI</b> .....	iii
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	v
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	vi
<b>DAFTAR LAMPIRAN</b> .....	viii
<b>RINGKASAN</b> .....	ix
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah .....	3
1.4 Tujuan Penelitian .....	3
1.5 Manfaat Penelitian .....	3
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	4
2.1 Penelitian Sebelumnya.....	4
2.2 Bumper.....	5
2.3 <i>Crash Box</i> .....	7
2.4 Standar Uji Bumper .....	9
2.5 Tinjauan Umum Uji Pendulum Impak <i>FMVSS 581</i> .....	11
2.5.1 Standar <i>FMVSS 581</i> .....	11
2.5.2 Beban Impak .....	12
2.5.3 Energi Regangan.....	15
2.6 Tekuk ( <i>Buckling</i> ) pada Silinder Berdinding Tipis.....	17
2.7 Teori Tegangan dan Regangan .....	20
2.7.1 Prinsip Analisis Tegangan .....	20
2.7.2 Konsep Tegangan dan Regangan.....	21
2.7.3 Hubungan Tegangan dan Regangan Plastis.....	25
2.8 Metode Elemen Hingga .....	26
2.7.1 Sistem Koordinat .....	26
2.7.2 Prosedur Perhitungan Metode Elemen Hingga.....	27

2.7.3 Tipe Elemen untuk Analisis Tiga Dimensi.....	30
2.9 <i>Software ANSYS</i> .....	33
2.10 Hipotesis .....	34
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN</b> .....	<b>35</b>
3.1 Metode Penelitian .....	35
3.2 Variabel Penelitian .....	35
3.3 Data Material dan Dimensi Spesimen .....	36
3.4 <i>Meshing</i> pada <i>Software ANSYS</i> .....	40
3.5 Simulasi dan Pembebanan .....	42
3.6 Tempat dan Waktu Penelitian.....	43
3.7 Diagram Alir Pelaksanaan Penelitian .....	43
<b>BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN</b> .....	<b>45</b>
4.1 Data Hasil Simulasi .....	45
4.2 Perilaku Deformasi <i>Crash Box</i> .....	47
4.3 Pembahasan .....	55
4.3.1 Hubungan Momen Inersia Luasan dengan Deformasi <i>Crash Box</i> ..	55
4.3.2 Hubungan Momen Inersia Luasan dengan Energi yang Diserap dan Kerja Plastis <i>Crash Box</i> .....	56
4.3.3 Hubungan Perpindahan dengan Gaya Reaksi <i>Crash Box</i> .....	59
<b>BAB V PENUTUP</b> .....	<b>62</b>
5.1. Kesimpulan .....	62
5.2. Saran .....	62
<b>DAFTAR PUSTAKA</b> .....	<b>62</b>

## DAFTAR TABEL

No.	Judul	Halaman
Tabel 3.1	Material <i>properties</i> crash box	36
Tabel 3.2	Material <i>properties</i> fascia bumper	37
Tabel 3.3	Material <i>properties</i> reinforcing beam	37
Tabel 4.1	Data energi yang diserap <i>crash box</i> hasil simulasi	45
Tabel 4.2	Data kerja plastis <i>crash box</i> hasil simulasi	46
Tabel 4.3	Data perpindahan dan gaya reaksi <i>crash box</i>	47
Tabel 4.4	Nilai momen inersia luasan penampang <i>crash box</i>	49
Tabel 4.5	Data deformasi <i>crash box</i> arah sumbu-z hasil simulasi	54
Tabel 4.6	Hasil pengukuran luas daerah di bawah grafik perpindahan-gaya reaksi <i>crash box</i>	61



## DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	Halaman
Gambar 2.1	Perkembangan struktur sistem bumper	6
Gambar 2.2	Bentuk penampang <i>reinforcing</i> beam pada sistem bumper	7
Gambar 2.3	Penempatan <i>crash box</i> pada struktur rangka kendaraan	8
Gambar 2.4	Uji pendulum impact bumper sesuai standar <i>SAE J2319</i>	9
Gambar 2.5	Standar IIHS untuk uji bumper depan dan belakang	10
Gambar 2.6	Standar RCAR untuk uji bumper kendaraan	10
Gambar 2.7	Peralatan uji pendulum impact bumper	11
Gambar 2.8	Bentuk dan dimensi permukaan pendulum uji bumper	12
Gambar 2.9	Beban kejut pada batang prismatis	13
Gambar 2.10	Diagram beban-perpindahan	15
Gambar 2.11	Energi regangan elastis dan energi regangan plastis	16
Gambar 2.12	Diagram beban-perpindahan elastis	17
Gambar 2.13	Fenomena tekuk ( <i>buckling</i> ) pada struktur kolom	18
Gambar 2.14	Teori dasar <i>buckling</i> pada <i>crash box</i>	18
Gambar 2.15	Bentuk tekukan pada kolom dengan satu ujung bebas	20
Gambar 2.16	Tegangan akibat gaya pada material	21
Gambar 2.17	Contoh tegangan geser pada material	22
Gambar 2.18	Regangan akibat pembebanan	22
Gambar 2.19	Regangan geser pada elemen material	23
Gambar 2.20	Grafik hubungan tegangan dan regangan	24
Gambar 2.21.	Kurva tegangan-regangan permodelan material	25
Gambar 2.22	Hubungan sistem koordinat global dengan koordinat lokal elemen	27
Gambar 2.23	Hubungan sistem koordinat lokal dengan koordinat natural elemen	27
Gambar 2.24	Elemen <i>Tetrahedral</i>	31
Gambar 2.25	Elemen <i>Heksahedron</i> dan pasangan isoparametriknya	32
Gambar 3.1	Pemodelan <i>Crash box</i> dalam simulasi	38
Gambar 3.2	Pemodelan komponen <i>fascia</i> sistem bumper	39
Gambar 3.3	Pemodelan <i>reinforcing beam</i> sistem bumper	39

Gambar 3.4	<i>Assembly</i> komponen sistem bumper	40
Gambar 3.5	Pemodelan pendulum pada simulasi uji bumper	40
Gambar 3.6	Hasil <i>meshing</i> model sistem bumper pada <i>software ANSYS</i>	41
Gambar 3.7	Proses simulasi dan pembebanan pada <i>software ANSYS</i>	42
Gambar 3.8	Diagram alir penelitian	43
Gambar 4.1	Idealisasi pembebanan struktur bumper pada uji pendulum impak bumper	48
Gambar 4.2	Penampang <i>crash box</i> pada koordinat kartesius	48
Gambar 4.3	Kondisi awal dan kondisi akhir simulasi uji pendulum impak dengan <i>contour plot</i>	51
Gambar 4.4	Perilaku deformasi <i>crash box</i> 50x128 mm	51
Gambar 4.5	Perilaku deformasi <i>crash box</i> 64x100 mm	52
Gambar 4.6	Perilaku deformasi <i>crash box</i> 80x80 mm	52
Gambar 4.7	Perilaku deformasi <i>crash box</i> 100x64 mm	52
Gambar 4.8	Perilaku deformasi <i>crash box</i> 128x50 mm	53
Gambar 4.9	Grafik hubungan deformasi <i>crash box</i> terhadap waktu	55
Gambar 4.10	Grafik hubungan energi yang diserap <i>crash box</i> terhadap waktu	56
Gambar 4.11	Grafik hubungan kerja plastis <i>crash box</i> terhadap waktu	58
Gambar 4.12	Grafik hubungan perpindahan dengan gaya reaksi <i>crash box</i>	60

## DAFTAR LAMPIRAN

No.	Judul
Lampiran 1	Data material
Lampiran 2	Grafik hasil <i>result tracker</i> simulasi energi yang diserap dan kerja plastis <i>crash box</i>
Lampiran 3	Data perpindahan dan gaya reaksi <i>crash box</i> hasil simulasi
Lampiran 4	Standar uji pendulum impact bumper <i>FMVSS 581</i>



## RINGKASAN

Wahyu Kurniawan, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya, Juli 2012, *Analisis Bentuk Penampang Crash Box Persegi Panjang pada Uji Pendulum Impak Bumper*, Dosen Pembimbing: Dr.Eng. Moch. Agus Choiron,ST., MT. dan Ir. Erwin Sulisty, MT.

Perkembangan teknologi di bidang otomotif menuntut sistem keamanan yang lebih baik pada kendaraan. Seiring dengan pesatnya perkembangan proses manufaktur menghasilkan material dengan kualitas yang lebih baik namun dengan biaya perbaikan kerusakan yang semakin tinggi. Oleh karena itu dimulailah penelitian mengenai struktur tambahan pada kendaraan untuk meminimalisasi kerusakan akibat kecelakaan yaitu *crash box* sebagai penyerap energi. Dengan pertimbangan dalam otomotif yaitu berat kendaraan merupakan faktor penting maka digunakan material *crash box* yang ringan yaitu aluminium.

Pada penelitian ini dilakukan proses simulasi dengan bantuan *software* elemen hingga *ANSYS Workbench 13* dengan tipe pengujian pendulum impak bumper sesuai standar *FMVSS 581* dengan kecepatan pendulum 16 km/jam. Variasi yang digunakan dalam penelitian ini adalah penampang *crash box* yaitu 50x128 mm, 64x100 mm, 80x80 mm, 100x64 mm dan 128x50 mm dengan material yang digunakan adalah aluminium AA7003-T7.

Dari penelitian ini diperoleh bahwa kemampuan menyerap energi meningkat seiring dengan peningkatan momen inersia luasan penampang *crash box*, dengan kemampuan menyerap energi terbesar pada *crash box* 128x50 mm sebesar 390 J. Deformasi *crash box* menurun seiring dengan peningkatan momen inersia luasan penampang dengan nilai maksimum sebesar 16,757 mm pada *crash box* dengan momen inersia luasan penampang terkecil yaitu 50x128 mm.

**Kata kunci :** *Crash Box, Bumper, Energi, Pendulum Impak, Bentuk Penampang*

## BAB I PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Seiring dengan perkembangan teknologi dalam proses manufaktur, saat ini kendaraan terutama mobil telah banyak menggunakan komponen yang terbuat dari material paduan baru yang lebih baik dalam segi sifat fisik, kimia maupun mekanik. Dalam proses produksinya, komponen mobil melalui proses yang lebih rumit dan kompleks sehingga membutuhkan biaya yang cukup tinggi. Hal ini juga berlaku untuk proses perbaikan bila mengalami kerusakan akibat kecelakaan pada mobil. Sehingga digunakan perangkat keselamatan yang berfungsi untuk mengurangi kerusakan saat terjadi kecelakaan, dimana perangkat ini termasuk dalam sistem keamanan pasif (*passive safety system*).

Bumper merupakan salah satu komponen sistem keamanan pasif terluar mobil yang berfungsi untuk menyerap energi impact yang timbul akibat benturan. Bumper melindungi struktur rangka utama beserta komponen mobil lainnya seperti mesin dari desakan obyek tumbukan. Fungsi lainnya adalah meminimalisasi efek deselerasi benturan dan melindungi ruang penumpang dari deformasi yang berlebihan.

Putra (2004) melakukan penelitian mengenai rekayasa desain bumper mobil dengan simulasi uji tabrak. Diperoleh hasil bahwa penambahan profil fillet pada bagian atas bumper dapat meningkatkan kemampuan bumper untuk menahan dan meredam energi impact yang terjadi saat terjadi kecelakaan. Semakin besar kemampuan bumper untuk meredam energi impact yang timbul, maka kerusakan pada keseluruhan bagian mobil dapat diminimalisasi.

Sistem bumper telah berkembang pesat dengan adanya komponen tambahan yang berfungsi sebagai penyerap energi impact yang timbul saat terjadi tabrakan. Untuk meningkatkan kemampuan menyerap energi impact dilakukan dengan penambahan *crash box* yang dipasang diantara bumper dengan rangka depan mobil. Fungsi *crash box* adalah untuk menyerap energi yang timbul akibat tumbukan saat terjadi tabrakan frontal. Energi impact yang diserap tersebut akan



menyebabkan deformasi pada *crash box* itu sendiri sehingga mencegah deformasi yang lebih besar pada keseluruhan struktur rangka.

Ogawa dan Haruyama (2007) melakukan penelitian mengenai perilaku deformasi aksial dari pipa berpenampang persegi yang umum digunakan untuk komponen penyerap energi pada kendaraan dengan simulasi metode elemen hingga. Diperoleh hasil bahwa semakin pendek ukuran dari pipa persegi maka semakin sulit untuk memperoleh jumlah lekukan yang ideal untuk menahan beban yang diterima.

Kim, Lee dan Yoo (2008) melakukan penelitian mengenai desain bentuk penampang *crash box* berbentuk persegi panjang, segi enam, dan segi delapan dengan material aluminium AA7003-T7. Penelitian dilakukan dengan simulasi numerik uji tabrak mobil dan diperoleh hasil *crash box* dengan bentuk penampang persegi panjang mempunyai kemampuan menyerap energi tertinggi, yaitu sebesar 55,4% dari total energi impact yang timbul.

Dari latar belakang inilah diperlukan penelitian lebih lanjut mengenai bentuk penampang *crash box* persegi panjang untuk memperoleh kemampuan menyerap energi yang lebih baik pada saat terjadi kecelakaan. Selain itu dapat ditentukan perilaku deformasi dari *crash box* yang optimal dalam penyerapan energi yang lebih besar. Dengan harapan diperoleh desain yang optimal untuk meminimalisasi kerusakan yang terjadi dan biaya perbaikan mobil.

## 1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah diuraikan sebelumnya, dapat diuraikan rumusan masalah pada penelitian ini :

Bagaimana pengaruh bentuk penampang *crash box* terhadap kemampuan menyerap energi dan deformasi pada uji pendulum impact bumper.

### 1.3 Batasan Masalah

Untuk mempersempit ruang lingkup permasalahan maka perlu adanya batasan masalah sebagai berikut :

1. Simulasi uji bumper dilakukan dengan *software ANSYS Workbench 13*.
2. Bentuk penampang *crash box* yang digunakan adalah persegi panjang dengan ukuran 50x128 mm, 64x100 mm, 80x80 mm, 100x64 mm dan 128x50 mm dengan luasan yang tetap.
3. Pemodelan uji impak pendulum yang dilakukan adalah bumper dalam keadaan diam sedangkan pendulum bergerak menumbuk bumper sesuai dengan standar *FMVSS 581*.
4. Material *crash box* yang digunakan adalah Aluminium AA7003-T7 dan diasumsikan homogen.
5. Penelitian difokuskan pada energi dan deformasi pada sistem bumper dan *crash box*.
6. Jenis bumper yang dipakai adalah bumper Suzuki APV GE.

### 1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh bentuk penampang *crash box* persegi panjang yang berbeda terhadap besar energi yang dapat diserap dan deformasi yang terjadi.

### 1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang diharapkan dari penelitian ini antara lain :

1. Hasil penelitian ini diharapkan dapat memberikan wawasan dan inovasi untuk meningkatkan sistem keselamatan pada kendaraan.
2. Sebagai dasar literatur pembandingan untuk penelitian selanjutnya dan sarana penerapan ilmu dan teori dalam perkuliahan.

## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Penelitian Sebelumnya

Putra (2004) melakukan penelitian mengenai desain bumper dengan simulasi uji tabrak sesuai standar *FMVSS 215*. Diperoleh hasil bahwa penambahan profil fillet pada bagian atas bumper dapat meningkatkan kemampuan bumper untuk menahan dan meredam energi impact yang terjadi saat terjadi kecelakaan. Semakin besar kemampuan bumper untuk meredam energi impact yang timbul, maka kerusakan pada keseluruhan bagian mobil semakin kecil.

Ogawa dan Haruyama (2007) melakukan penelitian mengenai perilaku deformasi aksial dari pipa berpenampang persegi yang umum digunakan untuk komponen penyerap energi pada kendaraan dengan simulasi metode elemen hingga. Diperoleh hasil bahwa semakin pendek ukuran dari pipa persegi maka semakin sulit untuk memperoleh jumlah lekukan yang ideal untuk menahan beban yang diterima.

Kim, Lee dan Yoo (2008) melakukan penelitian mengenai desain bentuk penampang *crash box* berbentuk persegi panjang, segi enam, dan segi delapan dengan material aluminium AA7003-T7. Penelitian dilakukan dengan simulasi numerik uji tabrak mobil sesuai standar RCAR dengan kecepatan 15 km/jam. Diperoleh hasil *crash box* dengan bentuk penampang persegi panjang mempunyai kemampuan menyerap energi tertinggi, yaitu sebesar 55,4% dari total energi impact yang timbul.

Berdasarkan penelitian di atas perlu dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai pengaruh dimensi penampang *crash box* persegi panjang terhadap deformasi yang terjadi dan kemampuan menyerap energi impact yang timbul saat terjadi tabrakan.

## 2.2 Bumper

Bumper merupakan bagian dari struktur kendaraan terluar yang terpasang melintang pada bagian depan dan belakang mobil. Pada umumnya material yang digunakan dalam desain bumper antara lain baja, aluminium dan plastik. Fungsi utama dari bumper adalah untuk meredam energi impak yang timbul saat terjadi benturan dengan objek lain.

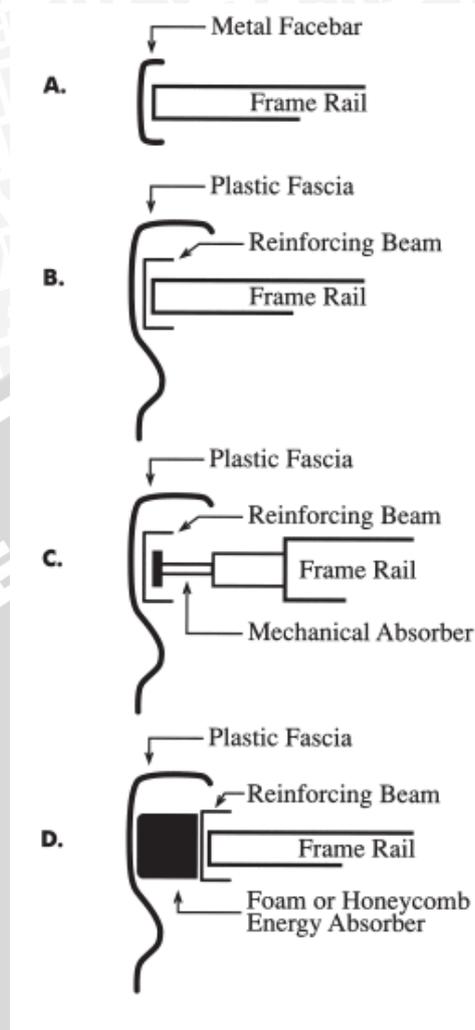
Sesuai dengan hukum kekekalan energi, energi benturan yang timbul akibat tabrakan akan diserap atau diubah menjadi energi bentuk lain. Dalam hal ini, bumper menyerapnya menjadi energi deformasi. Pada kondisi tabrakan dengan kecepatan tinggi, bumper tidak dapat efektif menyerap energi tabrakan sehingga energi diteruskan menuju komponen struktur rangka kendaraan. Rangka mobil akan menyerap energi yang tersisa dari bumper dan menyalurkannya ke segala arah. Sehingga dalam kecelekaan dengan kecepatan tinggi, keseluruhan struktur rangka kendaraan merupakan satu-satunya perangkat keselamatan penumpang.

Sistem bumper yang digunakan pada kendaraan telah mengalami perkembangan dan dapat diklasifikasikan seperti pada gambar 2.1.

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

### 1. *Fascia*

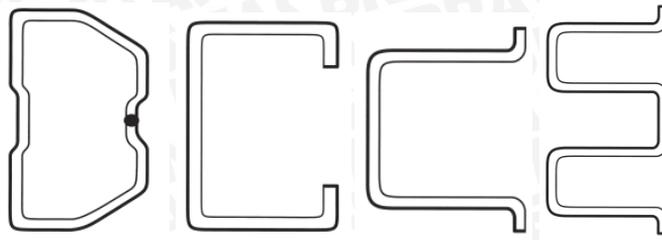
Bagian terluar bumper yang didesain dengan bentuk aerodinamis, berfungsi untuk mengatur aliran udara di sekitar mobil dan yang masuk ke dalam kompartemen mesin. Selain itu desain *fascia* lebih banyak mengutamakan aspek estetika untuk memperindah tampilan keseluruhan mobil. Umumnya terbuat dari *polypropylene*, *polyurethane* atau *polycarbonate*.



Gambar 2.1 Perkembangan struktur sistem bumper  
Sumber : AISI, 2006 : 2

## 2. Reinforcing beam

Struktur penguat utama dari sistem bumper yang berfungsi untuk memperkuat keseluruhan bumper. Material yang digunakan untuk *reinforcing beam* umumnya baja kekuatan tinggi. Bentuk penampang reinforcing beam yang umum digunakan antara lain *box section*, *channel section* (kanal), *hat* dan *double hat section* seperti pada gambar 2.2.



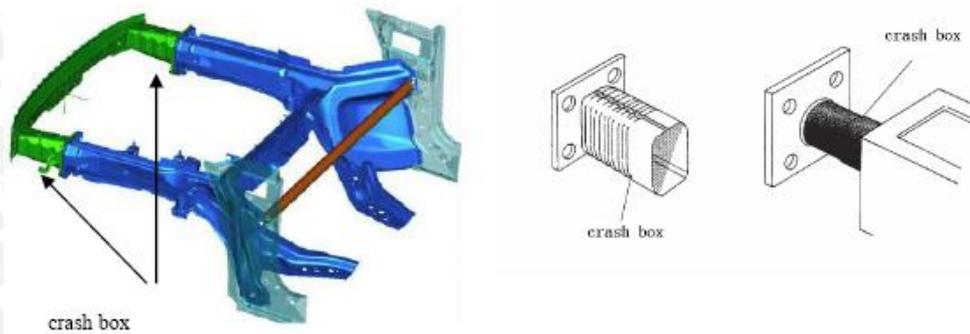
Gambar 2.2 Bentuk penampang *reinforcing* beam pada sistem bumper  
Sumber : AISI, 2006 : 5

### 3. *Energy absorber*

*Energy absorber* berfungsi untuk menyerap sebagian energi impact yang timbul saat terjadi benturan sehingga dapat mereduksi gaya berlebih yang mengalir menuju rangka utama kendaraan. Komponen ini terpasang di antara bumper dengan rangka samping atau sasis kendaraan. Tipe dari penyerap energi antara lain bentuk *foam* dan *honeycomb* yang terbuat dari *polypropylene*, *polyurethane*, dan *polyethylene*. Sedangkan tipe mekanik yaitu *crash box* terbuat dari bahan metalik seperti aluminium.

#### 2.3 *Crash Box*

*Crash box* adalah komponen keselamatan pasif yang terpasang di antara bumper dan rangka utama dari kendaraan. Fungsi komponen ini adalah untuk mereduksi energi impact puncak yang terjadi selama tabrakan. Akibat energi impact dari tumbukan *crash box* akan mengalami tekukan (*buckling*) ketika gaya aksial tekan melebihi beban kritis material. Energi yang diserap mengakibatkan deformasi pada *crash box* sehingga kerusakan pada struktur rangka kendaraan dapat direduksi. Detail *crash box* dapat dilihat pada gambar 2.3 berikut.



Gambar 2.3 Penempatan *crash box* pada struktur rangka kendaraan  
 Sumber : Yanjie, 2006 : 2

Beberapa syarat utama dari *crash box* antara lain :

- *Crash box* diharapkan mengalami pola *buckling* sebanyak mungkin sehingga memungkinkan gaya berlebih yang tersalur menuju rangka utama dapat seminimal mungkin.
- Besar energi yang diserap saat terjadi deformasi plastis diusahakan semaksimal mungkin dimana bergantung pada jenis material dan geometri *crash box*.

Material *crash box* yang telah banyak digunakan antara lain *mild steel* dan aluminium. Berdasarkan penelitian pada pipa berdinding tipis, diperoleh bahwa kemampuan menyerap energi suatu material mempunyai hubungan linear terhadap kekuatan material dan hampir kuadratis terhadap ketebalan dinding (*European Aluminum Association*).

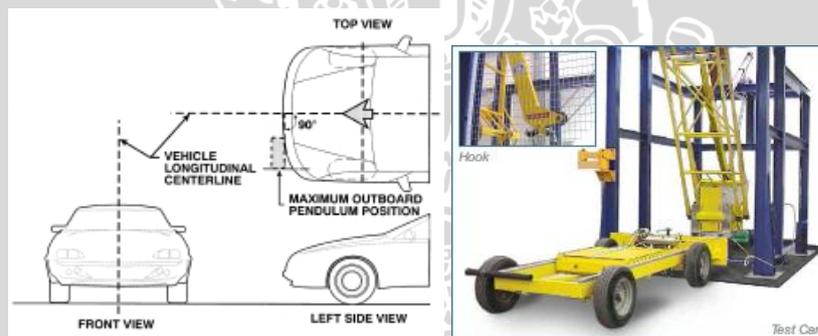
Dalam aplikasi kendaraan, berat total merupakan faktor yang penting dan diperhitungkan secara cermat. Aluminium banyak digunakan karena massa jenis yang lebih rendah dibandingkan dengan baja. Dengan berat yang sama dengan baja maka dapat dibuat *crash box* berbahan aluminium dengan dinding yang lebih tebal.

## 2.4 Standar Uji Bumper

Standar uji bumper secara internasional berbeda-beda berdasarkan pada regional masing-masing negara. Bumper yang diuji meliputi bumper bagian depan dan belakang, dimana peralatan yang digunakan umumnya adalah pendulum dan *barrier* (penghalang). Dalam bahasan ini uji bumper kendaraan difokuskan pada kemampuan untuk menyerap energi sesuai fungsinya pada kecepatan rendah (*low speed collision*) antara 8-16 km/jam. Selain itu juga berguna untuk memprediksi besarnya biaya dan kemudahan perbaikan apabila terjadi kerusakan akibat tabrakan.

### a. SAE J2319

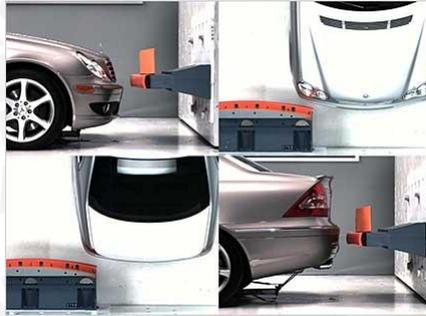
Standar *SAE J2319* merupakan standar uji bumper dengan menggunakan pendulum impact seperti pada gambar 2.4. Massa pendulum ditentukan menyamai kendaraan uji dengan kecepatan pendulum sebesar 8 km/jam.



Gambar 2.4 Uji pendulum impact bumper sesuai standar *SAE J2319*  
Sumber : SAE, 1997 : 9

### b. IIHS (*Insurance Institute for Highway Safety*)

Standar uji bumper dengan menggunakan *fixed barrier* yang dibagi 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 kendaraan menumbuk barrier sebesar 5 mph (8 km/jam). Standar IIHS dapat digambarkan seperti pada gambar 2.5.



Gambar 2.5 Standar IIHS untuk uji bumper depan dan belakang  
Sumber : [http://www.iihs.org/bumper\\_test.htm](http://www.iihs.org/bumper_test.htm)

c. RCAR (*Research Council for Automobile Repairs*)

Standar pengujian untuk mengetahui seberapa besar dan mudah perbaikan kerusakan kendaraan. Pengujian terdiri dari 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 2.6.



Gambar 2.6 Standar RCAR untuk uji bumper kendaraan  
Sumber : [http://www.thatcham.org/safety/ppts/Low\\_Speed\\_Damageability\\_Testing.ppt](http://www.thatcham.org/safety/ppts/Low_Speed_Damageability_Testing.ppt)

d. FMVSS 581 (*Federal Motor Vehicles Safety Standards*)

Standar ini menggunakan dua metode yaitu pendulum dan *barrier*. Pendulum yang digunakan mempunyai massa yang dapat disesuaikan antara 1200 -4500 lbm dengan kecepatan impact 10 mil/jam (16 km/jam). Sedangkan untuk barrier menggunakan perangkat peluncur kendaraan dengan kecepatan 16 km/jam menuju barrier yang diam.

## 2.5 Tinjauan Umum Uji Pendulum Impak *FMVSS 581*

### 2.5.1 Standar *FMVSS 581*

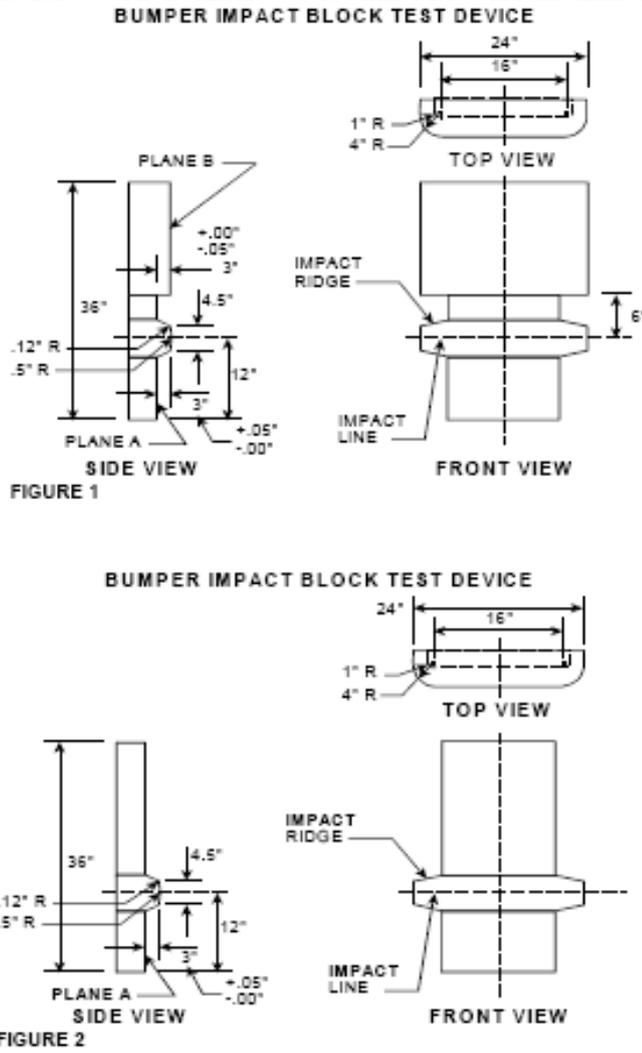
Standar *FMVSS 581* adalah standar yang digunakan untuk uji impak pendulum pada bumper. Standar ini digunakan untuk menguji kekuatan sistem bumper mobil pada tabrakan berkecepatan rendah (16 km/jam). Mobil dapat diuji secara langsung dalam keadaan utuh atau hanya bagian komponen bumper saja dengan dipasangkan pada *car model* yang tersedia. Massa pendulum harus sama atau mendekati dengan massa mobil yang diuji, dimana massa pendulum dapat diubah-ubah dengan menambahkan beban pada pendulum. Peralatan uji pendulum impak dapat dilihat pada gambar 2.7.



Gambar 2.7 Peralatan uji pendulum impak bumper

Sumber : [www.crash-networks.com/bumper\\_impact\\_test.htm](http://www.crash-networks.com/bumper_impact_test.htm)

Dalam pengujian ini pendulum bergerak dengan kecepatan 16 km/jam menumbuk bumper. Posisi kendaraan yang diuji adalah tegak lurus dengan lintasan gerak pendulum. Standar dimensi pendulum dapat dilihat pada gambar 2.8.

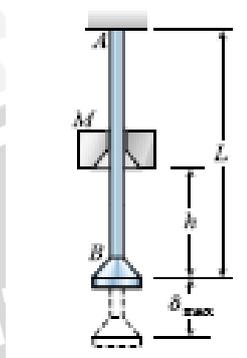


Gambar 2.8 Bentuk dan dimensi permukaan pendulum uji bumper  
 Sumber : *U.S. Department of Transportation, 1990 : 15*

### 2.5.2 Beban Impak

Beban dikelompokkan menjadi dua yaitu beban statik dan dinamik bergantung pada apakah beban tersebut tetap konstan atau bervariasi terhadap waktu. Beban statik diterapkan perlahan-lahan sedemikian hingga tidak menyebabkan efek dinamik atau getaran pada struktur. Beban bertambah perlahan-lahan dari nol hingga mencapai harga maksimumnya sehingga tetap konstan. Sedangkan beban dinamik dapat mempunyai beberapa bentuk contohnya beberapa beban diterapkan dan dihilangkan secara tiba-tiba (beban impak atau kejut) atau bekerja dalam jangka waktu lama dan berubah-ubah

secara kontinu terhadap waktu (beban berfluktuasi). Beban impact atau kejut dihasilkan apabila dua benda bertumbukan atau apabila benda jatuh dan mengenai struktur seperti pada gambar 2.9.



Gambar 2.9 Beban kejut pada batang prismatis  
 Sumber : Gere, 2004 : 128

Pada gambar 2.10 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  $\delta$ . Asumsi yang diperlukan adalah bahwa 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 :

$$E.Potensial M = E.Regangan AB \tag{2-1}$$

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

Persamaan (2-2) dapat dipecah untuk mencari akar positif menjadi :

$$\delta_{maks} = \frac{WL}{EA} + \left[ \left( \frac{WL}{EA} \right)^2 + 2h \left( \frac{WL}{EA} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \tag{2-3}$$

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



$$\delta_{maks} = \delta_{st} + [\delta_{st}^2 + 2h\delta_{st}]^{\frac{1}{2}} \quad (2-4)$$

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

$$\delta_{st} = \sqrt{2h\delta_{st}} \quad (2-5)$$

Dengan mensubstitusikan  $M = \frac{W}{g}$  dan  $v = \sqrt{2gh}$  ke dalam persamaan (2-5) diperoleh :

$$\delta_{st} = \sqrt{\frac{Mv^2L}{EA}} \quad (2-6)$$

Analogi yang sama berlaku untuk memperoleh tegangan maksimum berdasarkan persamaan :

$$\delta = \frac{PL}{EA} = \frac{\sigma L}{E} \quad (2-7)$$

Sehingga keseluruhan persamaan menjadi :

$$\sigma_{maks} = \frac{E\delta_{maks}}{L} \quad (2-8)$$

$$\sigma_{maks} = \frac{W}{A} + \left[ \left( \frac{W}{A} \right)^2 + \frac{2WhE}{AL} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2-9)$$

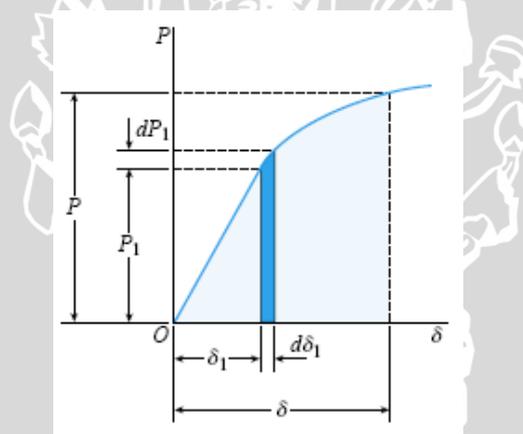
$$\sigma_{maks} = \sigma_{st} + \left[ \sigma_{st}^2 + \frac{2hE}{L} \delta_{st} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2-10)$$

$$\sigma_{maks} = \sqrt{\frac{2hE\sigma_{st}}{EA}} = \sqrt{\frac{Mv^2E}{AL}} \quad (2-11)$$

### 2.5.3 Energi Regangan

Tumbukan dua buah benda akan menimbulkan konversi energi dari energi kinetik menjadi energi regangan (*strain energy*) pada material dengan mengabaikan perubahan energi ke bentuk lain. Energi regangan dapat didefinisikan sebagai energi yang tersimpan dalam material akibat adanya pembebanan dari luar.

Pada kondisi statik tanpa adanya efek dinamik dan inersia, pembebanan diterapkan secara perlahan-lahan sehingga beban bertambah dari nol ke harga maksimum. Pembebanan ini 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 2.10.



Gambar 2.10 Diagram beban-perpindahan  
 Sumber : Gere, 2004 : 116

Berdasarkan tinjauan geometrik, usaha yang dilakukan oleh beban dalam rentang nilai  $P$  dan  $\delta$  dinyatakan sebagai luas daerah dibawah kurva beban-perpindahan. Sehingga dapat dirumuskan usaha total yang dilakukan oleh beban :

$$U = W = \int_0^{\delta} P_1 d\delta_1 \quad (2-12)$$

Dengan :

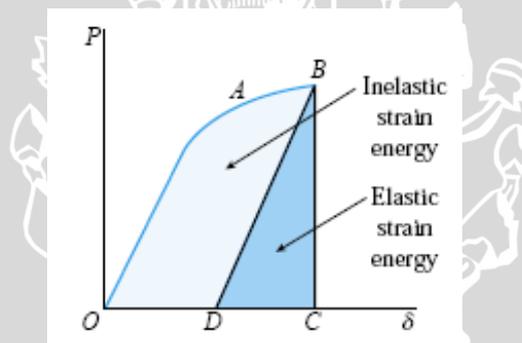
$U$  = Energi regangan (J)

$W$  = Usaha (J)

$P_1$  = Beban (N)

$\delta_1$  = Perpindahan akibat deformasi (m)

Energi regangan dibagi menjadi dua yakni energi regangan elastis dan energi regangan inelastis (gambar 2.11). Saat pembebanan dihilangkan perlahan-lahan material akan kembali ke bentuk semula. Namun material tidak akan kembali ke bentuk semula bila batas elastis terlampaui. Hanya sebagian dari energi regangan yang dipulihkan bila pembebanan melewati batas elastis. 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.

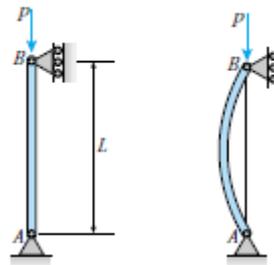


Gambar 2.11 Energi regangan elastis dan energi regangan plastis

Sumber : Gere, 2004 : 117

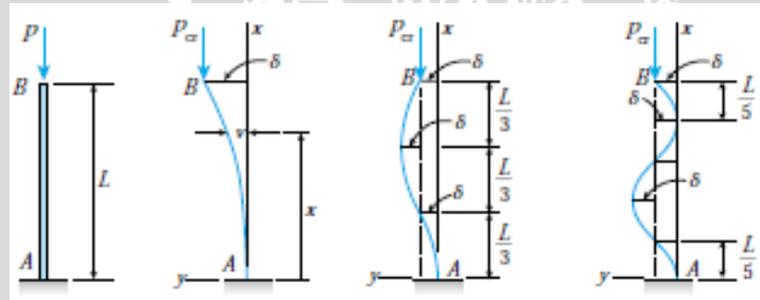
Pada batas elastis, diagram beban-perpindahan mengikuti garis linear (Gambar 2.12). Sehingga besar energi regangan yang tersimpan adalah sebesar luas daerah segitiga yang dibentuk oleh garis linear A dengan sumbu x. Besar energi regangan yang tersimpan sama dengan usaha yang dilakukan oleh beban.





Gambar 2.13 Fenomena tekuk (*buckling*) pada struktur kolom  
 Sumber : Gere, 2004 : 748

*Crash box* dapat digolongkan ke dalam jenis kolom yang mempunyai tumpuan jepit pada salah satu ujungnya sedangkan ujung lainnya adalah bebas. Berbeda dengan struktur pada umumnya yang didesain untuk menghindari terjadinya *buckling*, pada *crash box buckling* diharapkan dapat terjadi sedini mungkin. Hal ini dikarenakan fungsi *crash box* yaitu sebagai penyerap energi. Semakin cepat *buckling* terjadi, maka *crash box* semakin cepat terdeformasi sehingga energi impact dapat dikurangi saat mencapai rangka utama kendaraan.



Gambar 2.14 Teori dasar *buckling* pada *crash box*  
 Sumber : Gere, 2004 : 765

Struktur kolom yang tidak stabil diperoleh jika nilai beban yang bekerja lebih besar dari nilai beban kritis ( $P > P_{cr}$ ).

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2} \quad (2-16)$$

Dengan :

$P_{cr}$  = Beban kritis ( $N$ )

$E$  = Modulus Elastisitas ( $Pa$ )

$I$  = Momen inersia penampang ( $m^4$ )

$L$  = Panjang kolom ( $m$ )

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

$$\cos kL = 0 \quad (2-17)$$

Dengan persamaan kurva defleksi pada kolom yang tertekuk :

$$v = \delta(1 - \cos kx) \quad (2-18)$$

Persamaan (2-17) dapat dipenuhi apabila :

$$kL = \frac{n\pi}{2} \quad (2-19)$$

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

Substitusi nilai  $k$  ke dalam persamaan (2-19) dimana nilai  $k$  :

$$k^2 = \frac{P}{EI} \quad (2-20)$$

Sehingga diperoleh persamaan beban kritis :

$$P_{cr} = \frac{n^2 \pi^2 EI}{4L^2} \quad (2-21)$$

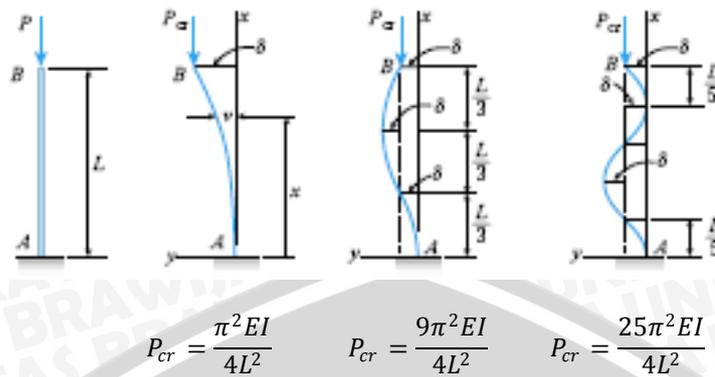
dengan nilai  $n = 1, 3, 5, \dots$

Selain itu diperoleh rumus kurva defleksi bentuk ragam tekukan :

$$v = \delta \left( 1 - \cos \frac{n\pi x}{2L} \right) \quad (2-22)$$

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

Formula perhitungan diatas dapat dijelaskan dengan gambar 2.15 berikut.



Gambar 2.15 Bentuk tekukan pada kolom dengan satu ujung bebas  
 Sumber : Gere, 2004:765

## 2.7 Teori Tegangan dan Regangan

### 2.7.1 Prinsip Analisis Tegangan

Prinsip analisis tegangan 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 :

$$\sum F = 0; \sum M = 0 \quad (2-23)$$

- Kompatibilitas perpindahan (*strain-displacement relation*)

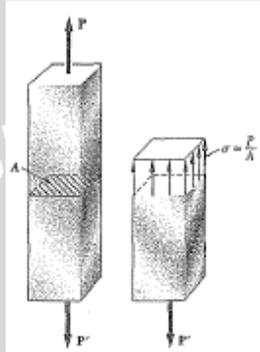
Bagian yang mengalami perpindahan dalam suatu struktur kontinyu akibat deformasi mempunyai hubungan antara satu bagian dengan bagian lainnya.

- 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.

### 2.7.2 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 2.16).



Gambar 2.16 Tegangan akibat gaya pada material

Sumber : Beer, 2006 : 5

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2-24)$$

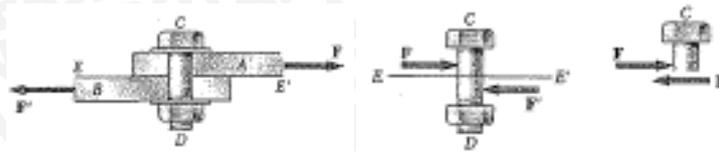
Dengan :

$\sigma$  = 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 2.17.



Gambar 2.17 Contoh tegangan geser pada material  
 Sumber : Beer, 2006 : 10

$$\tau = \frac{F_s}{A} \quad (2-25)$$

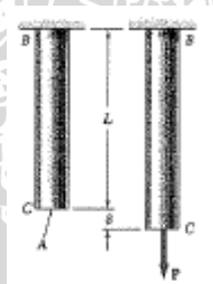
Dengan :

$\tau$  = 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 seperti pada gambar 2.18.



Gambar 2.18 Regangan akibat pembebanan  
 Sumber : Beer , 2006 : 61

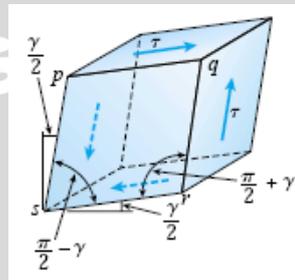
Regangan dibagi menjadi dua, yaitu regangan normal dan regangan geser.

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L_0} \quad (2-26)$$

Dengan :

- $\epsilon$  = Regangan normal
- $\delta$  = Perubahan panjang ( $m$ )
- $L_0$  = Panjang awal ( $m$ )

Sedangkan regangan geser adalah perubahan sudut antara dua permukaan tegak lurus dari elemen diferensial benda seperti pada gambar 2.19.



Gambar 2.19 Regangan geser pada elemen material  
 Sumber : Gere, 2004 : 32

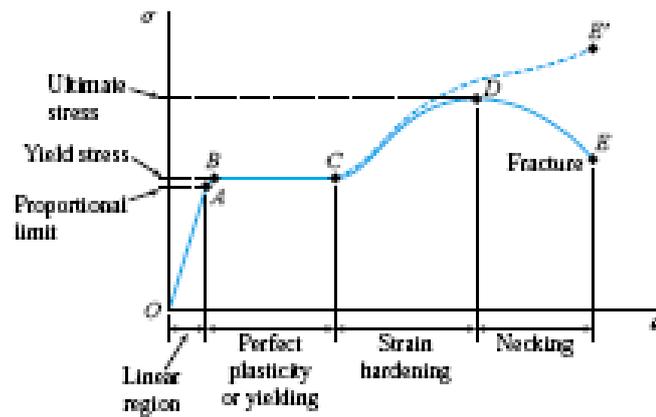
$$\gamma = \frac{S_s}{S_0} \quad (2-27)$$

Dengan :

- $\gamma$  = Regangan geser
- $S_s$  = Perubahan sudut ( $^\circ$ )
- $S_0$  = Sudut awal ( $^\circ$ )

Rasio antara tegangan normal dan regangan normal disebut dengan Modulus Elastisitas atau Modulus Young. Modulus ini berlaku pada garis lurus sebelum batas proporsional atau daerah elastis material. Sedangkan 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 2.20.





Gambar 2.20 Grafik hubungan tegangan dan regangan  
 Sumber : Gere, 2004 : 15

Sehingga dapat ditulis rumusan untuk Modulus Elastisitas dan Modulus Kekakuan :

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \tag{2-28}$$

Dengan :

$E$  = Modulus elastisitas ( $N/m^2$ )

$\sigma$  = Tegangan ( $N/m^2$ )

$\epsilon$  = Regangan

$$G = \frac{\tau}{\gamma} \tag{2-29}$$

Dengan :

$G$  = Modulus kekakuan ( $N/m^2$ )

$\tau$  = Tegangan geser ( $N/m^2$ )

$\gamma$  = 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).



$$\nu = - \frac{\text{regangan lateral}}{\text{regangan aksial}} \quad (2-30)$$

$\nu$  = Poisson's Ratio

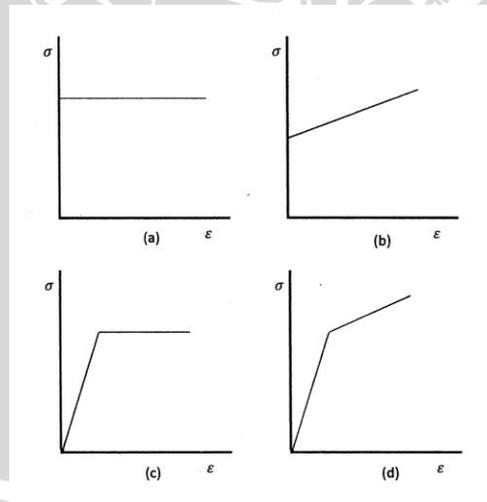
Sehingga dapat diperoleh hubungan antara Modulus Elastisitas, Modulus Kekakuan, dan Poisson's Ratio :

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (2-31)$$

### 2.7.3 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 volume material adalah konstan.

Untuk memperoleh solusi dari permasalahan deformasi maka diperlukan idealisasi hubungan antara tegangan dan regangan. Idealisasi dari permasalahan plastisitas dapat dijelaskan dalam gambar 2.21 berikut.



Gambar 2.21 Kurva tegangan-regangan pemodelan material  
Sumber : Chung, 1988 : 48

a. *Rigid perfectly plastic*

Pemodelan 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*

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

d. *Elastic linear strain hardening*

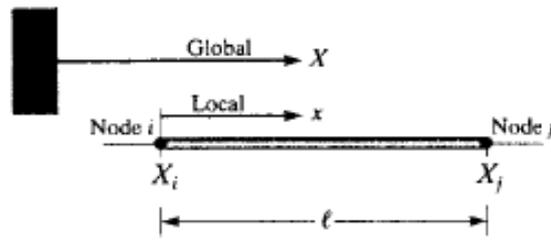
Pemodelan dimana material mengalami deformasi elastis dilanjutkan dengan deformasi plastis. Penambahan pembebanan akan menimbulkan peningkatan deformasi pada material.

## 2.8 Metode Elemen Hingga

### 2.8.1 Sistem Koordinat

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

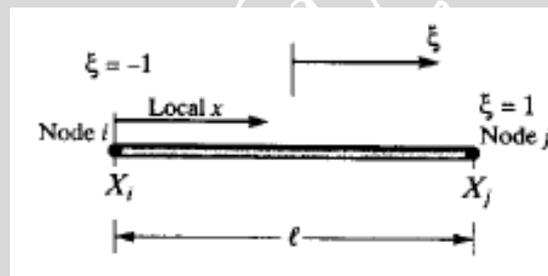
- Sistem koordinat global adalah kerangka dari acuan untuk bagian keseluruhan. Semua titik diletakkan pada penggunaan jarak sistem koordinat global, hanya ada satu sistem global dalam sebuah analisa khusus seperti pada gambar 2.22.
- Sistem koordinat lokal adalah pendekatan terhadap elemen. Orientasinya relatif terhadap elemen yang tidak mempedulikan perubahan dari orientasi relatif elemen ke sistem global. Dapat dijelaskan seperti pada gambar 2.22.



Gambar 2.22 Hubungan sistem koordinat global dengan koordinat lokal 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 2.23.



Gambar 2.23 Hubungan sistem koordinat lokal dengan koordinat natural elemen.

Sumber : Moaveni, 1999 : 132

### 2.8.2 Prosedur Perhitungan Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga merupakan salah satu metode yang digunakan untuk menyelesaikan permasalahan-permasalahan fisika dengan persamaan differensial. Berikut ini diuraikan langkah-langkah dari perhitungan dengan menggunakan metode elemen hingga. Prosedur perhitungan dengan Metode Elemen Hingga antara lain sebagai berikut.

1. Diskritisasi dan pemilihan elemen

Proses pembagian struktur menjadi elemen-elemen kecil yang lebih sederhana yang dihubungkan pada titik simpul (*node*), kemudian dilakukan

pemilihan elemen seperti model awal dari struktur. Hal ini dilakukan untuk mempermudah analisis.

## 2. Memilih fungsi pendekatan

Variasi perpindahan pada suatu elemen didekati dengan fungsi interpolasi yang didasarkan pada harga simpul yang mengitari. Fungsi yang paling umum digunakan adalah polinomial.

## 3. Menurunkan persamaan matrik kekakuan [k]

Dengan prinsip usaha *virtual* akan dihasilkan persamaan matrik kekakuan elemen yang dinyatakan sebagai berikut :

$$[k] = \int [B]^T [C] [B] dV \quad (2-32)$$

dimana:

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

## 4. Menghitung matrik beban total

Beban yang bekerja didefinisikan menjadi 3 macam, sehingga beban total adalah :

$$F = Q_{NF} + Q_{BF} + Q_T \quad (2-34)$$

dimana:

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

## 5. Merakit elemen menjadi struktur

Perakitan persamaan elemen akan dibawa ke bentuk persamaan global, yang prosesnya harus memenuhi sifat konvergen dan sifat sinambung. Salah satunya antara lain : titik-titik yang semula bersebelahan

harus tetap bersebelahan satu sama lain setelah elemen dikenai beban.  
Bentuk persamaan global elemen yaitu :

$$[K]\{q\} = \{R\} \tag{2-35}$$

dimana:

[K] : matrik kekakuan elemen.

{q} : vektor perpindahan simpul.

{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 telah mendapatkan syarat batas, merupakan sekumpulan persamaan linier yang secara umum dapat ditulis sebagai berikut :

$$\begin{aligned} k_{1.1}q_1 + k_{1.2}q_2 + \dots + k_{1.n}q_n &= R_1 \\ k_{2.1}q_1 + k_{2.2}q_2 + \dots + k_{2.n}q_n &= R_2 \\ \dots & \\ k_{n.1}q_1 + k_{n.2}q_2 + \dots + k_{n.n}q_n &= R_n \end{aligned} \tag{2-36}$$

Persamaan di atas 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 dapat berupa tegangan maupun regangan, dengan menggunakan hubungan antara keduanya. Hubungan tegangan-regangan pada kondisi 3D dapat dinyatakan dalam bentuk matrik sebagai berikut :



$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \quad (2-37)$$

Hubungan tersebut dapat ditulis dalam bentuk simbol berikut :

$$\{\sigma\} = [C]\{\varepsilon\} \quad (2-38)$$

Hubungan regangan dengan perpindahan adalah :

$$\{\varepsilon\} = [B]\{d\} \quad (2-39)$$

Sehingga tegangan dapat dirumuskan sebagai :

$$\{\sigma\} = [C][B]\{d\} \quad (2-40)$$

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

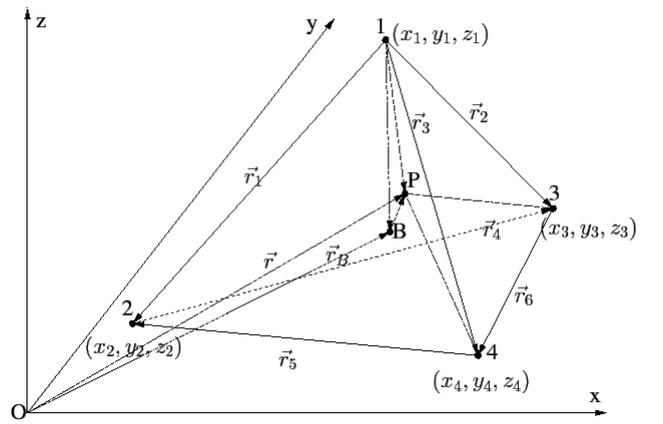
### 2.8.3 Tipe Elemen untuk Analisis Tiga Dimensi

Analisis 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 untuk analisis *solid* :

#### 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 2.24 di bawah ini.



Gambar 2.24 Elemen *Tetrahedral*  
 Sumber : Nentchev , 1997 : 21

Dengan nilai matrik B untuk elemen tetrahedral adalah :

$$B_1 = \begin{bmatrix} f_{i,x} & 0 & 0 \\ 0 & f_{i,y} & 0 \\ 0 & 0 & f_{i,z} \\ f_{i,y} & f_{i,x} & 0 \\ 0 & f_{i,z} & f_{i,y} \\ f_{i,z} & 0 & f_{i,x} \end{bmatrix} \quad (2-41)$$

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

$$6V = \det \begin{vmatrix} 1 & x_i & y_i & z_i \\ 1 & x_j & y_j & z_j \\ 1 & x_m & y_m & z_m \\ 1 & x_p & y_p & z_p \end{vmatrix} \quad (2-42)$$

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

$$N_i = \frac{a_i + b_y + c_z}{6V} \quad (2-43)$$

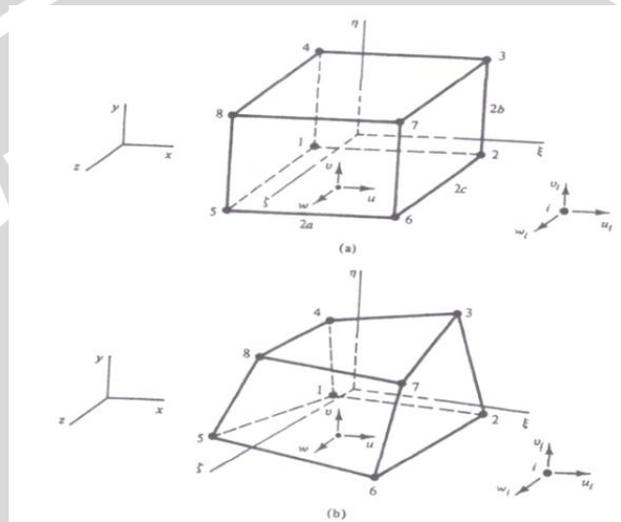
Dengan menggunakan persamaan tersebut, akan diperoleh besarnya perpindahan sebagai besaran primer. Hasil akhir dari perhitungan dengan



metode elemen hingga ini berupa harga distribusi tegangan yang akan diplot di sepanjang 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 pada gambar 2.25 di bawah ini.



Gambar 2.25 Elemen *Heksahedron* dan pasangan isoparametriknya  
Sumber: Cook, 1989 : 67

Hubungan antara regangan-peralihan dapat lebih disederhanakan menjadi:

$$\epsilon_t = B_i q_i \quad (i = 1, 2, \dots, 8) \quad (2-44)$$

Dimana :

$$B_1 = d f_i \begin{bmatrix} f_{i,x} & 0 & 0 \\ 0 & f_{i,y} & 0 \\ 0 & 0 & f_{i,z} \\ f_{i,y} & f_{i,x} & 0 \\ 0 & f_{i,z} & f_{i,y} \\ f_{i,z} & 0 & f_{i,x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{G1i} & 0 & 0 \\ 0 & D_{G2i} & 0 \\ 0 & 0 & D_{G3i} \\ D_{G2i} & D_{G1i} & 0 \\ 0 & D_{G3i} & D_{G2i} \\ D_{G3i} & 0 & D_{G1i} \end{bmatrix} \quad (2-45)$$

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

## 2.9 Software ANSYS

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

Secara umum langkah-langkah analisis dengan menggunakan ANSYS dibagi menjadi tiga, yaitu *Preprocessing* (Proses Awal), *Solution* (Proses Solusi) dan *Postprocessing* (Proses Pembacaan Hasil).

### 1. *Preprocessing* (Proses Awal)

Tahap-tahap penting dalam *preprocessing* :

- a. Pemodelan Geometri: disini dilakukan proses modeling geometri baik 1D, 2D maupun 3D
- b. Pemilihan tipe elemen: digunakan untuk mendiskritisasikan model yang dibuat.
- c. Material properties (input data material yang digunakan)
- d. Meshing (pembagian struktur menjadi elemen-elemen kecil/ elemen diskrit)

Pembuatan model geometri dari benda kerja dapat juga dilakukan dengan *software CAD* yang nantinya dieksport ke dalam ANSYS.

### 2. *Solution* (Proses Solusi)

Tahap-tahap penting dalam *Solution* :

- a. Mendefinisikan analisis solusi yang dipakai (*Analysis Type*)
- b. Memasukkan kondisi batas (*constrain*)
- c. Menerapkan pembebanan
- d. Penyelesaian (*Solving*)

### 3. *General Postprocessing* (Proses Pembacaan Hasil)

Hasil analisis dari proses solusi dapat ditampilkan dalam bentuk tabel maupun dalam bentuk *plot result* dan *list result*.

#### a. *Plot result*

Dengan menggunakan *contour plot* akan tampak distribusi tegangan atau hasil lain pada model sehingga mudah dalam menginterpretasikan informasi yang disajikan.

#### b. *List result*

Hasil analisis dalam bentuk *list result* berupa tabel yang memberikan informasi secara detil nilai perpindahan, tegangan dan regangan yang terjadi pada objek yang dianalisis.

#### c. *Animasi*

Hasil analisis yang diperoleh juga ditampilkan dalam bentuk animasi.

## 2.10 Hipotesis

Semakin besar momen inersia luasan penampang *crash box* akan meningkatkan kekakuan sehingga semakin besar energi yang dapat diserap dan deformasi yang terjadi semakin kecil.

## BAB III

### METODOLOGI PENELITIAN

#### 3.1 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan dalam penelitian ini adalah eksperimental semu (*quasi-experimental research*) dengan simulasi komputer menggunakan *software ANSYS 13.0* berbasis metode elemen hingga. Untuk mendapatkan data informasi tambahan diperoleh melalui studi literatur dari buku, jurnal, dan internet untuk memperoleh informasi tambahan yang diperlukan dalam penelitian. Berdasarkan data-data tersebut simulasi uji pendulum impact pada bumper dapat dilakukan dan hasil berupa energi dan deformasi pada *crash box* dapat diperoleh.

#### 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 dimensi dari penampang *crash box* dengan luas penampang yang tetap yaitu:

- Panjang 80 mm dan lebar 80 mm
- Panjang 50 mm dan lebar 128 mm
- Panjang 64 mm dan lebar 100 mm
- Panjang 100 mm dan lebar 64 mm
- Panjang 128 mm dan lebar 50 mm

##### 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 pendulum impact.

### 3. Variabel Terkontrol

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

- Panjang *crash box* yang digunakan 170 mm dengan tebal profil 3 mm dan luas penampang 1032 mm<sup>2</sup>.
- Kecepatan pendulum 16 km/jam.
- Material *crash box* yang digunakan adalah aluminium AA7003-T7.

### 3.3 Data Material dan Dimensi Spesimen

Material *crash box* yang digunakan dalam simulasi ini berdasarkan penelitian sebelumnya (Kim : 2008). Aluminium ekstrusi AA7003-T7 dengan *material properties* dalam tabel 3.1 berikut.

Tabel 3.1 *Material properties crash box*

<b>Aluminium AA7003-T7</b>	
<i>Density (kg/m<sup>3</sup>)</i>	2770
<i>Poisson's Ratio</i>	0.33
<i>Young Modulus (GPa)</i>	71
<i>Yield Strength (MPa)</i>	247
<i>UTS (MPa)</i>	291
<i>Shear Modulus (GPa)</i>	26.692
<i>Tangent Modulus (GPa)</i>	0.5

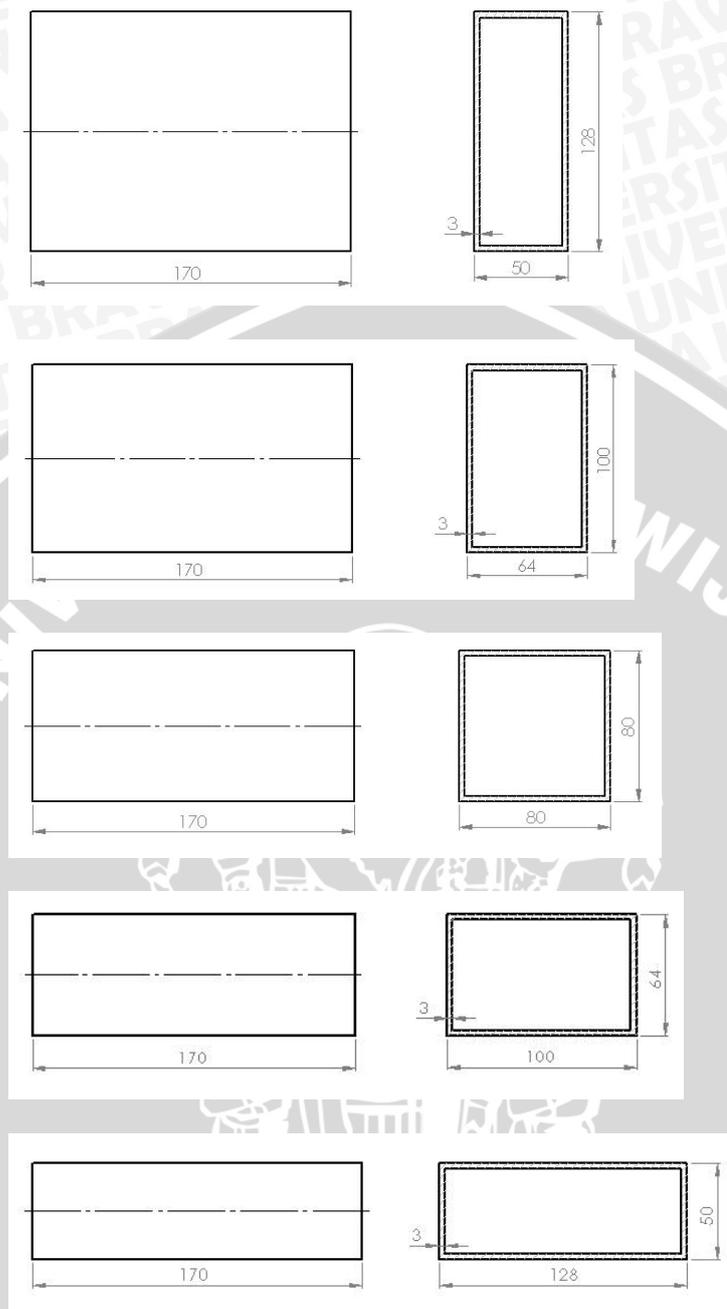
Tabel 3.2 *Material properties fascia bumper*

<b><i>Polypropylene Copolymer</i></b>	
<i>Density (kg/m<sup>3</sup>)</i>	940
<i>Poisson's Ratio</i>	0.25
<i>Young Modulus (GPa)</i>	4.219
<i>Yield Strength (MPa)</i>	32
<i>Shear Modulus (GPa)</i>	0.68
<i>Tangent Modulus (GPa)</i>	0.082

Tabel 3.3 *Material properties reinforcing beam*

<b><i>Structural Steel</i></b>	
<i>Density (kg/m<sup>3</sup>)</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

Untuk pemodelan bentuk dan dimensi spesimen *crash box* yang digunakan adalah berupa pipa persegi panjang berlubang (*hollow rectangular tube*). Luas penampang 1032 mm<sup>2</sup>, tinggi 170 mm dan tebal 3 mm dengan ukuran panjang dan lebar penampang seperti pada gambar 3.1 berikut:



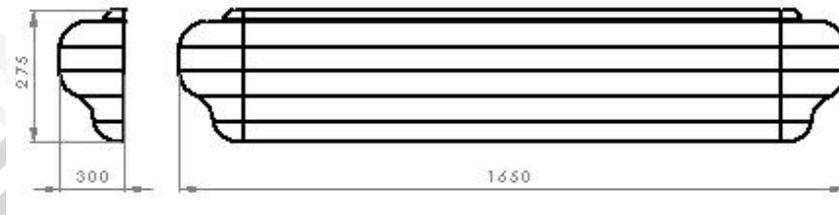
satuan : mm

Gambar 3.1 Pemodelan *crash box* dalam simulasi

Komponen sistem bumper lainnya dibuat tetap baik material maupun dimensi yaitu sebagai berikut :

- *Fascia bumper* (Suzuki APV GE/Gambar 3.2)

Material	= <i>Polypropylene Copolymer</i>
Panjang	= 1650 mm
Lebar	= 300 mm
Tinggi	= 275 mm
Tebal	= 10 mm

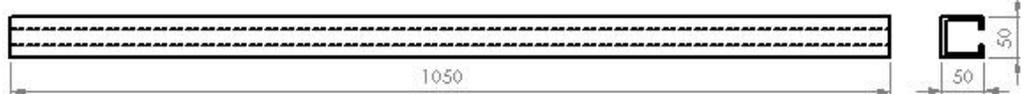


satuan : mm

Gambar 3.2 Pemodelan komponen *fascia* sistem bumper

- *Reinforcing beam* (Gambar 3.3)

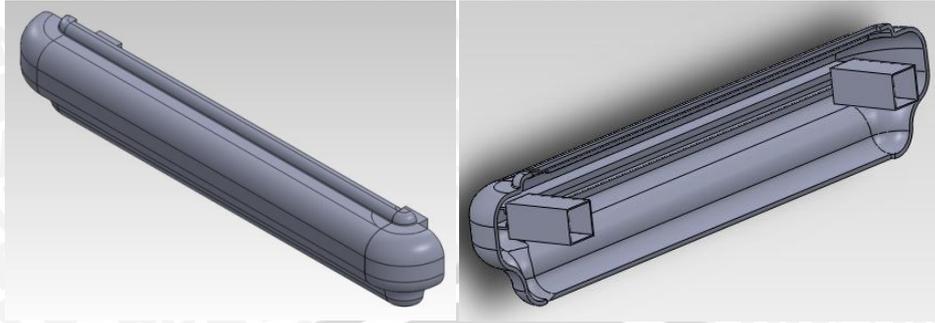
Material	= <i>Structural Steel</i>
Bentuk penampang	= Kanal ( <i>Channel section</i> )
Tebal	= 5 mm



satuan : mm

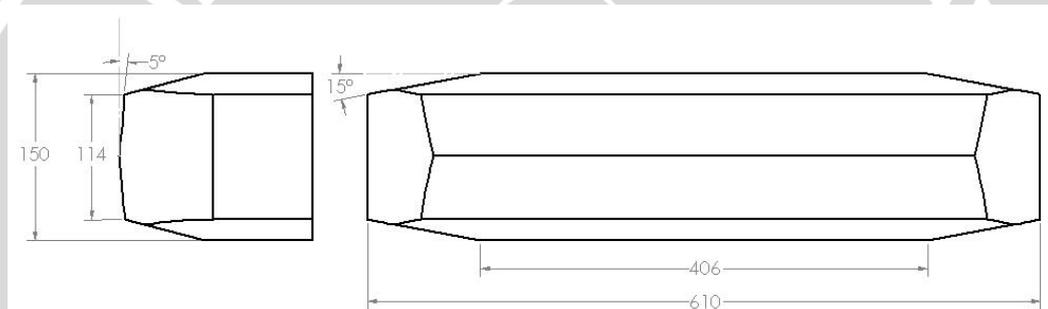
Gambar 3.3 Pemodelan *reinforcing beam* sistem bumper

Secara keseluruhan *assembly* dari *crash box*, *fascia* dan *reinforcing beam* adalah seperti pada gambar 3.4 berikut :



Gambar 3.4 *Assembly* keseluruhan komponen sistem bumper

Spesifikasi pendulum sesuai dengan standar *FMVSS 581* untuk uji pendulum impak pada bumper (Gambar 3.5).



satuan : mm

Gambar 3.5 Pemodelan pendulum pada simulasi uji bumper

Material pendulum = *Structural Steel*

Massa pendulum = 1500 kg

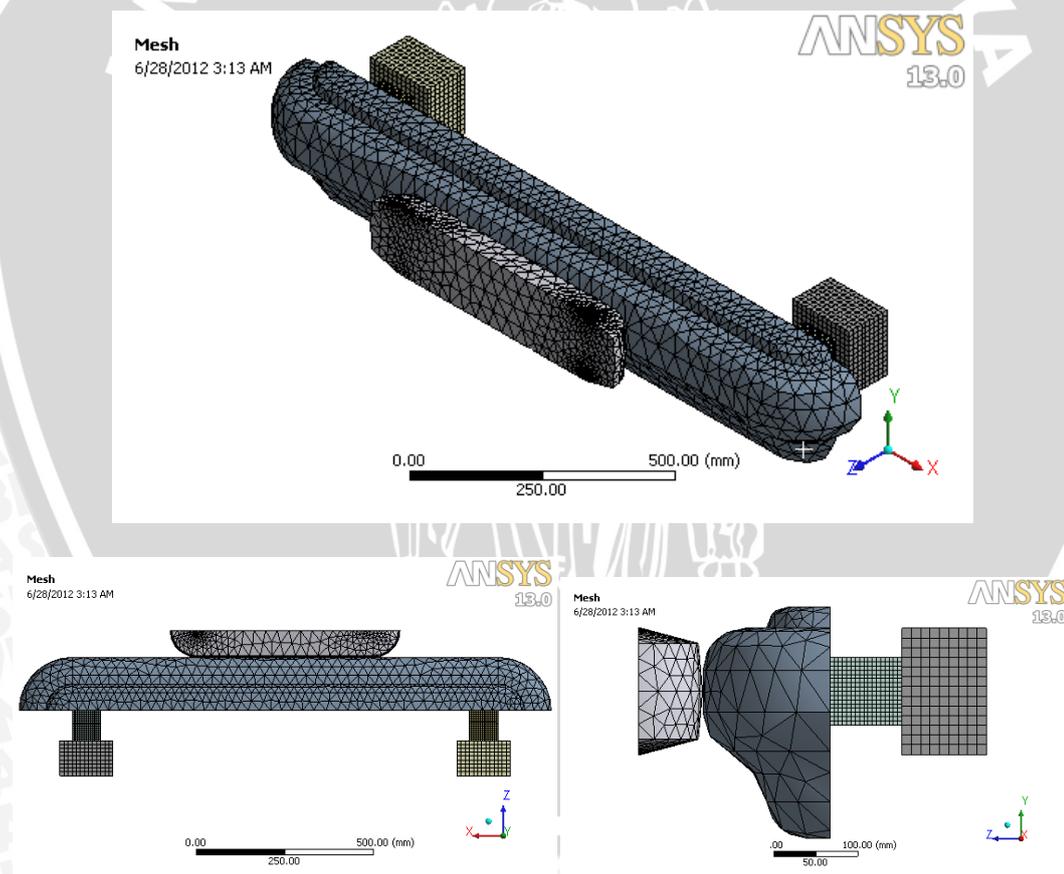
Kecepatan uji = 16 km/jam

### 3.4 *Meshing* pada Software ANSYS

*Meshing* adalah proses membagi obyek yang semula adalah elemen tak hingga (*infinite*) menjadi elemen-elemen tertentu dengan jumlah yang berhingga (*finite*). Semakin kecil elemen yang dibentuk akan diperoleh hasil analisis yang

semakin akurat namun beban komputer semakin berat karena banyaknya persamaan yang harus diselesaikan.

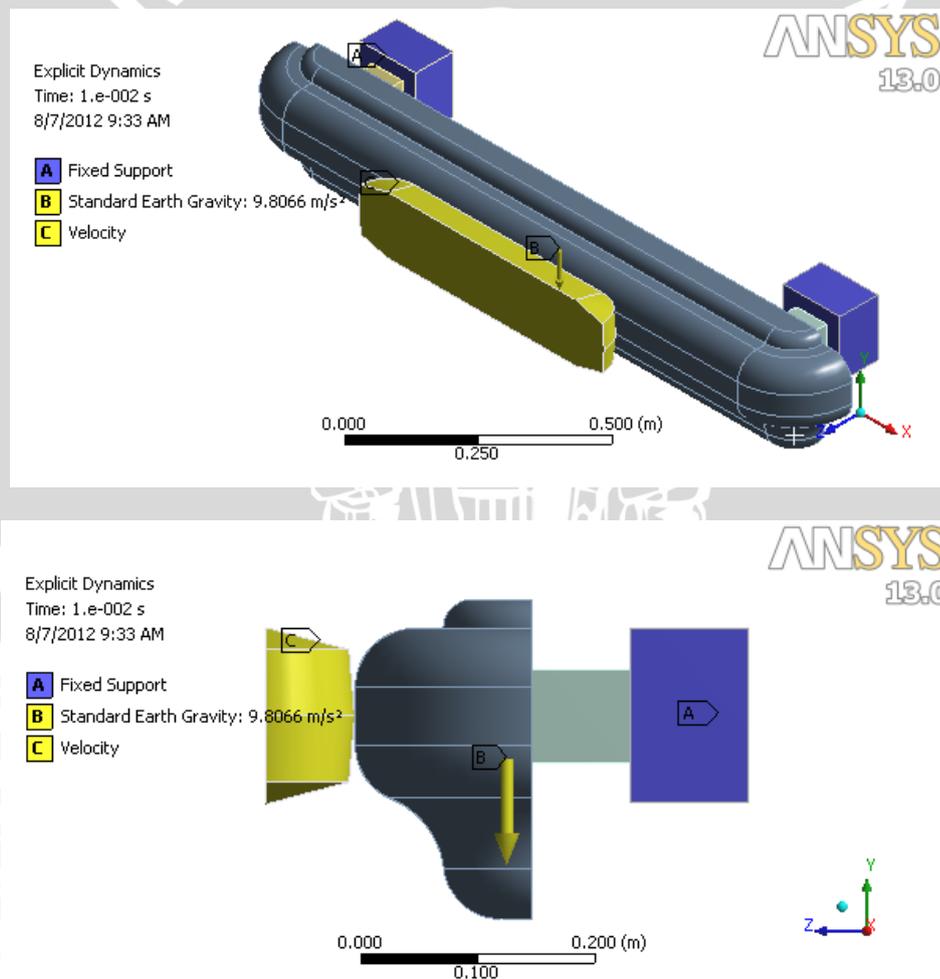
Proses *meshing* pada *software ANSYS* dapat dilakukan secara manual dan otomatis. *Meshing* secara manual adalah dengan mendiskritisasikan elemen yang akan terbentuk dengan input tipe, ukuran dan jumlah elemen sesuai yang diinginkan. Sedangkan *meshing* secara otomatis dengan memilih tipe elemen untuk ukuran dan jumlah elemen yang ditentukan secara otomatis oleh *software*. Dalam hal ini *ANSYS* akan menentukan sendiri secara otomatis berdasarkan permodelan benda kerja dan spesifikasi komputer yang dipakai. Dalam penelitian ini digunakan *meshing* secara otomatis dengan jenis elemen *explicit* dan tipe elemen tetrahedral. Hasil *meshing* pada *software ANSYS* dapat dilihat pada gambar 3.6.



Gambar 3.6 Hasil *meshing* model sistem bumper pada *software ANSYS*

### 3.5 Simulasi dan Pembebanan

Proses simulasi dimulai dari keadaan awal yaitu pendulum dan sistem bumper terpisah dengan jarak 10 mm. Pendulum dimodelkan sebagai *rigid body* sedangkan keseluruhan sistem bumper sebagai *elastic body*. Tumpuan jenis *fixed support* terletak pada bagian *side member* kendaraan. Jalannya simulasi dimulai dengan pendulum bergerak menumbuk sistem bumper dengan kecepatan 4444 mm/s searah sumbu z. Tumbukan ini mengakibatkan komponen-komponen sistem bumper mengalami deformasi. *Crash box* dengan variasi bentuk penampang (80x80 mm, 50x128 mm, 64x100 mm, 100x64 mm dan 128x50 mm) menjadi fokus dari penelitian untuk mengetahui deformasi yang terjadi dan besar energi yang diserap. Proses simulasi dapat diilustrasikan pada gambar 3.7.



Gambar 3.7 Proses simulasi dan pembebanan pada software ANSYS

### 3.6 Tempat dan Waktu Penelitian

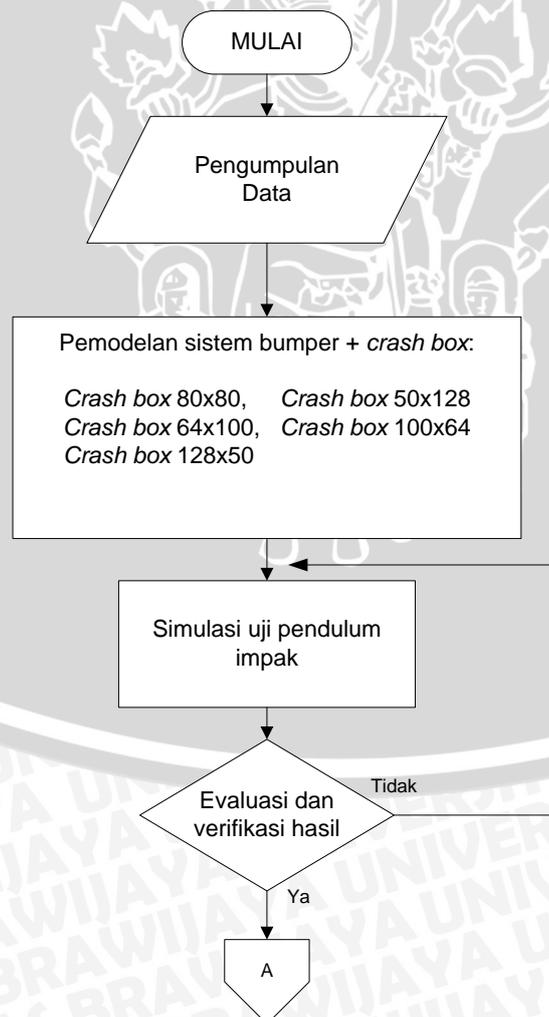
Simulasi ini dilakukan di Studio Perancangan dan Rekayasa Sistem Teknik Mesin Universitas Brawijaya dengan spesifikasi komputer sebagai berikut:

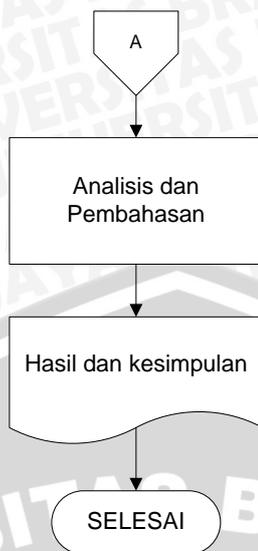
- *System Manufacturer* : ECS
- RAM : 2048 MB
- *Operating System* : Microsoft Windows 7 Ultimate

Sedangkan waktu pelaksanaan adalah bulan Mei sampai dengan Juni 2012.

### 3.7 Diagram Alir Pelaksanaan Penelitian

Alur pelaksanaan simulasi sesuai dengan diagram alir (*flowchart*) penelitian sebagai berikut.





Gambar 3.8 Diagram alir penelitian



## BAB IV

### ANALISIS DAN PEMBAHASAN

#### 4.1 Data Hasil Simulasi

Dari simulasi uji pendulum impak yang telah dilakukan, diperoleh hasil berupa energi internal, kerja plastis dan deformasi dari masing-masing variasi penampang *crash box*. Melalui fitur *result tracker* pada *software ANSYS Workbench 13* diperoleh data hasil energi internal dan kerja plastis masing-masing *crash box* pada waktu akhir tumbukan sebesar 0,01 detik sebagai berikut.

Tabel 4.1 Data energi yang diserap *crash box* hasil simulasi

Waktu (s)	Energi yang diserap <i>crash box</i> (J)				
	50x128 mm	64x100 mm	80x80 mm	100x64 mm	128x50 mm
1.e-003	0,68308	0,74733	0,84499	1,0738	1,2576
2.e-003	14,271	15,188	16,545	18,621	21,287
3.e-003	32,548	36,393	41,593	50,509	54,73
4.e-003	53,106	58,906	68,223	83,872	90,837
5.e-003	77,78	82,812	98,862	122,41	132,3
6.e-003	110,69	117,53	128,18	162,42	173,52
7.e-003	148,28	166,72	188,35	204,79	219,84
8.e-003	199,46	220,45	232,23	253,09	271,34
9.e-003	259,55	282,57	298,67	307,8	326,78
1.e-002	317,92	325,54	340,87	374,16	389,93

Tabel 4.2 Data kerja plastis *crash box* hasil simulasi

Waktu (s)	Kerja plastis <i>crash box</i> (J)				
	50x128 mm	64x100 mm	80x80 mm	100x64 mm	128x50 mm
1.e-003	0	0	0	0	0
2.e-003	2,1029	14,657	0,76634	0,31997	0,15681
3.e-003	11,417	93,092	6,8983	4,9672	21,845
4.e-003	24,859	21,007	15,044	11,178	66,085
5.e-003	42,237	37,201	27,646	20,553	15,492
6.e-003	57,939	52,452	40,138	35,764	30,797
7.e-003	75,594	67,363	53,953	49,092	44,081
8.e-003	94,959	86,068	65,848	62,006	57,883
9.e-003	116,58	106,56	92,481	87,174	73,062
1.e-002	140,53	131,22	110,13	92,587	88,61

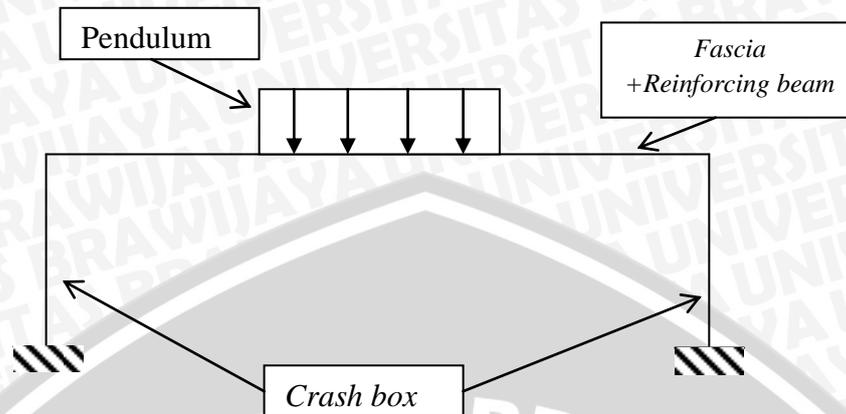
Output simulasi lainnya yaitu grafik perpindahan – gaya reaksi *crash box* diperoleh dengan cara menggabungkan hasil grafik perpindahan terhadap waktu dan gaya terhadap waktu dari *ANSYS*. Data hasil simulasi untuk perpindahan dan gaya reaksi ditampilkan pada tabel 4.3 berikut.

Tabel 4.3 Data perpindahan dan gaya reaksi *crash box*

Waktu (s)	Perpindahan (mm)	Gaya reaksi (N)
5.00E-04	1,22E-03	0
1.00E-03	4,33E-03	52,35
1.50E-03	8,05E-03	1204,3
2.00E-03	0,2891	4590,2
2.50E-03	0,93195	5825,4
3.00E-03	1,6752	1290,2
3.50E-03	2,1952	3719,1
4.00E-03	2,6942	3079,5
4.50E-03	3,2559	8152,1
5.00E-03	3,821	2251,6
5.50E-03	4,3486	3400
6.00E-03	4,7694	2131,1
6.50E-03	5,211	2182,3
7.00E-03	5,9499	7957,7
7.50E-03	6,7871	1413,2
8.00E-03	7,6186	1074,6
8.50E-03	8,5105	903,86
9.00E-03	9,3782	3406,7
9.50E-03	10,347	1420,9
1.00E-02	11,354	134,16

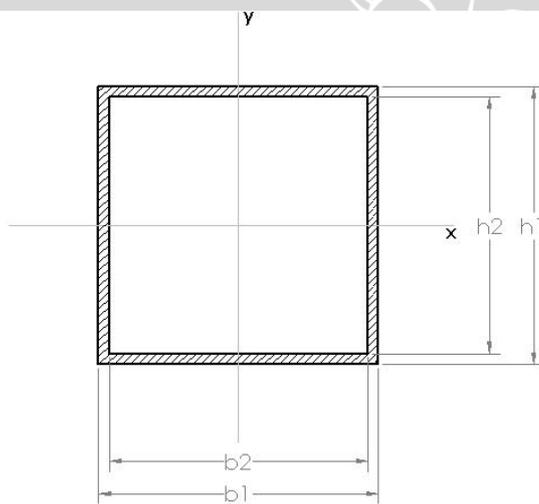
#### 4.2 Perilaku Deformasi *Crash Box*

Pada sistem bumper yang dimodelkan, pendulum menumbuk bagian depan bumper sehingga terjadi *bending* pada *reinforcing beam* dari bumper. Hal ini menimbulkan adanya momen reaksi pada kedua ujung *crash box* yang terhubung pada beam. Sehingga *crash box* tidak hanya mengalami *buckling* akibat gaya aksial saja tetapi juga akibat adanya momen pada ujungnya. Ilustrasi sederhana dari simulasi ini dapat dijelaskan pada gambar 4.1.



Gambar 4.1 Idealisasi pembebanan struktur bumper pada uji pendulum impact bumper

Perbedaan penampang dalam hal ini adalah dimensi penampang crash box pada prinsipnya merupakan perbedaan nilai momen inersia luasan baik terhadap sumbu x maupun sumbu y (gambar 4.2). Dalam hal ini karena *buckling* yang terjadi searah sumbu x, maka yang digunakan adalah besar momen inersia luasan terhadap sumbu x ( $I_x$ ).



Keterangan :

- b1 = Panjang penampang luar (m)
- b2 = Panjang penampang dalam (m)
- h1 = Lebar penampang luar (m)
- h2 = Lebar penampang dalam (m)

Gambar 4.2 Penampang *crash box* pada koordinat kartesius

Momen inersia luasan penampang *crash box* diperoleh melalui rumus momen inersia luasan gabungan yaitu sesuai dengan gambar 4.2 :

$$I_x = \frac{b1^3h1 - b2^3h2}{12} \quad (4-1)$$

Hasil perhitungan momen inersia luasan tersebut kemudian diolah ke dalam tabel 4.4 berikut.

Tabel 4.4 Nilai momen inersia luasan penampang *crash box*

Penampang <i>crash box</i>		$I_x (m^4)$
Panjang (mm)	Lebar (mm)	
50	128	$4,673 \times 10^{-7}$
64	100	$6,5616 \times 10^{-7}$
80	80	$9,1445 \times 10^{-7}$
100	64	$1,3188 \times 10^{-6}$
128	50	$2,08 \times 10^{-6}$

Momen inersia luasan penampang yang berbeda menghasilkan nilai kekakuan yang berbeda-beda pada tiap *crash box*. Dengan mengidealisasikan *crash box* sebagai balok kantilever, maka dapat diperoleh nilai kekakuan sebagai berikut.

$$\delta = \frac{PL^3}{3EI}$$

$$P = \frac{3EI}{L^3} \delta$$

dimana :

$P = k \delta$  maka :

$$k = \frac{3EI}{L^3}$$

Keterangan :

$U$  = Energi regangan ( $J$ )

$k$  = Kekakuan ( $N/m$ )

$\delta$  = Perpindahan akibat deformasi ( $m$ )

$E$  = Modulus elastisitas material ( $N/m^2$ )

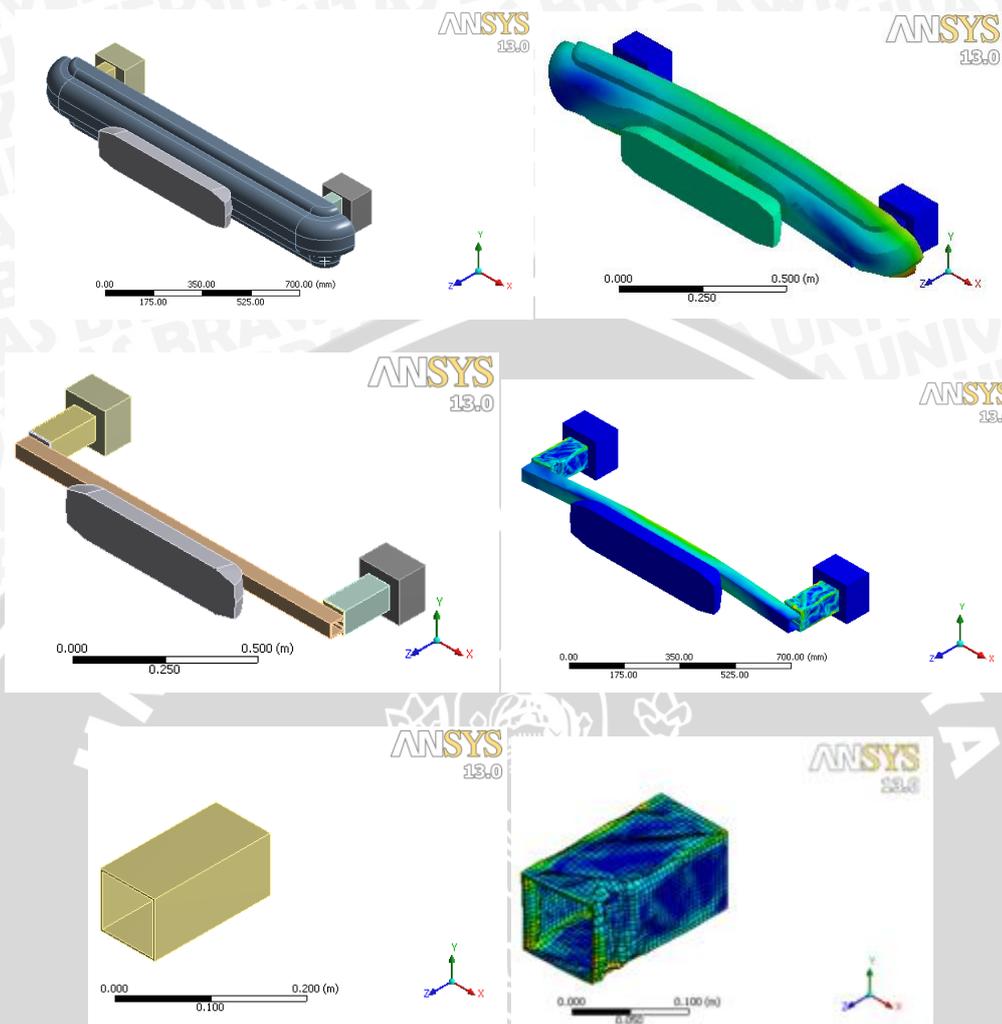
$I$  = Momen inersia luasan penampang ( $m^4$ )

$L$  = Panjang ( $m$ )

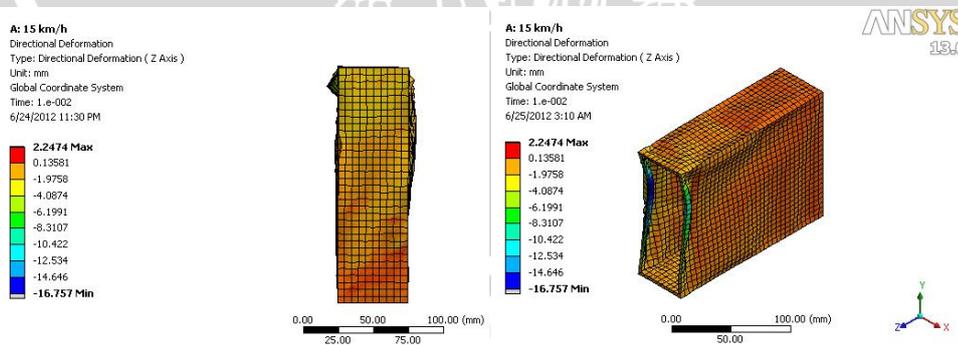
Melalui rumus kekakuan tersebut, dapat disimpulkan bahwa semakin besar momen inersia luasan penampang maka kekakuan semakin meningkat.

Melalui fitur *contour plot* pada software ANSYS Workbench 13 dapat diperoleh perilaku deformasi dari masing-masing model *crash box*. Perbedaan nilai ditampilkan dalam bentuk gradasi warna dimana setiap warna mewakili jangkauan besaran yang diamati. Fokus utama adalah untuk mengetahui perilaku deformasi yang terjadi pada *crash box*.

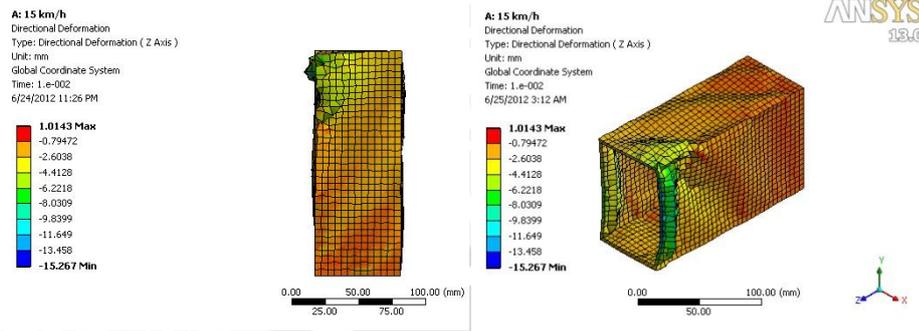
Perilaku deformasi dari masing-masing *crash box* diperoleh melalui *contour plot* berupa perilaku deformasi secara visual. Pada fitur *contour plot* dapat diketahui bentuk akhir *crash box* yang telah mengalami deformasi beserta nilai deformasi maksimum dan minimumnya.



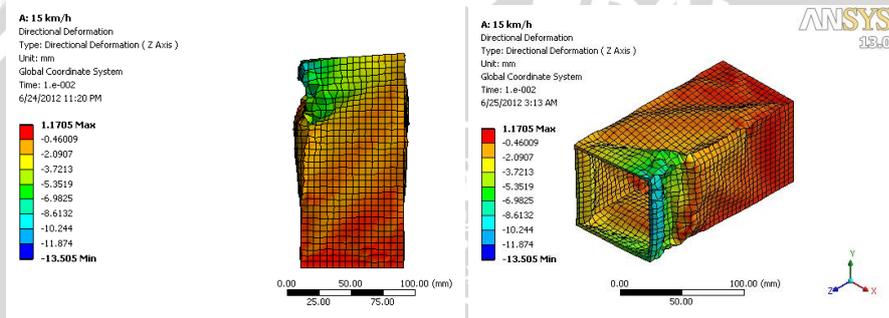
Gambar 4.3 Kondisi awal dan kondisi akhir simulasi uji pendulum impact dengan *contour plot*



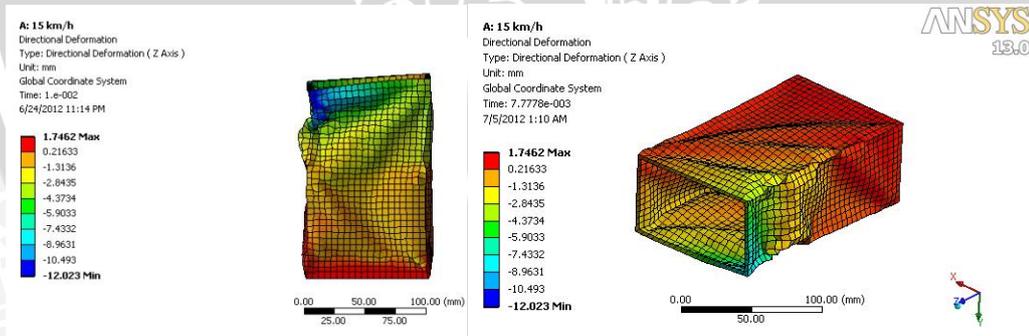
Gambar 4.4 Perilaku deformasi *crash box* 50x128 mm



Gambar 4.5 Perilaku deformasi *crash box* 64x100 mm

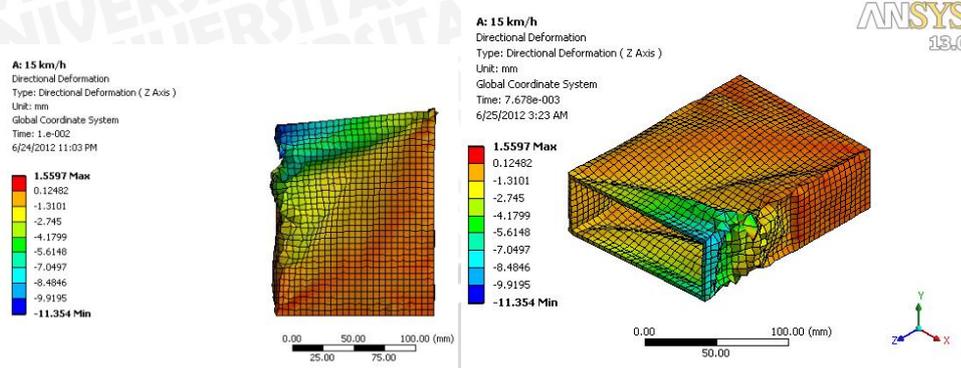


Gambar 4.6 Perilaku deformasi *crash box* 80x80 mm



Gambar 4.7 Perilaku deformasi *crash box* 100x64 mm





Gambar 4.8 Perilaku deformasi *crash box* 128x50 mm

Pada simulasi ini bertujuan untuk mengetahui perilaku deformasi *crash box* sehingga digunakan tingkat meshing sedang dimana perbedaan perilaku dari masing-masing *crash box* masih dapat teramati. Berdasarkan hasil *contour plot* masing-masing *crash box* di atas, dapat diamati bahwa perilaku deformasi berbeda-beda menurut besar momen inersia luasan penampang. Akibat adanya momen pada ujung *crash box* mengakibatkan tidak terbentuknya pola *buckling* yang simetris, melainkan hanya terdapat pada sisi dalam *crash box*, sedangkan pada bagian sisi luar mengalami pertambahan panjang. Semakin besar nilai momen inersia luasan penampang *crash box* maka akan terbentuk pola *buckling* yang lebih banyak.

Hasil deformasi berdasarkan *contour plot* deformasi di atas diolah ke dalam tabel 4.5 berikut ini.

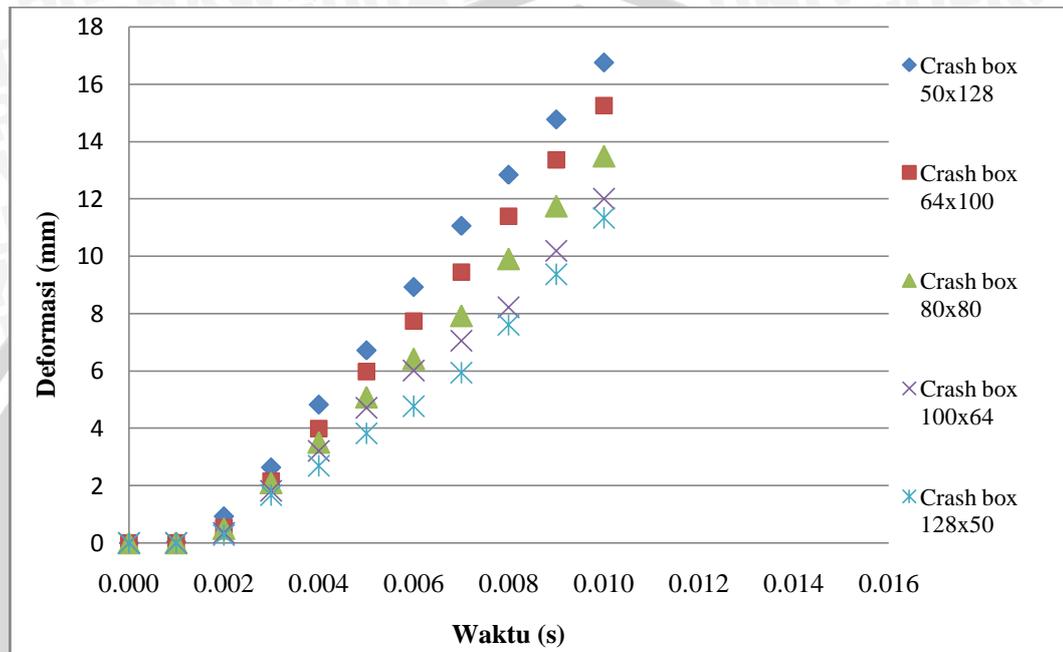
Tabel 4.5 Data deformasi *crash box* arah sumbu-z hasil simulasi

Waktu (s)	Deformasi <i>crash box</i> (mm)				
	50x128 mm	64x100 mm	80x80 mm	100x64 mm	128x50 mm
1.e-003	4.07E-02	1.03E-02	2.45E-03	3.85E-03	4.00E-03
2.e-003	0.93358	0.54652	0.5145	0.34966	0.2891
3.e-003	2.6439	2.1574	2.1066	1.8315	1.6752
4.e-003	4.8286	3.9907	3.5075	3.221	2.6942
5.e-003	6.7294	5.9825	5.0919	4.723	3.821
6.e-003	8.9382	7.7457	6.4242	6.0094	4.7694
7.e-003	11.076	9.4581	7.9392	7.0649	5.9499
8.e-003	12.849	11.405	9.9117	8.2258	7.6186
9.e-003	14.786	13.368	11.753	10.19	9.3782
1.e-002	16.757	15.267	13.505	12.023	11.354

### 4.3 Pembahasan

#### 4.3.1 Hubungan Momen Inersia Luasan dengan Deformasi *Crash*

*Box*



Penampang <i>Crash Box</i>					
	50x128 mm	64x100 mm	80x80 mm	100x64 mm	128x50 mm
Momen Inersia Luasan (m <sup>4</sup> )	4,673x10 <sup>-7</sup>	6,5616x10 <sup>-7</sup>	9,1445x10 <sup>-7</sup>	1,3188x10 <sup>-6</sup>	2,08x10 <sup>-6</sup>

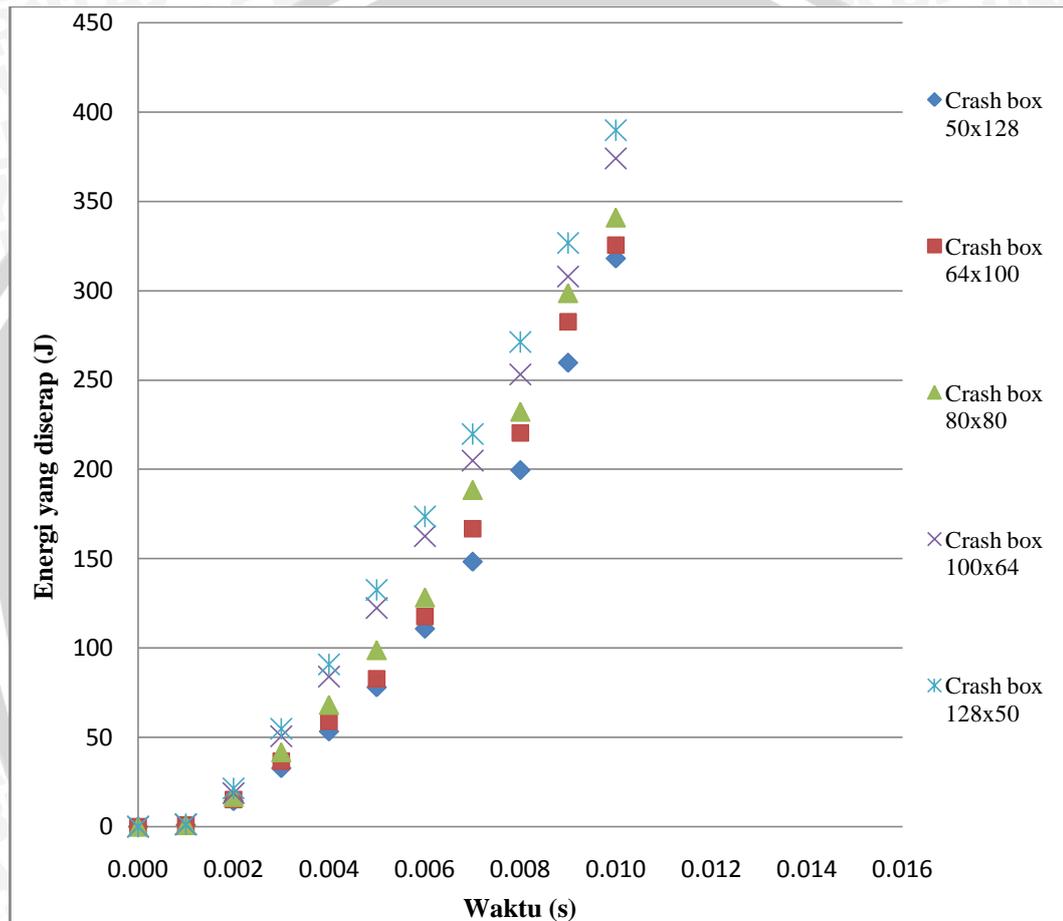
Gambar 4.9 Grafik hubungan deformasi *crash box* terhadap waktu

Pada gambar 4.9 dapat diperoleh hubungan yang berbanding terbalik antara momen inersia luasan *crash box* dengan deformasi yang terjadi. Dapat diperoleh kesimpulan umum berdasarkan grafik tersebut yaitu semakin besar momen inersia luasan *crash box* maka deformasi yang terjadi semakin kecil.

Semakin besar momen inersia luasan maka kekakuan *crash box* akan semakin meningkat. Dengan adanya peningkatan kekakuan maka kemampuan *crash box* untuk menahan gaya yang diterima semakin besar pula. Sehingga

*crash box* akan mengalami deformasi yang semakin kecil seiring dengan meningkatnya momen inersia luasan penampang. Diperoleh hasil yaitu deformasi terbesar yaitu 16,757 mm terjadi pada *crash box* 50x128 mm

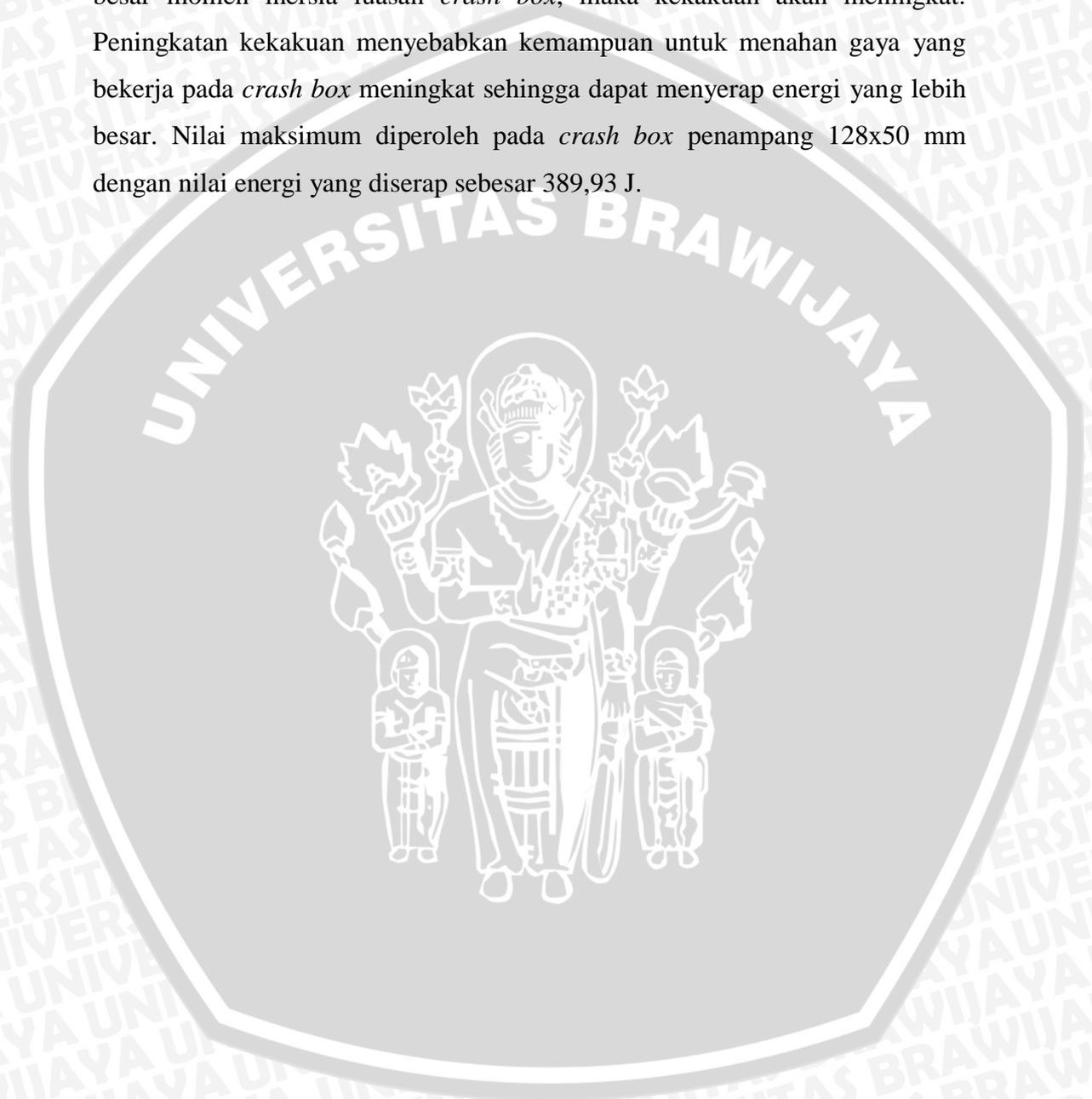
### 4.3.2 Hubungan Momen Inersia Luasan dengan Energi yang Diserap dan Kerja Plastik *Crash Box*

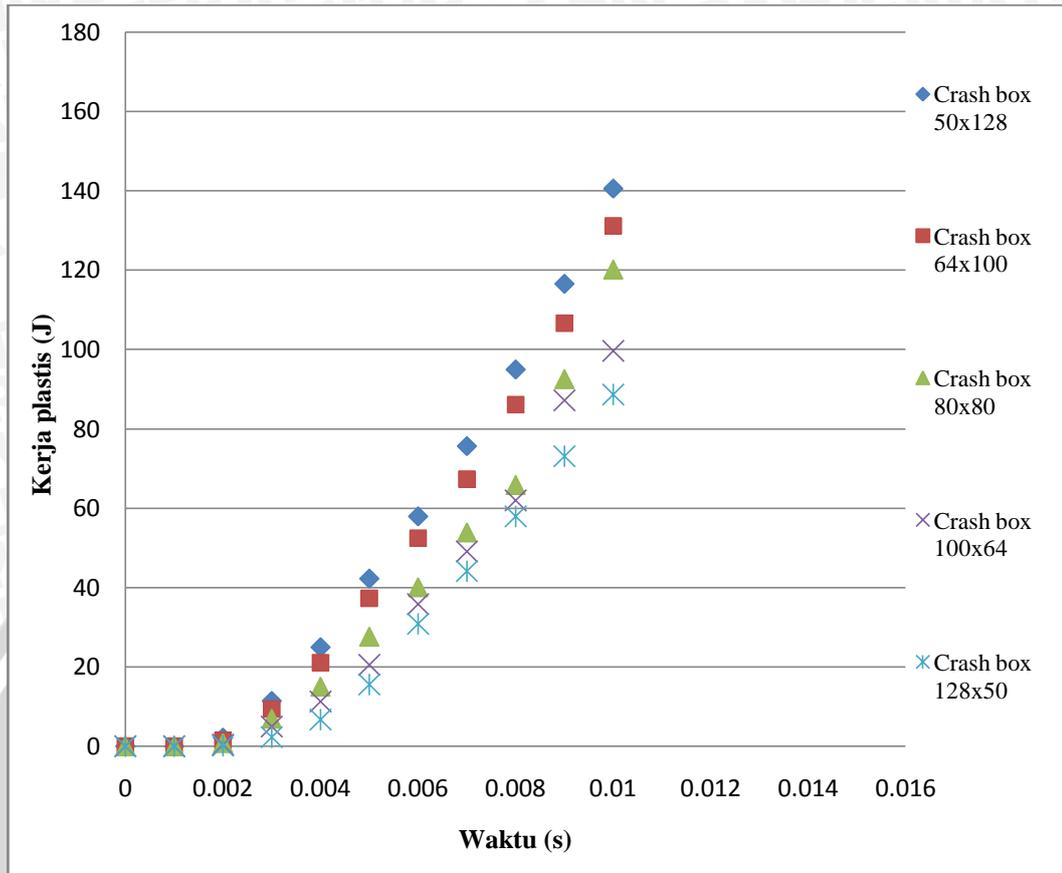


Penampang <i>Crash Box</i>					
	50x128 mm	64x100 mm	80x80 mm	100x64 mm	128x50 mm
Momen Inersia Luasan (m <sup>4</sup> )	4,673x10 <sup>-7</sup>	6,5616x10 <sup>-7</sup>	9,1445x10 <sup>-7</sup>	1,3188x10 <sup>-6</sup>	2,08x10 <sup>-6</sup>

Gambar 4.10 Grafik hubungan energi yang diserap *crash box* terhadap waktu

Dari gambar 4.10 dapat diperoleh kecenderungan yang seragam antara momen inersia luasan *crash box* dengan besar energi yang diserap. Dapat disimpulkan bahwa semakin besar momen inersia luasan maka kemampuan untuk menyerap energi semakin meningkat pula. Hal ini dikarenakan semakin besar momen inersia luasan *crash box*, maka kekakuan akan meningkat. Peningkatan kekakuan menyebabkan kemampuan untuk menahan gaya yang bekerja pada *crash box* meningkat sehingga dapat menyerap energi yang lebih besar. Nilai maksimum diperoleh pada *crash box* penampang 128x50 mm dengan nilai energi yang diserap sebesar 389,93 J.





Penampang <i>Crash Box</i>					
	50x128 mm	64x100 mm	80x80 mm	100x64 mm	128x50 mm
Momen Inersia Luasan (m <sup>4</sup> )	4,673x10 <sup>-7</sup>	6,5616x10 <sup>-7</sup>	9,1445x10 <sup>-7</sup>	1,3188x10 <sup>-6</sup>	2,08x10 <sup>-6</sup>

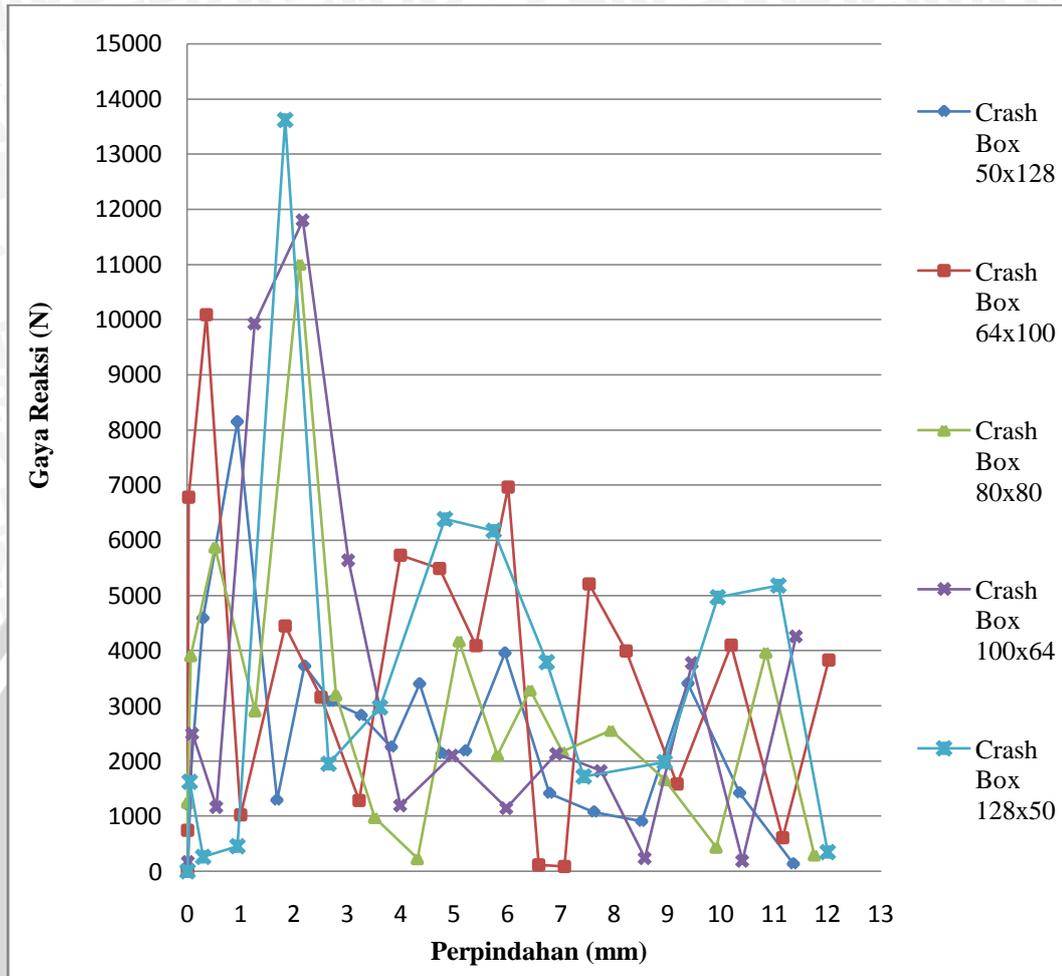
Gambar 4.11 Grafik hubungan kerja plastis *crash box* terhadap waktu

Dari gambar 4.11 dapat diperoleh kecenderungan semakin besar momen inersia luasan penampang maka kerja plastis yang terjadi semakin kecil. Kerja plastis merupakan kerja yang diberikan pada *crash box* untuk mengalami deformasi plastis. Semakin meningkatnya momen inersia luasan penampang menghasilkan kekakuan yang semakin besar pula. Nilai kekakuan yang meningkat berarti *crash box* tersebut lebih mampu menahan deformasi yang terjadi, sehingga nilai deformasi plastis yang terjadi semakin kecil. Nilai maksimum kerja plastis diperoleh pada *crash box* penampang 50x128 mm sebesar 140,53 J.

### 4.3.3 Hubungan Perpindahan dengan Gaya Reaksi *Crash Box*

Pada saat *crash box* menerima beban impact dari pendulum, *crash box* memberikan gaya reaksi untuk mencegah terjadinya deformasi. Akibat pembebanan impact maka *crash box* akan mengalami deformasi seiring dengan pembebanan yang diberikan. Karena *crash box* yang dikenai beban mengalami deformasi seiring dengan waktu tumbukan, maka besar gaya reaksi yang dilakukan untuk melawan beban impact tidak sama dan berfluktuasi. Perbedaan gaya reaksi ini disebabkan karena *crash box* yang sudah tidak mempunyai bentuk yang sama dengan kondisi sebelum pembebanan. Fenomena ini dijelaskan melalui hasil simulasi berupa grafik hubungan perpindahan dengan gaya pada gambar 4.12.





Penampang <i>Crash Box</i>					
	50x128 mm	64x100 mm	80x80 mm	100x64 mm	128x50 mm
Momen Inersia Luasan (m <sup>4</sup> )	$4,673 \times 10^{-7}$	$6,5616 \times 10^{-7}$	$9,1445 \times 10^{-7}$	$1,3188 \times 10^{-6}$	$2,08 \times 10^{-6}$

Gambar 4.12 Grafik hubungan perpindahan dengan gaya reaksi *crash box*

Pada grafik hubungan perpindahan dan gaya reaksi dapat dianalisis berdasarkan luas daerah dibawah kurva masing-masing *crash box*. Luas daerah di bawah kurva menunjukkan usaha yang dilakukan oleh beban pada *crash box*. Usaha dari beban itu saat dikenakan pada *crash box* diubah menjadi energi regangan. Dengan asumsi bahwa keseluruhan energi kinetik terkonversi menjadi energi regangan, maka dapat disimpulkan bahwa usaha beban sama dengan energi regangan pada material *crash box*.

Respon gaya yang diberikan oleh masing-masing *crash box* berbeda-beda bergantung pada karakteristik masing-masing *crash box*. Hal ini dapat dilihat dari bentuk kurva yang tidak seragam antara *crash box* yang satu dengan lainnya. Semakin besar luas daerah di bawah kurva maka energi yang mampu diserap akan semakin besar.

Berdasarkan hasil pengukuran luas daerah dibawah grafik perpindahan-gaya reaksi menggunakan *software CAD* diperoleh hasil seperti pada tabel 4.5 berikut. Faktor skala merupakan hasil perbandingan dari luas grafik sebenarnya dengan luas grafik dalam gambar *CAD* yaitu sebesar 4,3573.

Tabel 4.6 Hasil pengukuran luas daerah di bawah grafik perpindahan-gaya reaksi *crash box*

<i>Crash Box</i>	Luas daerah di bawah grafik (mm <sup>2</sup> )	Nilai sebenarnya dengan faktor skala 4,3573 (J)
50 x 128 mm	67918,46	295,9411
64 x 100 mm	75588,59	329,3622
80 x 80 mm	80347,65	350,0988
100 x 64 mm	89075,77	388,1298
128 x 50 mm	111401,04	485,4077

Dapat ditarik kesimpulan bahwa hasil pengukuran luas daerah di bawah masing-masing grafik *crash box* mempunyai kecenderungan yang sama dengan plot energi hasil simulasi. Luas daerah di bawah grafik semakin luas seiring dengan bertambahnya momen inersia luasan penampang yaitu dengan nilai tertinggi pada *crash box* 128 x 50 mm.

Terdapat perbedaan antara nilai energi yang diserap antara hasil simulasi dengan perhitungan grafik yang disebabkan pada keadaan nyatanya grafik perpindahan dan gaya reaksi senantiasa berubah-ubah pada nilai waktu dan deformasi yang sangat kecil. Sedangkan pada analisis grafis yang dilakukan nilai gaya reaksi hanya diambil beberapa nilai pada rentang waktu tertentu untuk menyederhanakan analisis.

## BAB V

### PENUTUP

#### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan analisis yang telah dilakukan dalam penelitian ini, dapat diperoleh kesimpulan semakin besar momen inersia luasan penampang *crash box* maka kemampuan menyerap energinya semakin besar. Diperoleh hasil yaitu *crash box* 128x50 mm mampu menyerap energi terbesar yaitu 389,93 J. Seiring dengan bertambahnya momen inersia luasan penampang *crash box* deformasi yang terjadi semakin kecil, yaitu nilai maksimum pada *crash box* 50x128 mm sebesar 16,757 mm. Momen inersia luasan penampang sebanding dengan nilai kekakuan *crash box*, dimana kekakuan yang meningkat menghasilkan kemampuan menahan gaya yang semakin besar dengan deformasi yang semakin kecil. Semakin besar kemampuan menahan gaya yang bekerja pada *crash box* maka besar energi yang mampu diserap juga semakin besar.

#### 5.2 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 persegi panjang dan modifikasi permukaan *crash box*.

## DAFTAR PUSTAKA

- AISI. 2006. *Steel Bumper Systems for Passenger Cars and Light Trucks*. Michigan.
- Chung, T.J. 1988. *Continuum Mechanics*. Prentice Hall.
- Ferdinand P. Beer, Russell Johnston, dan John T. DeWolf. 2006. *Mechanics of Materials 4th Edition*. Singapore: McGraw Hill.
- Gere, James M. 2004. *Mechanics of Material 6th Edition*. USA : Brooks/Cole Thomson Learning.
- Kim, Lee dan Yoo. 2008. *Design of The Cross Section Shape of An Aluminum Crash Box for Crashworthiness Enhancement of a Car*. Korea.
- Moaveni, Saeed. 1999. *Finite Element Analysis Theory and Application with ANSYS*. New Jersey : Prentice Hall.
- Nentchev, A. 2002. *Numerical Analysis and Simulation in Microelectronics by Vector Finite Elements*. USA
- Ogawa, Shigeru dan Shigeyuki Haruyama. 2007. *Axial Collapse of Square Tube with Short Length*. Fukuoka Industrial Technology Center.
- Putra, Agus Cahyana D. 2004. *Rekayasa Desain Bumper Mobil dengan Simulasi Uji Tabrak*. Fakultas Teknik Universitas Brawijaya. Skripsi tidak dipublikasikan
- Robert D. Cook, David S. Malkus dan Michael E. Plesha. 1989. *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*. Canada : Wiley.
- SAE. 1997. *Low Speed Impact Bumper System Test Procedure for Passenger Vehicles*. USA.
- Segerlind, Larry J. 1984. *Applied Finite Element Analysis*. Canada : John Wiley & Sons
- U.S. Department of Transportation. 1990. *Laboratory Test Procedure for Regulation Part 581 : Bumper Standard*. Washington.
- Yanjie, Liu. 2006. *Computer Simulations and Experimental Study on Crash Box of Automobile in Low Speed Collision*. China.
- <http://www.aluminium.matter.org.uk/content/html/eng/default.asp?catid=7&pageid=2144416781> (diakses 9 April 2012)
- [http://www.crash-networks.com/bumper\\_impact\\_test.htm](http://www.crash-networks.com/bumper_impact_test.htm) (diakses 9 April 2012)
- [http://www.iihs.org/bumper\\_test.htm](http://www.iihs.org/bumper_test.htm) (diakses 9 April 2012)
- <http://matweb.com/Search/MaterialGroupSearch.aspx?GroupID=64/Polypropylene.htm> (diakses 9 April 2012)
- <http://matweb.com/Search/MaterialGroupSearch.aspx?GroupID=64/AluminiumAlloys7003.htm> (diakses 9 April 2012)

[http://www.thatcham.org/safety/ppts/Low\\_Speed\\_Damageability\\_Testing.ppt](http://www.thatcham.org/safety/ppts/Low_Speed_Damageability_Testing.ppt)  
(diakses 9 April 2012)



UNIVERSITAS BRAWIJAYA



**LAMPIRAN**

Lampiran 1. Data material

***Polypropylene Copolymer***

<i>Density (kg/m<sup>3</sup>)</i>	940
<i>Poisson's Ratio</i>	0.25
<i>Young Modulus (GPa)</i>	4.219
<i>Yield Strength (MPa)</i>	32
<i>Shear Modulus (GPa)</i>	0.68
<i>Tangent Modulus (GPa)</i>	0.82
<i>Hardness (Rockwell)</i>	45-55
<i>Electrical Resistivity (ohm-cm)</i>	3.31e17
<i>Thermal conductivity (W/m-K)</i>	0.240

sumber : [www.matweb.com](http://www.matweb.com)

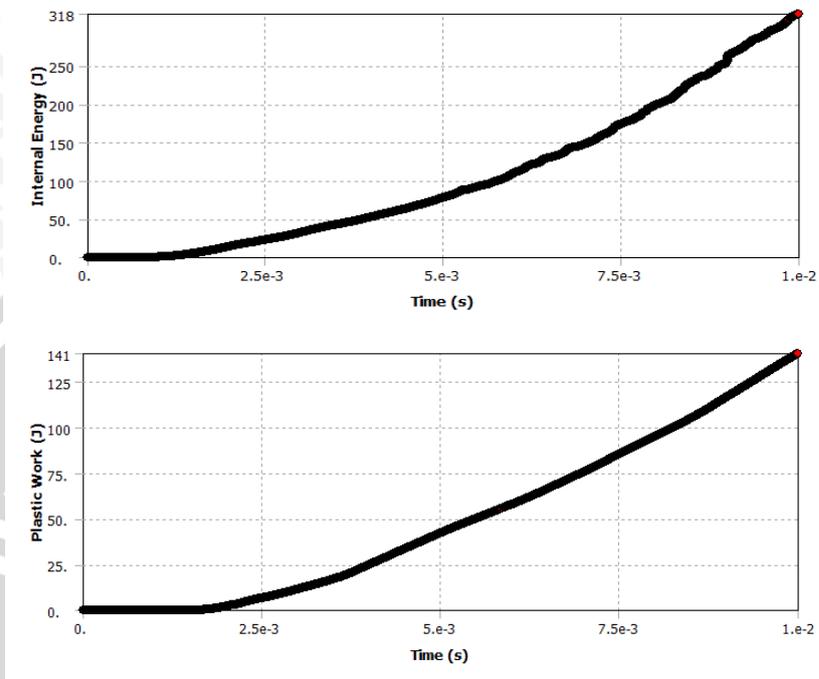
### Aluminium AA7003-T7

<i>Density (kg/m<sup>3</sup>)</i>	2770
<i>Poisson's Ratio</i>	0.33
<i>Young Modulus (GPa)</i>	71
<i>Yield Strength (MPa)</i>	247
<i>UTS (MPa)</i>	291
<i>Shear Modulus (GPa)</i>	26.692
<i>Tangent Modulus (GPa)</i>	0.5
<i>Hardness (Rockwell)</i>	87
<i>Electrical Resistivity (ohm-cm)</i>	0.00000515
<i>Thermal Conductivity (W/m-K)</i>	130
<i>Melting Point (°C)</i>	477-635

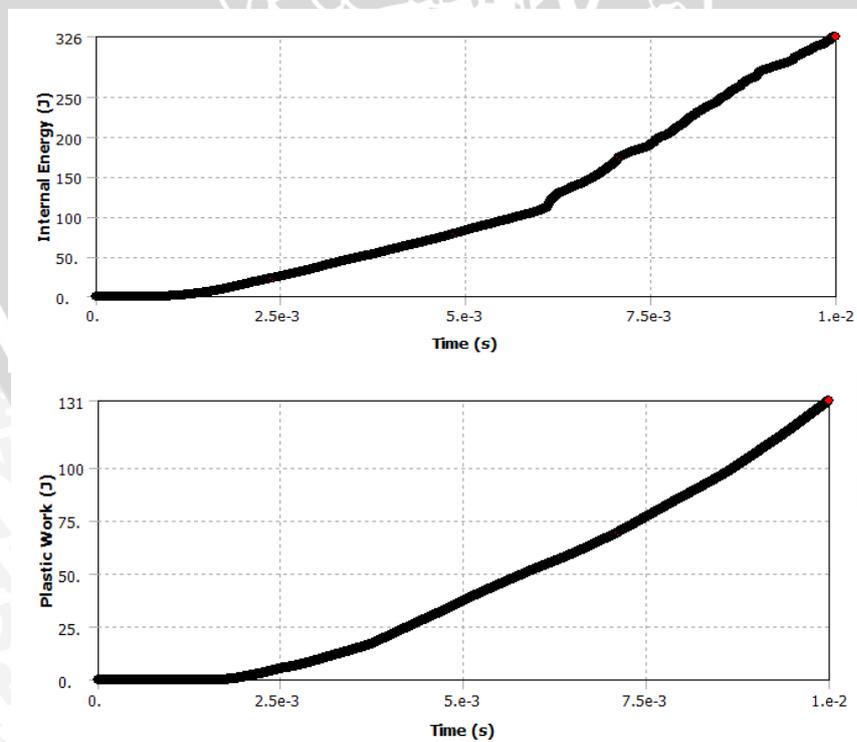
sumber : [www.matweb.com](http://www.matweb.com)

Lampiran 2. Grafik hasil *result tracker* simulasi energi yang diserap dan kerja plastis *crash box*

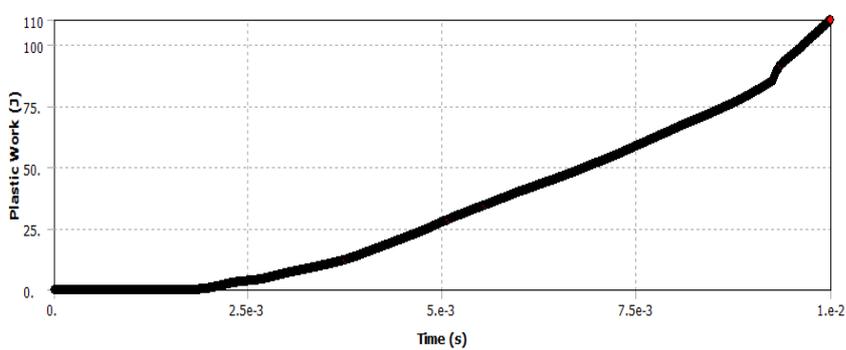
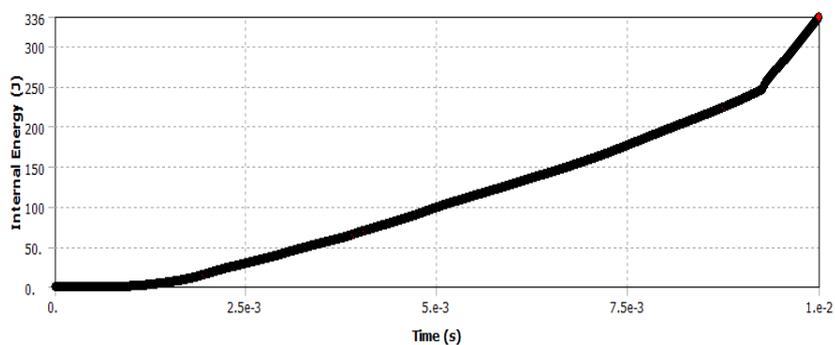
**Crash box 50x128**



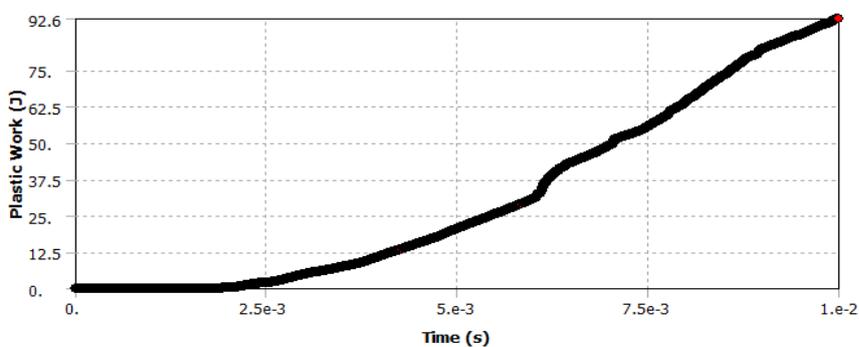
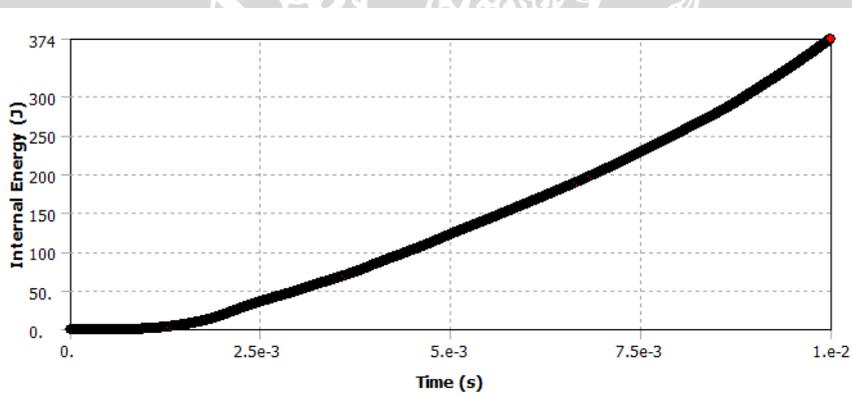
**Crash box 64x100**



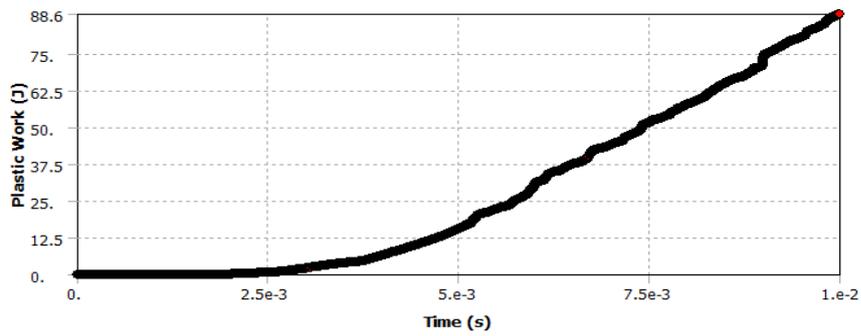
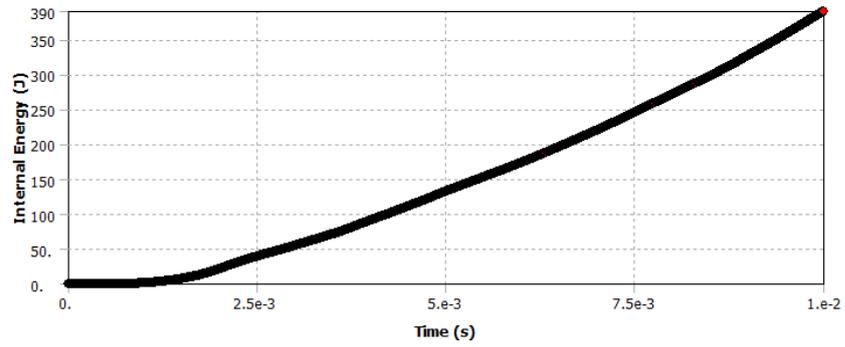
### Crash box 80x80



### Crash box 100x64



### Crash box 128x50



Lampiran 3. Data perpindahan dan gaya reaksi *crash box* hasil simulasi

*Crash box 50x128*

Waktu (s)	Perpindahan (mm)	Gaya reaksi (N)
5.00E-04	1.22E-03	0
1.00E-03	4.33E-03	52.35
1.50E-03	8.05E-03	1204.3
2.00E-03	0.2891	4590.2
2.50E-03	0.93195	8152.1
3.00E-03	1.6752	1290.2
3.50E-03	2.1952	3719.1
4.00E-03	2.6942	3079.5
4.50E-03	3.2559	2825.4
5.00E-03	3.821	2251.6
5.50E-03	4.3486	3400
6.00E-03	4.7694	2131.1
6.50E-03	5.211	2182.3
7.00E-03	5.9499	3957.7
7.50E-03	6.7871	1413.2
8.00E-03	7.6186	1074.6
8.50E-03	8.5105	903.86
9.00E-03	9.3782	3406.7
9.50E-03	10.347	1420.9
1.00E-02	11.354	134.16

*Crash box 64x100*

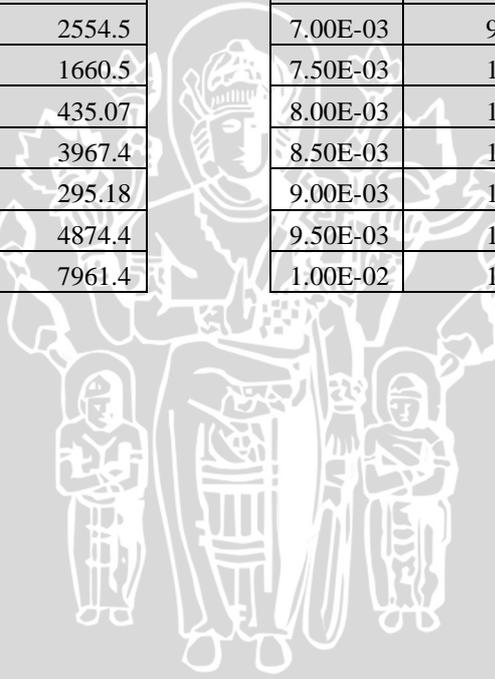
Waktu (s)	Perpindahan (mm)	Gaya reaksi (N)
5.00E-04	1.22E-03	0
1.00E-03	3.85E-03	740
1.50E-03	1.94E-02	6779.5
2.00E-03	0.34966	10088
2.50E-03	0.99683	1025.9
3.00E-03	1.8315	4450.8
3.50E-03	2.5075	3149.4
4.00E-03	3.221	1278.2
4.50E-03	3.9869	5729.9
5.00E-03	4.723	5488
5.50E-03	5.4093	4089.4
6.00E-03	6.0094	6961
6.50E-03	6.5881	117.8
7.00E-03	7.0649	91.097
7.50E-03	7.5292	5204.2
8.00E-03	8.2258	3996.6
8.50E-03	9.1806	1583.5
9.00E-03	10.19	4103.5
9.50E-03	11.161	605.74
1.00E-02	12.023	3829

Crash box 80x80

Waktu (s)	Perpindahan (mm)	Gaya reaksi (N)
5.00E-04	1.24E-03	0
1.00E-03	2.45E-03	1247.8
1.50E-03	5.94E-02	3906.6
2.00E-03	0.5145	5874.7
2.50E-03	1.2638	2905.3
3.00E-03	2.1066	11001.15
3.50E-03	2.7811	3194.6
4.00E-03	3.5075	974.33
4.50E-03	4.3091	227.38
5.00E-03	5.0919	4175.3
5.50E-03	5.8116	2104.8
6.00E-03	6.4242	9286
6.50E-03	7.0314	2168.2
7.00E-03	7.9392	2554.5
7.50E-03	8.9462	1660.5
8.00E-03	9.9117	435.07
8.50E-03	10.844	3967.4
9.00E-03	11.753	295.18
9.50E-03	12.639	4874.4
1.00E-02	13.505	7961.4

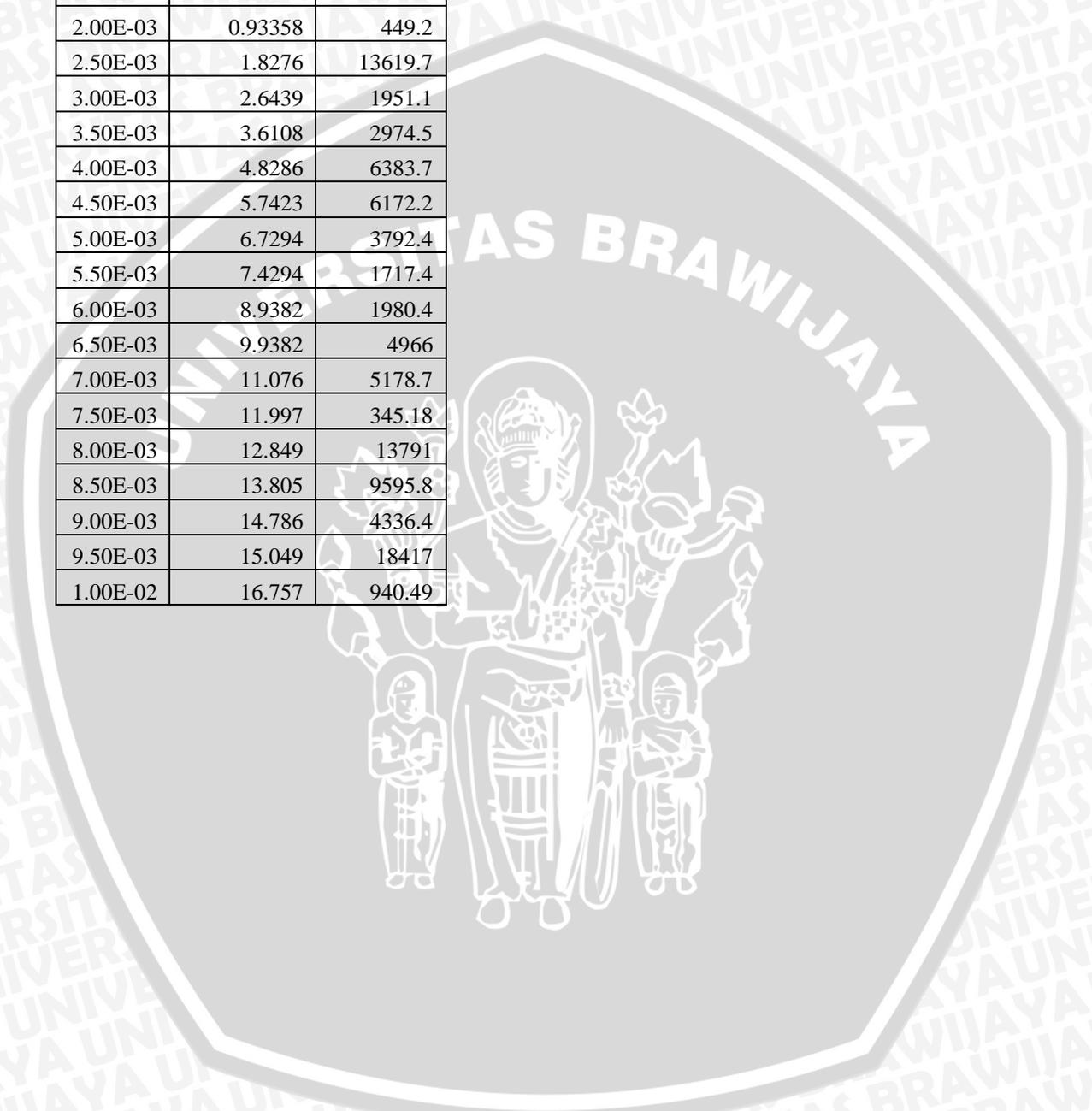
Crash box 100x64

Waktu (s)	Perpindahan (mm)	Gaya reaksi (N)
5.00E-04	1.25E-03	0
1.00E-03	1.03E-02	168.83
1.50E-03	9.55E-02	2501.6
2.00E-03	0.54652	1163.2
2.50E-03	1.2577	9928
3.00E-03	2.1574	11800.7
3.50E-03	3.018	5643.5
4.00E-03	3.9907	1192.8
4.50E-03	4.9684	2100.3
5.00E-03	5.9825	1150
5.50E-03	6.9149	2135.1
6.00E-03	7.7457	1823.1
6.50E-03	8.5723	244.79
7.00E-03	9.4581	3775.4
7.50E-03	10.399	188.61
8.00E-03	11.405	4256.6
8.50E-03	12.397	4736.4
9.00E-03	13.368	2223.9
9.50E-03	14.333	6719
1.00E-02	15.267	3076.6



Crash box 128x50

Waktu (s)	Perpindahan (mm)	Gaya reaksi (N)
5.00E-04	1.29E-03	0
1.00E-03	4.07E-02	1616.4
1.50E-03	0.28963	259.28
2.00E-03	0.93358	449.2
2.50E-03	1.8276	13619.7
3.00E-03	2.6439	1951.1
3.50E-03	3.6108	2974.5
4.00E-03	4.8286	6383.7
4.50E-03	5.7423	6172.2
5.00E-03	6.7294	3792.4
5.50E-03	7.4294	1717.4
6.00E-03	8.9382	1980.4
6.50E-03	9.9382	4966
7.00E-03	11.076	5178.7
7.50E-03	11.997	345.18
8.00E-03	12.849	13791
8.50E-03	13.805	9595.8
9.00E-03	14.786	4336.4
9.50E-03	15.049	18417
1.00E-02	16.757	940.49



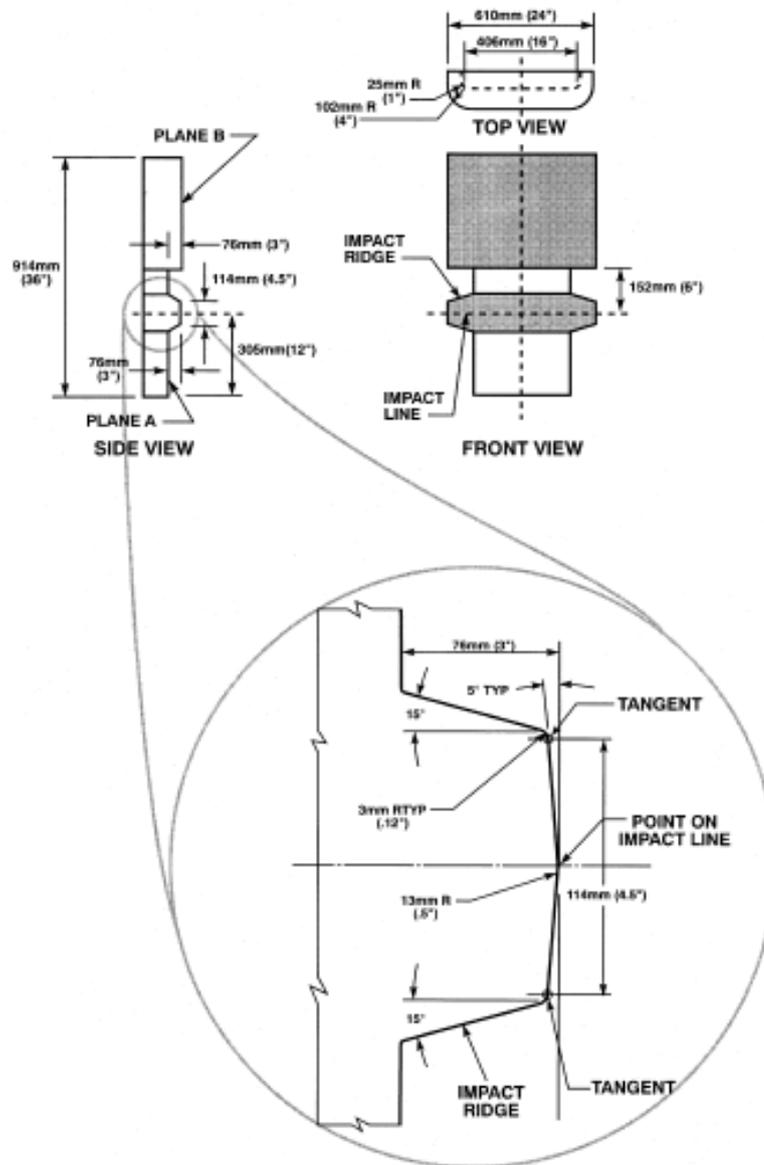


FIGURE 1—BUMPER IMPACT PENDULUM TEST DEVICE WITH "PLANE B" INSTALLED

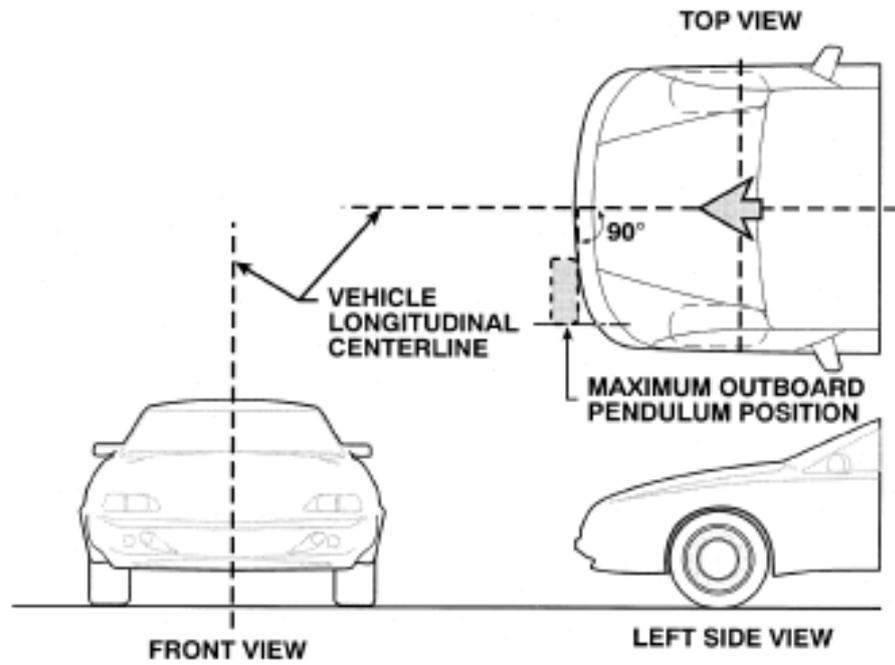


FIGURE 3—TEST VEHICLE LONGITUDINAL CENTERLINE

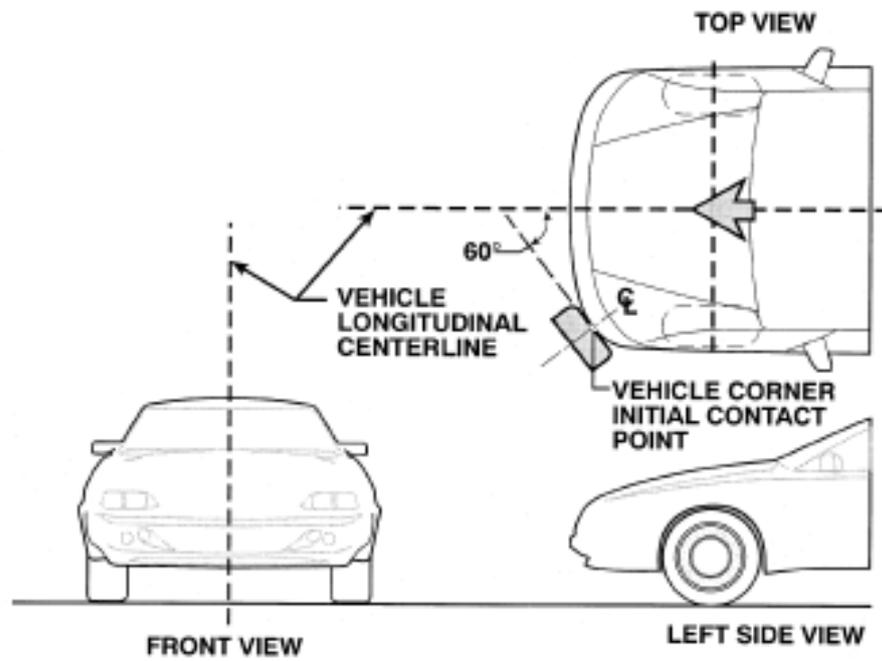


FIGURE 4—TEST VEHICLE CORNER INITIAL CONTACT POINT