



TESIS - TM 235400

**ANALISA *HIGH ENERGY ABSORPTION* DAN
STUDI NUMERIK PADA *CRASHBOX***

RENAL FAJRI
6007221041

DOSEN PEMBIMBING
Prof. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng

PROGRAM MAGISTER
BIDANG S2 TEKNIK MESIN
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2024



TESIS-TM 235400

**ANALISA *HIGH ENERGY ABSORPTION* DAN
STUDI NUMERIK PADA CRASHBOX**

RENAL FAJRI
NRP 6007221041

DOSEN PEMBIMBING
Prof.Dr.Eng. HARUS LAKSANA GUNTUR, S.T., M.Eng

PROGRAM MAGISTER
BIDANG S2 TEKNIK MESIN
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2024

LEMBAR PENGESAHAN TESIS

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (MT)

di

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

RENAL FAJRI

NRP: 6007221041

Tanggal Ujian: 25 Juli 2024

Periode Wisuda: September 2024

Disetujui oleh:

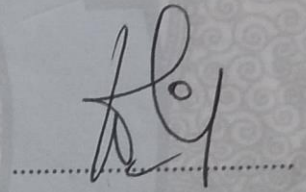
Pembimbing:

1. Prof. Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng
NIP: 197505111999031001

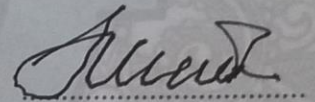


Penguji:

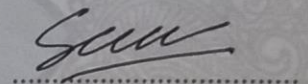
2. Prof. Dr. Ir. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T., I.P.M., AEng
NIP: 197004121997032003



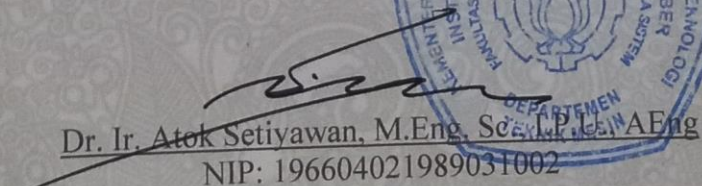
3. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D
NIP: 195106051978031002



4. Putu Suwarta, S.T., M.Sc., Ph.D
NIP: 198203032009121007



Kepala Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem


Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng, Sc.T., I.P.M., AEng
NIP: 196604021989031002



ANALISA *HIGH ENERGY ABSORPTION* DAN STUDI NUMERIKAL *CRASHBOX*

Nama Mahasiswa : Renal Fajri

NRP : 6007221041

Dosen Pembimbing : Prof.Dr.Eng Harus Laksana Guntur S.T., M.Eng

ABSTRAK

Setiap industri mobil terus berusaha meningkatkan *invoasi* keamanan pada kendaraan mobil. Salah satu inovasi yang dikembangkan adalah *Crash box* yang mana pengembangan perlu dilakukan demi keamanan kendaraan ketikan mobil kecelakaan atau tabrakan mobil (*Crashworthiness*). Dan perlu dilakukan pengembangan desain terhadap kelayakan tabrak mobil pada saat kecelakaan.

Pada Tesis ini akan dikembangkan beberapa desain dan penggunaan material yang tepat pada *Crash box*. Dan dilakukan Studi Numerikal dengan simulasi *Finite Element* Menggunakan *Software Ansys Explicit Dynamics*. Di mana hal ini dilakukan untuk mendapatkan hasil parameter *Crashworthiness* pada desain *Crash box* yang mencakup Penyerapan Energi (*High Energy absorption*) pada saat kecelakaan *Full Frontal Impact* dan diharapkan mampu mengurangi kerusakan pada mobil dan Cedera Fisik Pengemudi.

Pada Penelitian Ini didapatkan Hasil dengan Model *Crash box Square* dengan Penambahan *Honeycomb*, *Front End Trigggerm* dan *Trigger Slot* (Model *Square 3*) Mempunyai Nilai *Crashworthiness* Struktur yang terbaik dibandingkan model lainnya, Model *Square 3* Mempunyai Nilai *Energi Absorption* (EA) Sebesar 158,25 Kj, *Specific Energi Absorption* (SEA) 383,90 Kj, *Initial Peak Force* (IPF) 2713,3 Kn, *Mean Crushung Force* (MCF) 2886,67 kJ/mm, dan *Crush Force Efficency* (CFE) 106,39%. Dapat menaikkan Penyerapan Energi struktur sebanyak 362,5% di banding Base Model.

Kata kunci: *Crashworthiness, Crash box, Finite element, Explicit dynamics*

ANALYSIS OF HIGH ENERGY ABSORPTION AND NUMERICAL STUDY OF CRASHBOX

Name : Renal Fajri
NRP : 6007221041
Advisor : Prof.Dr.Eng Harus Laksana Guntur S.T., M.Eng

ABSTRACT

Every car industry continuously strives to improve safety innovations in vehicles. One of the innovations being developed is the *Crash box*, which needs to be further developed for vehicle safety during crashes (*Crashworthiness*). Design development is also required to ensure vehicle *Crashworthiness* during accidents.

This thesis will develop several designs and use appropriate materials for the *Crash box*. A numerical study will be conducted using Finite Element simulations with Ansys Explicit Dynamics software. This is done to obtain *Crashworthiness* parameters in the *Crash box* design, which includes high *energy absorption* during full frontal impact crashes and is expected to reduce vehicle damage and physical injuries to the driver.

In this study, results showed that the *Square Crash box* model with the addition of *Honeycomb*, Front End Trigger, and Trigger Slot (*Square Model 3*) has the best structural *Crashworthiness* values compared to other models. *Square Model 3* has an Energi Absorption (EA) value of 158.25 kJ, Specific Energi Absorption (SEA) of 383.90 kJ, Intial Peak Force (IPF) of 2713.3 kN, Mean Crushing Force (MCF) of 2886.67 kJ/mm, and Crush Force Efficency (CFE) of 106.39%. It can increase the structural *energy absorption* by 362.5% compared to the base model.

Key words: *Crashworthiness*, Bumper beam, Crash box, Finite element, Explicit dynamics

KATA PENGANTAR

Segala puji bagi Allah SWT, Tuhan semesta alam, yang dengan rahmat dan hidayah-Nya, saya dapat menyelesaikan tesis ini dengan baik. Penulis menyadari bahwa tulisan ini tidak dapat terselesaikan Tanpa adanya bantuan serta bimbingan dari beberapa pihak, Oleh karena itu penulis ingin mengucapkan rasa terima kasih kepada:

1. Dengan hati yang penuh rasa haru, saya ingin mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada kedua orang tua saya tercinta, yang telah berpulang ke rahmatullah. Meskipun mereka tidak lagi berada di sini, cinta, doa, dan ajaran mereka tetap menjadi sumber inspirasi dan semangat yang tiada henti bagi saya. dan Kepada Istri saya Dea Putri Karunia dan anak saya Gandhi Pradana Afnan terima kasih banyak atas dukungan dan semangatnya.
2. Bapak Prof. Dr. Eng Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng selaku dosen pembimbing penulis yang telah memberikan arahan dan banyak kesempatan di dunia Akademik, Riset dan Pengalaman.
3. Bapak Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D, Ibu Prof. Dr. Ir. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T., I.P.M., Aeng dan Bapak Putu Suwarta, ST, MSc, Ph.D, Sebagai Dosen Penguji yang telah memberikan banyak saran dan masukan untuk menyempurnakan pengerjaan tesis ini.
4. Saya juga ingin mengucapkan terima kasih yang tulus kepada Politeknik Sinar Mas Berau Coal, Yayasan Dharma Bhakti Berau Coal, dan PT. Berau Coal yang telah memberikan dukungan Beasiswa. Tanpa dukungan finansial dan semangat dari Beasiswa ini, penyelesaian studi saya mungkin akan mengalami banyak kendala.

Surabaya, 25 Juli 2024

Renal Fajri

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR.....	vii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR.....	xiii
DAFTAR TABEL.....	xvii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian	2
1.4 Batasan Masalah	2
1.5 Manfaat dan Kontribusi Penelitian	3
BAB 2 KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI.....	5
2.1 Kajian Pustaka	5
2.1.1 <i>Low velocity Impact Characterization of Glass Fiber Reinforced Plastics for Application of Crash box.....</i>	<i>5</i>
2.1.2 <i>Analysis of Frontal Car Crash Characteristics Using ANSYS</i>	<i>6</i>
2.1.3 <i>Crashworthiness Design for Bionic Bumper Structures Inspired by Cattail and Bamboo</i>	<i>7</i>
2.1.4 <i>Crashworthiness Design and Impact Tests of Aluminum Foam- Filled Crash boxes</i>	<i>9</i>
2.1.5 Pengembangan Desain Circular dan <i>Square Crashbox</i> dengan Penambahan <i>Honeycomb</i> Sebagai Filler pada Model Beban Frontal dan Oblique	11
2.1.6 Parameter Simulasi dan Eksperimen Pada Penelitian Terdahulu	12
2.2 <i>Crash box.....</i>	14
2.3 Sistem Manajemen Kecelakaan	16
2.3.1 Standar Uji Impact	17
2.3.2 <i>Crashworthiness</i>	18

2.4	<i>Internal Energy and Energy absorption</i>	20
2.5	Energi Kinetik dan Energi Potensial	21
2.6	<i>Buckling</i>	21
2.6.1	<i>Euler’s Buckling Formula</i>	22
2.6.2	<i>Slenderness Ratio</i>	22
2.7	<i>Finite Element</i>	23
2.7.1	<i>Element Types</i>	24
2.7.2	<i>Degrees of Freedom (DOF) dan Stiffness Matrix</i>	25
2.7.3	<i>Meshing</i>	26
2.8	Plastisitas Logam (<i>Metal Plasticity</i>)	27
2.8.1	<i>Hardening Plastisitas (Hardening of Plasticity)</i>	29
2.9	<i>Nonlinearities</i>	31
2.10	<i>Time Integration</i>	33
2.10.1	<i>Implicit dan Explicit Time Integration</i>	35
2.11	<i>Explicit Dynamics in Simulation</i>	37
2.11.1	<i>Courant Friedrich Lewy (CFL) Condition</i>	37
2.11.2	<i>Energy Balance in Explicit Dynamics</i>	39
2.12	<i>Connections in Numerical Model</i>	41
2.12.1	<i>Contact</i>	41
2.12.2	<i>Numerical Modelling of Contact</i>	43
BAB 3 METODE PENELITIAN		47
3.1	Metodologi Penelitian	47
3.2	Studi Literatur	50
3.3	Parameter dan Desain.....	50
3.3.1	Langkah-langkah Detail Modeling <i>Crash box</i>	51
3.3.2	Desain <i>Crash box</i>	53
3.3.3	Model Dinamis Struktur <i>Crash box</i>	58
3.4	<i>Pre-processing</i>	59
3.4.1	<i>Meshing</i>	59
3.5	<i>Processing</i>	61
3.5.1	<i>Material Properties</i>	62
3.5.2	<i>Boundary Conditions</i>	64

3.5.3	Explicit Dynamics Analysis.....	66
3.6	<i>Post Processing</i>	70
3.6.1	Validasi Hasil.....	70
BAB 4	HASIL DAN PEMBAHASAN	73
4.1	<i>Meshing</i>	73
4.1.1	Konvergensi <i>Mesh</i>	76
4.2	Analisis <i>Crashworthiness</i> Struktur <i>Crash box</i>	82
4.2.1	Analisa <i>Energy absorption</i> dan <i>Specific Energy absorption</i> <i>Crash box</i> 82	
4.2.2	Analisa <i>Initial Peak Force</i> <i>Crash box</i>	84
4.2.3	Analisa <i>Mean Crushing Force</i> <i>Crash box</i>	89
4.2.4	Analisa <i>Crush Force Efficiency</i> <i>Crash box</i>	92
4.3	Analisa <i>Stress</i> dan <i>Strain</i>	93
4.4	Analisa <i>Energy absorption</i> Sistem Bumper.....	96
4.5	Analisa Kinerja <i>Crashbox</i> Terhadap <i>Chasis</i>	98
4.5.1	Analisa Energi Pada <i>Chasis</i>	98
4.6	Validasi <i>Setup</i> Model dan Hasil Simulasi Numerikal	99
BAB 5	KESIMPULAN DAN SARAN	103
5.1	Kesimpulan	103
5.2	Saran	104
DAFTAR PUSTAKA		105
LAMPIRAN.....		109
BIOGRAFI PENULIS		117

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Bentuk Variasi <i>Crash box</i> dengan Triggers	5
Gambar 2.2 Kurva <i>force vs displacement</i> heksagonal <i>crash box</i>	6
Gambar 2.3 <i>Setup</i> simulasi elemen hingga	6
Gambar 2.4 Bentuk deformasi <i>crash box</i> persegi panjang	7
Gambar 2.5 Model <i>bumper BB</i> dan model <i>bumper B-CB&B</i>	8
Gambar 2.6 <i>Setup</i> kondisi loading simulasi full size impact	8
Gambar 2.7 Kurva SEA vs <i>time</i>	9
Gambar 2.8 Sistem uji <i>impact</i> troli	9
Gambar 2.9 <i>Setup</i> model simulasi elemen hingga	10
Gambar 2.10 Kurva <i>force-displacement crash box</i> dengan berbeda <i>triggers</i>	11
Gambar 2.11 <i>Setup</i> Model Simulasi	12
Gambar 2.12 <i>Aluminum crash box</i>	15
Gambar 2.13 Berbagai bentuk desain <i>crash box</i>	15
Gambar 2.14 Pola <i>crash bead</i> pada <i>crash box</i>	16
Gambar 2.15 Grafik <i>critical buckling stress – slenderness ratio</i>	23
Gambar 2.16 Element dua dimensi sederhana dengan titik nodal (digunakan untuk mewakili tegangan/regangan bidang)	24
Gambar 2.17 Jenis elemen 1D, 2D, dan 3D	25
Gambar 2.18 <i>Meshing</i> pada struktur body breket	26
Gambar 2.19 <i>Mesh metrics skewness</i> dan <i>orthogonal quality</i>	27
Gambar 2.20 Kurva <i>stress-strain</i> material	28
Gambar 2.21 Kurva <i>stress-strain</i> material logam pada uji tarik uniaksial	28
Gambar 2.22 <i>Yield point</i> dan <i>yiled surface</i> pada kurva <i>stress-strain</i>	29
Gambar 2.23 <i>Isotropic hardening</i>	30
Gambar 2.24 <i>Kinematic hardening</i>	30
Gambar 2.25 Kurva parameter <i>bilinear hardening</i>	31
Gambar 2.26 Model <i>bilinear hardening</i>	31
Gambar 2.27 Respon linier sistem pegas	32

Gambar 2.28 Respon <i>nonlinier</i> sistem pegas	32
Gambar 2.29 Analitikal <i>time step</i> deformasi pada <i>baseball</i>	34
Gambar 2.30 Kurva perpindahan terhadap <i>time step</i>	34
Gambar 2.31 Kurva perbedaan slop y' pada <i>implicit</i> dan <i>explicit</i>	35
Gambar 2.32 Kondisi stabilitas respon ketika <i>impact load</i> diterapkan	36
Gambar 2.33 Kondisi penerapan metode <i>implicit</i> atau <i>explicit</i>	36
Gambar 2. 34 <i>Time step</i> berdasarkan karakteristik panjang elemen	38
Gambar 2.35 Plot <i>hourglass energy</i>	41
Gambar 2.36 Vektor gaya <i>contact</i>	42
Gambar 2.37 Nilai vektor gaya <i>frictionless contact</i>	43
Gambar 2.38 Nilai vektor gaya <i>frictionless contact</i>	43
Gambar 2.39 <i>Stiff spring</i> pada <i>penalty formulation</i>	44
Gambar 2.40 Model <i>contact stiffness</i>	44
Gambar 2.41 Model <i>lagrange formulation</i>	45
Gambar 3.1 Diagram alur penelitian	49
Gambar 3.2 Dimensi total perencanaan struktur desain mobil.....	51
Gambar 3.3 Gemotry Crashbox.....	52
Gambar 3.4 <i>Meshing Crash box</i>	52
Gambar 3.5 Set Up Boundary Conditions	53
Gambar 3.6 Dimensi penampang model <i>crash box Square</i> dan <i>Decagonal</i>	54
Gambar 3.7 Model <i>crash box square</i> dan <i>decagonal</i>	55
Gambar 3.8 Model <i>crash box Square</i> dan <i>decagonal</i> Penambahan <i>Honeycomb and Front End Triger</i>	55
Gambar 3.9 Model <i>crash box square</i> dan <i>decgonal</i> Penambahan <i>Honeycomb, Front End Trigr & Triger Slot</i>	56
Gambar 3.10 Dimensi <i>Square + Honeycomb + Front End Trigers</i>	56
Gambar 3. 11 Dimensi <i>Decagonal + Honeycomb + Front End Trigers + Trigers Slot</i>	57
Gambar 3.12 Model dinamis struktur <i>crash box</i>	58
Gambar 3.13 Dimensi <i>crash box</i>	60
Gambar 3.14 Mesh metrics skewness dan orthogonal quality	61
Gambar 3. 15 Model isotropic hardening aluminium 6063-T6.....	64

Gambar 3.16 <i>Setup</i> simulasi model <i>crash box</i>	65
Gambar 3.17 <i>Setup Boundary Conditions crashbox</i>	65
Gambar 3.18 <i>Setup Boundary Conditions</i> Sistem Bumper.....	65
Gambar 3.19 Quadratic (stabilizes the solution) dan linear (reduces noise).....	68
Gambar 3. 20 <i>Damping controls setup</i>	69
Gambar 4.1 Lokal mesh square.....	73
Gambar 4.2 Lokal mesh <i>crash box</i> square 2 dan 3	74
Gambar 4.3 Lokal mesh <i>crash box</i> decagonal 1	74
Gambar 4.4 Lokal <i>mesh crash box</i> decagonal 2 dan 3.....	75
Gambar 4.5 <i>Meshing full setup crash box</i> dan <i>honeycomb</i>	75
Gambar 4.6 Konvergensi <i>mesh</i> model <i>square</i> 1	76
Gambar 4.7 Konvergensi <i>mesh</i> model <i>square</i> 2	76
Gambar 4.8 Konvergensi <i>mesh</i> model <i>square</i> 3	77
Gambar 4.9 Konvergensi <i>mesh</i> model <i>decagonal</i> 1.....	77
Gambar 4.10 Konvergensi <i>mesh</i> model <i>decagonal</i> 2.....	78
Gambar 4.11 Konvergensi <i>mesh</i> model <i>decagonal</i> 3.....	78
Gambar 4.12 Kurve <i>force - displacement</i>	82
Gambar 4.13 Kurva EA – <i>time</i> model <i>crash box</i>	83
Gambar 4.14 Grafik <i>force – displacement</i> model <i>square</i>	85
Gambar 4.15 Grafik <i>force – displacement</i> model <i>decagonal</i>	86
Gambar 4.16 Diagram EA dan IPF model <i>crash box</i>	87
Gambar 4.17 decagonal Square 1.....	89
Gambar 4.18 Defomasi Square 2 dan 3	90
Gambar 4.19 Deformasi Decagonal 1	90
Gambar 4.20 deformasi decagonal 2 dan 3.....	91
Gambar 4.21 Pola deformasi model <i>crash box</i>	91
Gambar 4.22 Diagram EA dan MCF model <i>crash box</i>	92
Gambar 4.23 Diagram EA dan CFE model <i>crash box</i>	93
Gambar 4.24 Grafik tegangan terhadap waktu	94
Gambar 4.25 Grafik regangan terhadap waktu	94
Gambar 4.26 Grafik <i>Energy absorption</i> Sistem Bumper.....	97
Gambar 4.27 Pola Deformasi sistem bumper	98

Gambar 4.28 Grafik EA <i>Chasis</i>	99
Gambar 4.29 Grafik konservasi energi.....	100

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Parameter pengujian berdasarkan penelitian sebelumnya	12
Tabel 2.2 Perbedaan metode <i>Implicit</i> dan <i>Explicit</i>	36
Tabel 2.3 Kelebihan dan kekurangan <i>penalty formulation</i> dan <i>lagrange formulation</i>	45
Tabel 3.1 Parameter dan dimensi panjang desain	51
Tabel 3.2 Dimensi desain <i>crash box</i>	58
Tabel 3.3 <i>Material properties</i>	63
Tabel 3.4 Parameter input <i>setup simulasi</i> numerik ANSYS	69
Tabel 4.1 Data iterasi konvergensi <i>mesh</i> model <i>Square 1</i>	79
Tabel 4.2 Data iterasi konvergensi <i>mesh</i> model <i>Square 2</i>	79
Tabel 4.3 Data iterasi konvergensi <i>mesh</i> model <i>Square 3</i>	80
Tabel 4.4 Data iterasi konvergensi <i>mesh</i> model <i>decagonal 1</i>	80
Tabel 4.5 Data iterasi konvergensi <i>mesh</i> model <i>decagonal 2</i>	81
Tabel 4.6 Data iterasi konvergensi <i>mesh</i> model <i>decagonal 3</i>	81
Tabel 4.7 Hasil simulasi numerikal EA dan SEA model <i>crash box</i>	83
Tabel 4.8 Hasil simulasi numerikal IPF dan EA model <i>crash box</i>	84
Tabel 4.9 Hasil simulasi numerikal MCF <i>crash box</i>	89
Tabel 4.10 Hasil simulasi numerikal CFE <i>crash box</i>	93
Tabel 4.11 Hasil Simulasi Numerikal Sistem Bumper	96
Tabel 4.12 Konservasi Energi	100

[Halaman ini sengaja dikosongkan]

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kecelakaan lalu lintas merupakan salah satu permasalahan yang sering terjadi dan berdampak cedera serius terhadap penumpang dan bahkan menyebabkan kematian. Dan sering dengan jumlah kendaraan yang begitu banyak setiap tahunnya dan berbagai macam teknologi digunakan untuk sistem kendaraan. Salah satunya adalah teknologi keamanan pengemudi dan penumpang ini adalah salah satu hal penting yang harus menjadi perhatian agar pengguna aman dalam berkendara.

Berkaitan dengan sistem keamanan kendaraan industri otomotif terus berupaya mengembangkan sistem keamanan pengguna salah satu komponen yang secara signifikan mempengaruhi tingkat keamanan kendaraan adalah bagian depan kendaraan yang mana komponen ini disebut *crashbox*.

Crashworthiness adalah kemampuan suatu struktur, kendaraan, atau perangkat untuk melindungi penumpang, pengemudi, atau muatan dari cedera saat terjadi kecelakaan. Ini adalah salah satu faktor penting yang dipertimbangkan dalam desain kendaraan bermotor, pesawat, dan bahkan peralatan industri. *Crashworthiness* melibatkan pengetahuan mendalam tentang rekayasa struktural, kekuatan material, dinamika kendaraan, dan pemahaman tentang bagaimana energi yang dihasilkan selama kecelakaan dapat diserap, didistribusikan, dan dikurangi untuk meminimalkan dampak pada manusia dan barang. Pentingnya *Crashworthiness* terletak pada upaya untuk mengurangi risiko cedera serius atau fatal dalam kecelakaan. Ini melibatkan penggunaan bahan-bahan yang kuat namun dapat menyerap energi, desain yang mempertimbangkan mekanisme perlindungan, seperti kantong udara (airbag), sabuk pengaman, zonasi struktural, dan teknologi lainnya yang bertujuan untuk memperlambat laju tubuh saat terjadi benturan.

Ketika merancang kendaraan atau struktur lainnya, *Crashworthiness* harus mempertimbangkan berbagai skenario kecelakaan yang mungkin terjadi, termasuk uji tabrakan frontal, samping, belakang, serta tumbukan dengan berbagai jenis objek. Tujuannya adalah untuk menciptakan sistem yang dapat memberikan

perlindungan seoptimal mungkin bagi penghuni atau muatan dalam setiap kondisi kecelakaan. Penelitian terus dilakukan dalam bidang *Crashworthiness* untuk mengembangkan teknologi yang lebih canggih dan efektif dalam melindungi manusia dan barang dari konsekuensi buruk kecelakaan.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas, maka dapat diambil beberapa rumusan masalah yang dibahas dalam tesis ini, di antaranya:

1. Bagaimana mendesain *crash box Crashworthiness*.
2. Bagaimana bentuk desain *crash box* terbaik untuk *Crashworthiness*.
3. Bagaimana *Crashworthiness* pada *crash box* saat *frontal impact* diterapkan.

1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mendesain *crash box Crashworthiness*.
2. Menganalisis energi kinetik yang diserap, gaya reaksi, *crush force efficiency* pada *crash box* dengan berbeda bentuk desain saat *frontal impact* diterapkan.
3. Menganalisis energi kinetik yang diserap pada sistem *crash box* terhadap total energi sistem saat *frontal impact* diterapkan.

1.4 Batasan Masalah

Pada pengujian desain yang dibuat ada beberapa batasan untuk parameter dan metode simulasi model 3D CAD pada *crashbox*, di antaranya:

1. Kondisi *impact* yang diterapkan yaitu *full frontal impact*.
2. Parameter pengujian disesuaikan dengan standar pengujian *New Car Assessment Program* (NCAP) oleh *the National Highway Traffic Safety Administration* (NHTSA).
3. *Impactor* untuk simulasi *impact* pada *crash box* dimodelkan sebagai *rigid body*.
4. *Base plate* pada *crash box* dan sistem bumper dimodelkan sebagai *rigid body*.

1.5 Manfaat dan Kontribusi Penelitian

Pada penelitian yang telah dilakukan sebelumnya oleh (Bowo, Prayogo Arie, dkk, 2022) melakukan penelitian Rekayasa model *Square Nine-Cells Crash box* Terhadap penyerapan Energi dan Pola Deformasi, Penelitian ini menggunakan model *Square crash box* dengan jumlah sel Sembilan atau *Nine-Cells crashbox*. Dan di analisa perfromasi Crashbox Berdasarkan Nilai *Specific Energu Absorption* (SEA) dan Pola Deformasi. Didapatkan hasil Model NCS-CB4 (rusuk penghubung lurus dan lurus) memiliki nila SEA 28,063 kJ/Kg yang baik.

Pada penelitian yang telah dilakukan sebelumnya oleh (Wicaksono, Bayu Agung, dkk, 2023) yaitu Pengembangan Desain Circular dan *Square* Crashbox Dengan Penambahan *Honeycomb* Sebagai Filler Pada Model Beban Frontal Dan Oblique, Penelitian ini melakukan Analisa *Crashbox* Dengan Model Lingkaran dan Persegi dan Menambahkan *Honeycomb* yang memiliki Variasi Ukuran, dari hasil Analisa didapatkan Model yang paling baik dalam menyerap energi yaitu Model *Squar* (S25) yaitu model persegi dengan penambahan *Honeycomb* 25%.

Dari beberapa penelitian di atas, maka penelitian ini Memberikan kontribusi kebaruan yaitu dengan modifikasi model *Crashbox* dengan menambahkan *Honeycomb*, *front end trigger and Triger Slot*. diharapkan hasil sebuah desain baru *crashbox* yang mampu meningkatkan *croshworthiness* pada kendaraan mobil pada saat kendaraan tersebut kecelakaan, dan penelitian ini berdasarkan standar *New Car Assessment Program* (NCAP). Desain *crashbox* yang mampu menyerap *energy* yang tinggi diharapkan dapat membantu mengurangi cedera pada pengguna kendaraan mobil pada saat terjadi kecelakaan.

[Halaman ini sengaja dikosongkan]

BAB 2

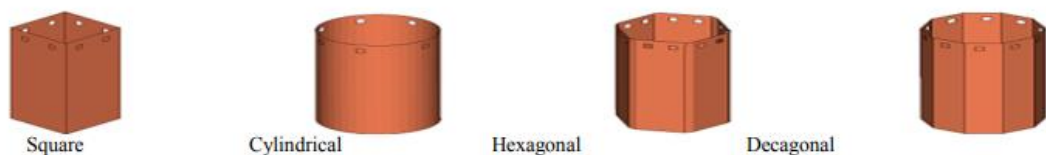
KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Kajian Pustaka

Pada subbab ini akan dibahas beberapa penelitian sebelumnya sebagai acuan dalam desain dan analisa sebagai penunjang untuk mencapai tujuan penulisan pada tesis ini.

2.1.1 *Low velocity Impact Characterization of Glass Fiber Reinforced Plastics for Application of Crash box*

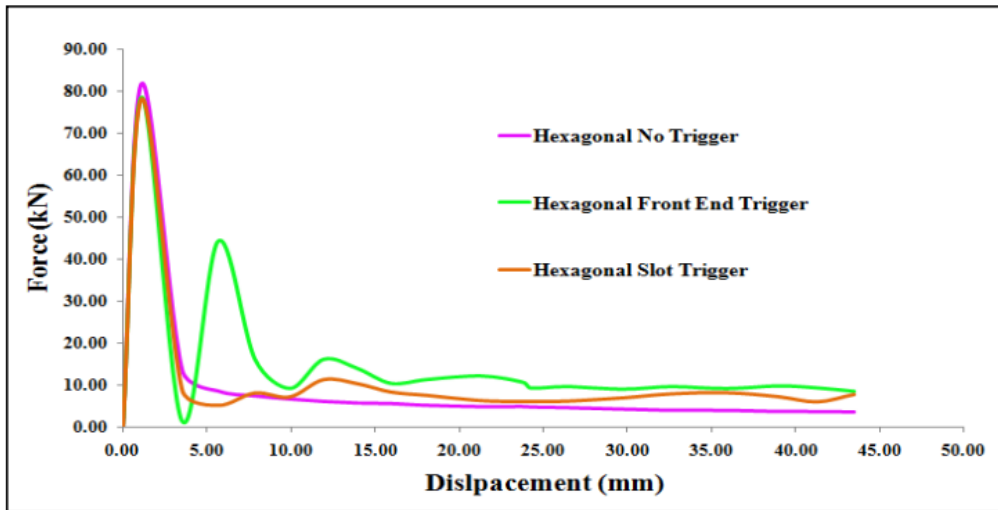
Nasir Hussain et al., 2017 melakukan penelitian tentang karakteristik penyerapan energi untuk *glass fiber reinforced plastics (GFRP) crash box* yang terbuat dari berbagai jenis geometri desain melalui pemodelan numerik, dan software ANSYS Ls-Dyana digunakan untuk simulasi model. Desain *crash box* yang dibuat yaitu berbentuk persegi, silinder, heksagonal, dan *decagonal*. Desain setiap bentuk *crash box* dibandingkan antara tanpa *triggers* dan yang memiliki *triggers* dengan *peak force*, energi yang diserap, *specific energy absorption (SEA)* sebagai parameter nilai yang dipertimbangkan.



Gambar 2.1 Bentuk Variasi *Crash box* dengan Triggers

Crash box dimodelkan sebagai *shell element* dan *rigid body* yang digunakan sebagai *impactor* dengan kecepatan *impact* 16 km/jam. Panjang *crash box* 120 mm dengan penampang dibatasi dengan jari-jari lingkaran sebesar 36 mm, dan tebal *crash box* 1,829 mm. Pada hasil pengujian simulasi, Untuk *Square crash box slot triggers* paling cocok yang meningkatkan nilai SEA sebesar 11,16%. Untuk tipe silinder penggunaan *triggers* menurunkan nilai SEA dan penyerapan energi lebih baik tanpa menggunakan *triggers*. Untuk heksagonal, *triggers* tipe ujung depan adalah yang paling cocok karena meningkatkan SEA sebesar 25,18% dan

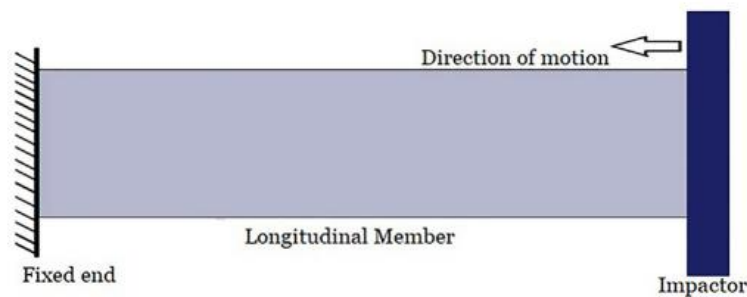
juga terdapat *peak force* kedua yang signifikan. Untuk *decagonal* penggunaan *front end trigger* meningkatkan SEA sebesar 10,75%.



Gambar 2.2 Kurva *force vs displacement* heksagonal *crash box*

2.1.2 Analysis of Frontal Car Crash Characteristics Using ANSYS

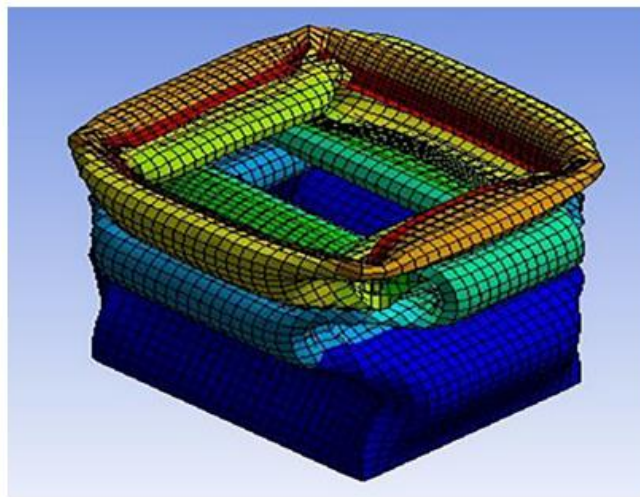
Bhardawaj et al., 2020 melakukan penelitian dengan simulasi elemen hingga untuk karakteristik tumbukan dan penyerapan energi elemen longitudinal tipis penampang persegi dan persegi panjang menggunakan baja dan aluminium sebagai material. *Specific energy absorption* dan *peak force* yang dialami adalah variabel utama yang dipertimbangkan dalam analisis. Analisa elemen hingga dilakukan dengan *software ANSYS explicit dynamic* dengan *solver AUTODYNA*.



Gambar 2.3 *Setup* simulasi elemen hingga

Crash box di desain dengan bentuk persegi dan persegi panjang yang memiliki panjang 384 mm dan ketebalan 1 mm. *Crash box* dimodelkan sebagai

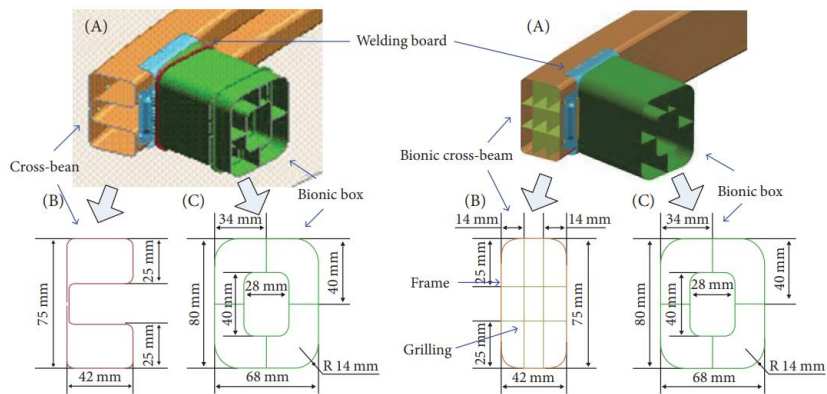
flexible body dan *impactor* sebagai *rigid body* yang memiliki kecepatan 2000 mm/s dan *end time* 0,05 s. Hasil simulasi elemen hingga menunjukkan bentuk persegi memberikan peningkatan 16% *specific energy absorption* dan 15% kenaikan *peak force* yang dialami dibandingkan dengan bentuk persegi panjang. Penggunaan aluminium mengurangi berat sebesar 63% akibatnya terjadi penurunan *specific energy absorption* sebesar 24% dan *peak force* yang dialami oleh member longitudinal sebesar 64%.



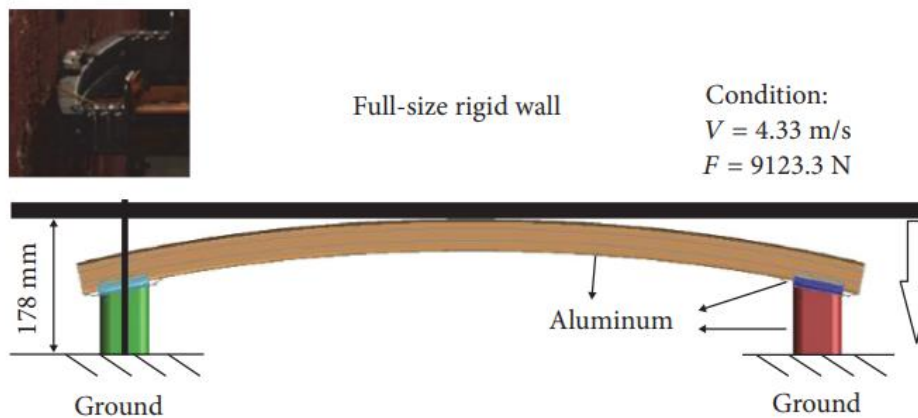
Gambar 2.4 Bentuk deformasi *crash box* persegi panjang

2.1.3 *Crashworthiness Design for Bionic Bumper Structures Inspired by Cattail and Bamboo*

Xu et al., 2017 mengevaluasi model struktur bumper bionik dengan menggunakan simulasi elemen hingga *nonlinier* (FE) Ls-Dyna untuk *Crashworthiness* di bawah *full size impact loading* dan memvalidasi dengan eksperimen. Struktur yang didesain berdasarkan karakteristik struktur cattail dan bambu. Terdapat tiga model struktur bionik yang didesain yaitu *bionic cross-beam*, *bionic box*, *welding board*. Dua model bumper bionik, yaitu, bumper *bio-box* (bumper *BB*) dan bumper *bio cross-beam* dan *bio-box* (bumper *B-CB&B*) dikembangkan dengan menggabungkan komponen bionik yang berbeda.

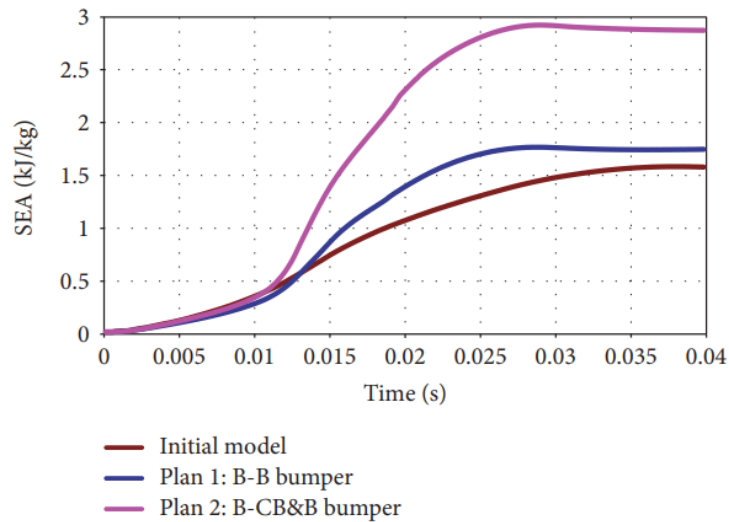


Gambar 2.5 Model bumper BB dan model bumper B-CB&B



Gambar 2.6 Setup kondisi loading simulasi full size impact

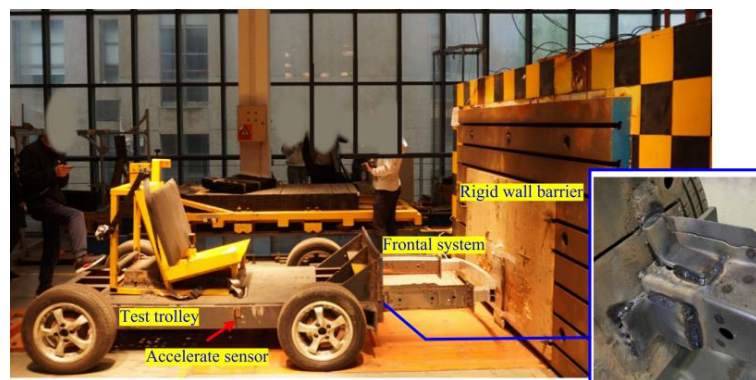
Ada beberapa tipe material yang digunakan pada tipe desain bumper yaitu *high-strength steel* (trip800), *high-strength steel* (st280), dan *extrusion aluminum* (6062T6) dengan ketebalan berbeda 1,4 mm, 1,5 mm, 1,7 mm, dan 1,8 mm. Model bumper dimodelkan sebagai *shell element* dan *rigid body* sebagai *impactor* dengan kecepatan *impact* 4,33 m/s pada simulasi elemen hingga. Kesimpulan pada hasil pengujian menunjukkan bahwa desain bionik meningkatkan *specific energy absorption* (SEA) dari bumper. Hasil numerik menunjukkan bahwa *bionic cross-beam* dan *bionic box* dari *bionic bumper* berpengaruh signifikan terhadap *Crashworthiness* struktur. Deformasi model *bionic cross-beam* dan *bumper box* berkurang sebesar 33,33%, dan berat total berkurang sebesar 44,44%.



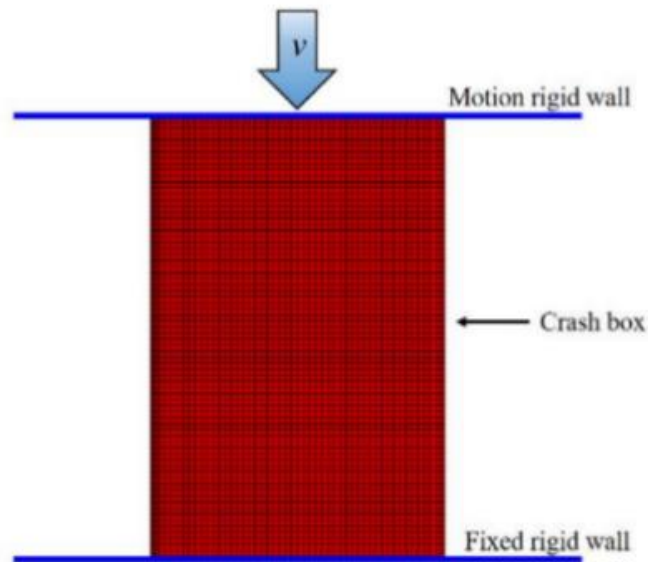
Gambar 2.7 Kurva SEA vs *time*

2.1.4 *Crashworthiness Design and Impact Tests of Aluminum Foam-Filled Crash boxes*

G. Wang et al., 2022, melakukan penelitian yang bertujuan untuk mendapatkan strategi desain *crash box filling* yang ekonomis dan meningkatkan *Crashworthiness* sistem frontal. Desain yang diusulkan yaitu sebuah *novel partial filling* dan desain kombinasi *trigger*. Simulasi kompresi dan tumbukan dilakukan untuk menganalisis kapasitas penyerapan energi, *initial peak force*, dan mode deformasi. Sebuah sistem *forntal full scale* yang terdiri dari *bumper beam*, *crash box*, dan *front trail* dibuat dan dipasang pada sebuah troli untuk dilakukan *ekperimen* uji tabrak pada *rigid wall*. Uji tabrak dilakukan untuk menganalisis kinerja sebuah *crash box* untuk *Crashworthiness*.

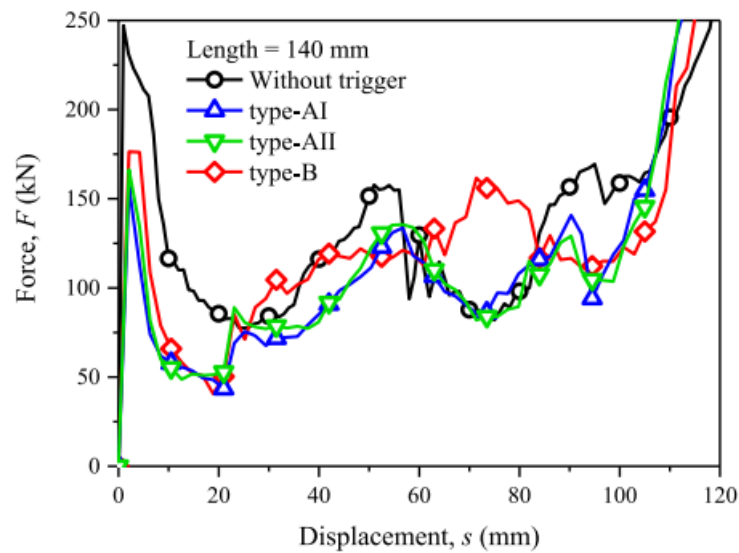


Gambar 2.8 Sistem uji *impact* troli



Gambar 2.9 *Setup* model simulasi elemen hingga

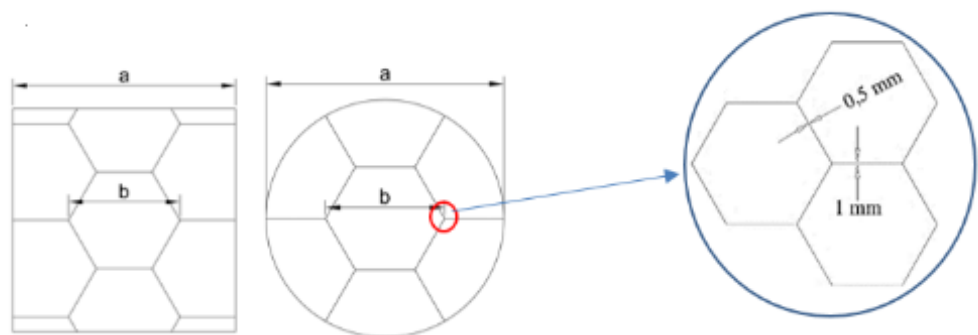
Tiga model desain *crash box* dibuat yang diisi busa aluminium masing-masing dengan *trigger* dan tanpa *trigger*. Penampang *crash box* berbentuk persegi panjang dengan dimensi 100 mm × 86 mm, ketebalan 2,6 mm dan empat *chamfers* di bagian tepi dengan *radius* 6 mm. Material yang digunakan untuk *crash box* aluminium 6063-T6. Perangkat lunak elemen hingga *explicit* Ls-Dyna digunakan untuk menganalisis perilaku *crash box* dibawah kompresi aksial dan benturan troli. *Crash box* dan *busa pengisi* dimodelkan *shell element*, dan *impactor* atau *rigid wall* sebagai *rigid body*. *Impactor* dan kecepatan tumbukan troli sebesar 8,33 m/s digunakan sebagai parameter untuk simulasi dan uji *impact*. Dari hasil simulasi dan pengujian disimpulkan bahwa strategi desain *partial filling* (pengisian sebagian) dengan pengisian busa hanya di empat sudut meningkatkan SEA sebesar 12,5% dan menghemat penggunaan material busa aluminium sebesar 60,5% dibandingkan dengan desain pengisian penuh klasik (*full filling*). Desain baru dapat menyeimbangkan berbagai tujuan, termasuk kapasitas angkut beban, persyaratan ekonomis, dan ringan.

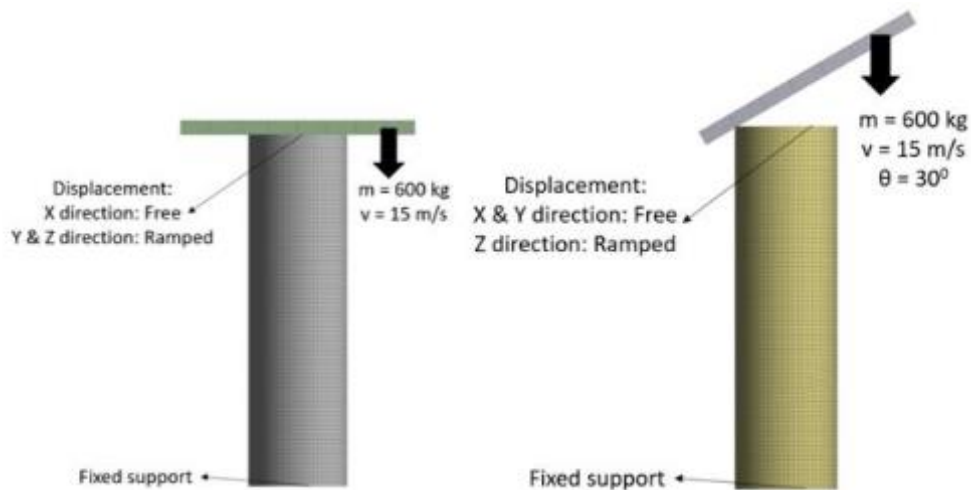


Gambar 2.10 Kurva *force-displacement crash box* dengan berbeda *triggers*

2.1.5 Pengembangan Desain Circular dan Square Crashbox dengan Penambahan Honeycomb Sebagai Filler pada Model Beban Frontal dan Oblique

Wicaksono, B.A, Dkk., 2023 melakukan penelitian yang bertujuan untuk mendapatkan hasil desain *crashbox* yang memiliki penyerapan energi yang tinggi dengan menambahkan *honeycomb* pada beberapa desain. Desain yang di usulkan dalam penelitian ini menggunakan model *circle* dan *Square* di mana penelitian ini menambahkan *gemotry* yang berbentuk *honeycomb*.





Gambar 2.11 Setup Model Simulasi

Dari beberapa desain yang di usulkan pada penelitian ini terdapat model yang paling unggul yaitu model *Square* dengan penambahan *honeycomb*.

2.1.6 Parameter Simulasi dan Eksperimen Pada Penelitian Terdahulu

Tabel 2.1 di bawah ini merupakan beberapa parameter untuk dimensi, *massa impactor*, dan kecepatan *impactor* untuk pengujian berdasarkan beberapa penelitian sebelumnya.

Tabel 2.1 Parameter pengujian berdasarkan penelitian sebelumnya

Jurnal	Material & Dimensi	Massa & Kecepatan <i>Impactor</i>	Keterangan
<i>The Study of Vehicle Bumper Crash Characteristics.</i> (Weigao Qiao dkk., 2015)	<i>Aluminium Alloy</i> Ketebalan: 1,29 mm	<i>Massa:</i> 1220 kg <i>Velocity:</i> 4 km/h	Model tiga dimensi pendulum dibuat menurut ECE-R42 regulations. Massa efektif pendulum sama dengan berat kendaraan. Tabrakan pada kecepatan rendah
<i>Energy absorption Analysis of Composite Crash box by Finite Element Method.</i>	<i>Aluminium Alloy 6061-T6</i> Diameter: 45,9 mm, 46,3 mm Ketebalan: 1,05 mm,	<i>Massa:</i> 290 kg <i>Velocity:</i> 25,5 km/h	Massa dan kecepatan <i>impactor</i> berdasarkan referensi jurnal (Jusuf, 2014), menggunakan data <i>Computational Solid Mechanics and</i>

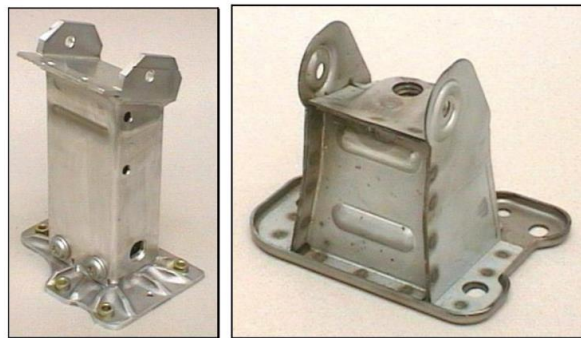
(T B Ario dkk., 2022)	0,525 mm, 1,575 mm		<i>Design Laboratory-Korea Advanced Institute of Science and Technology.</i>
<i>Material Oriented Crash-Box Design – Combining Structural and Material Design to Improve Specific Energy absorption.</i> (Wesselmecking dkk., 2022)	High Manganese Steels (HMnS)	<i>Massa</i> (Eksperiment): 250 kg <i>Massa</i> (FEA): 300 kg <i>Velocity</i> : 43 km/h	Ketinggian <i>drop test impactor</i> untuk pengujian 6,10 m.
<i>Structure Design and Multi-Objective Optimization of a Novel Crash box Based on Biomimetic Structure.</i> (C. Y. Wang dkk., 2018a)	SAPH440 Aluminium Alloy Panjang: 232 mm Penampang: 118 mm × 75 mm Ketebalan: 1,4 mm	<i>Massa</i> : 900 kg <i>Velocity</i> : 15 km/h	Parameter simulasi sesuai dengan persyaratan tabrakan kecepatan rendah berdasarkan RCAR regulations
<i>An Investigation on Crashworthiness Performance of Adhesive Bonding in Automobile Hybrid Front Bumper System Subjected to High-Speed Impact.</i> (Çam & Sofuoğlu, 2023)	<i>Mild Steel Composite</i> Panjang: 200 mm Penampang: 52 mm × 52 mm Ketebalan: 0,135 mm	<i>Massa</i> (bumper): 1000 kg, <i>Velocity</i> : 54 km/h <i>Massa</i> (crash box): 450 kg, <i>velocity</i> : 21,6 km/jam	Berdasarkan rata – rata berat mobil
<i>Concept selection of car bumper</i>	<i>Composite</i>	<i>Massa</i> : 700 kg - 900 kg	Prosedur Uji Laboratorium NHTSA

<i>beam with developed hybrid bio-composite material.</i> (Davoodi dkk., 2011)		<i>Velocity: 4 km/h</i>	untuk Peraturan Bagian 581 Jaminan Keselamatan Standar <i>Bumper</i> ; 1990. Kecepatan rendah 4 km/jam: tidak ada kerusakan secara visual pada <i>bumper</i> . Kecepatan tinggi: Tidak ada kerusakan <i>bumper</i> setelah 8 km/jam. <i>Massa impactor</i> berdasarkan berat mobil antara 700 dan 950 kg untuk mobil kota kecil.
<i>Studies about the Behavior of the Crash boxes of a Car Body.</i> (Constantin B A dkk., 2016)	<i>Steel</i> Ketebalan: 1 mm	<i>Massa: 1500 kg</i> <i>Velocity: 4 km/h</i>	Berdasarkan ECE R-42, Uni Eropa, 1980. <i>Massa impactor</i> berdasarkan berat mobil
<i>Simulation Study of Elliptical Thin-Walled Structure Crash box with Holed Initiator through Axial and Oblique Impact.</i> (Jeffery, 2020)	<i>Aluminium Alloy</i> Panjang: 350 mm Ketebalan: 2 mm	<i>Massa: 275</i> <i>Velocity: 15 m/s</i>	Berdasarkan <i>New Car Assessment Program (NCAP)</i>

2.2 *Crash box*

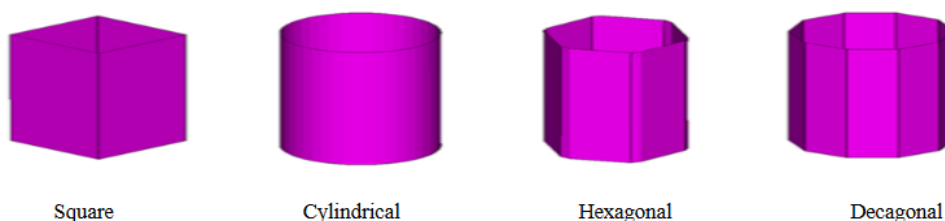
Crash box merupakan komponen penyerap energi tumbukan (*impact*) melalui proses deformasi untuk melindungi bagian struktur lain dan kemudian meneruskan gaya tumbukan yang tersisa (Han MS, 2014). *Crash box* merupakan komponen sistem bumper terletak di antara *bumper beam* dan *front rail*, umumnya terbuat dari material *mildsteel*, *aluminum alloy*, atau komposit. *Crash box* penting untuk meminimalkan kerusakan kabin utama dan menyelamatkan penumpang saat terjadi tabrakan pada kecepatan rendah. Sementara itu, selama tabrakan kecepatan

tinggi, *crash box* akan hancur terlebih dahulu untuk mengurangi benturan sebelum *front trail* menyerap sebagian besar energi. Apabila terjadi tumbukan dan *crash box* tidak terjadi deformasi maka, maka beban tumbukan tersebut akan langsung diteruskan ke dalam daerah kabin, dan penumpang akan langsung merasakan beban tumbukan tersebut. Seluruh energi tumbukan harus dapat diserap oleh *crash box* dengan terdeformasi plastis pada *crash box* tersebut.

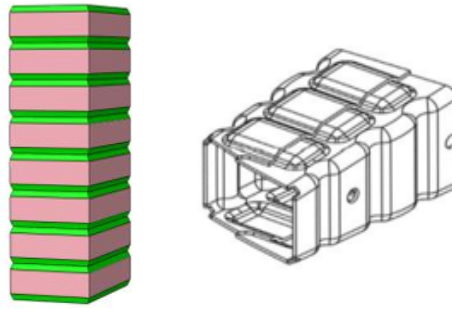


Gambar 2.12 *Aluminum crash box*

Desain *crash box* memiliki pengaruh yang besar terhadap kinerja penyerapan energi sistem bumper dan distribusi gaya tumbukan kendaraan. Parameter yang sering ditentukan untuk meningkatkan kinerja *crash box* meliputi ketebalan, dimensi penampang, jenis material dan pola pada *crash box*, yang disebut *crash bead* (C. Y. Wang dkk., 2018b). Ada beberapa desain bentuk *crash box* pada mobil seperti bentuk persegi (*Square*), persegi panjang (*rectangle*), lingkaran (*circular*), dan *hexagonal*. Bentuk desain dan ukuran *crash box* berpengaruh terhadap kinerja penyerapan energi tumbukan pada saat kecelakaan.



Gambar 2.13 Berbagai bentuk desain *crash box*



Gambar 2.14 Pola *crash bead* pada *crash box*

2.3 Sistem Manajemen Kecelakaan

Dalam desain sebuah mobil, tugas terpenting adalah meminimalkan kejadian dan akibat dari kecelakaan mobil. Keamanan otomotif dapat ditingkatkan dengan tindakan aktif dan juga pasif. Keselamatan aktif mengacu pada teknologi yang membantu pencegahan kecelakaan. Keselamatan pasif mencakup semua komponen kendaraan yang membantu mengurangi agresivitas saat terjadi kecelakaan seperti sistem bumper (*bumper beam* dan *crash box*). Prioritas perlindungan kecelakaan bervariasi terhadap kecepatan mobil saat terjadi kecelakaan, di antaranya:

1. Kecepatan hingga 15 km/jam, tujuan utamanya adalah meminimalkan biaya perbaikan.
2. Kecepatan antara 15 dan 40 km/jam, tujuan utama adalah melindungi pejalan kaki.
3. Kecepatan lebih dari 40 km/jam, perhatian terpenting adalah jaminan perlindungan penumpang.

Ada beberapa faktor yang harus diperhatikan dalam sistem manajemen kecelakaan. Faktor terpenting adalah kemampuan sistem untuk menyerap energi benturan yang cukup untuk memenuhi standar internal *Original Equipment Manufacturer* (OEM). Faktor penting lainnya adalah persyaratan untuk tetap utuh meski pada tumbukan berkecepatan tinggi.

2.3.1 Standar Uji Impact

Pada dasarnya ada tiga jenis tes tabrakan atau *impact* yang dilakukan oleh *vehicle safety assessment programs* (Program Penilaian Keselamatan Kendaraan), di antaranya:

1. *Axial front/rear collision test* (uji tabrakan depan atau belakang)
2. *Side collision test* (uji tabrakan samping)
3. Roll over crash test (uji tabrak berguling)

Sejumlah peraturan keselamatan untuk kriteria sistem bumper yang berbeda untuk mobil penumpang telah dikeluarkan oleh organisasi keselamatan pemerintah, perusahaan asuransi, atau *Original Equipment Manufacturer* (OEM) (NHTSA, 1989). Perusahaan asuransi biasanya menawarkan persyaratan yang lebih ketat daripada organisasi lain yang terlibat untuk mengurangi kerugian moneter mereka sendiri. Pada uji benturan rendah (*low impact*), sistem bumper harus mampu menyerap energi yang cukup besar. Sistem bumper baru tidak didesain untuk mengatasi seluruh energi tumbukan berkecepatan tinggi (*high impact*), tetapi diharapkan dapat meredam setidaknya 15% dari total energi (Tanlak N, 2015). Menurut *database Fatality Analysis Reporting System* (FARS) dan *National Automotive Sampling System* (NASS), setidaknya 90% dari semua tabrakan frontal terjadi dengan kecepatan hingga 56 km/jam (Stucki et al., 1998) dapat dilihat pada gambar 2.28.

Untuk meningkatkan keselamatan berkendara, sejumlah mobil baru yang diproduksi perlu mengikuti beberapa serangkaian tes uji tabrak yaitu *New Car Assessment Program* (NCAP). Program ini bertujuan untuk menguji faktor keselamatan mobil baru agar memenuhi standar keamanan yang telah ditentukan. Terdapat dua standar uji *impact* pada mobil yang umumnya menjadi standar uji *impact* yang digunakan yaitu, US NCAP oleh *National Highway Traffic Safety Administration* (NHTSA) dan Euro NCAP. US NCAP merupakan lembaga pengujian keselamatan dan keamanan standar Amerika Serikat. Euro NCAP merupakan lembaga pengujian keselamatan dan keamanan standar Uni Eropa. Parameter untuk nilai kecepatan uji *impact* standar US NCAP yaitu 56 km/jam (Witteaman, 1999), sedangkan nilai kecepatan uji *impact* untuk standar Euro NCAP yaitu 64 km/jam.

2.3.2 *Crashworthiness*

Crashworthiness adalah studi yang berfokus pada pelindung atau perlindungan pengemudi untuk mengurangi jumlah cedera fatal atau kerusakan besar pada kendaraan. *Crashworthiness* dapat didefinisikan sebagai studi penelitian yang melibatkan desain kendaraan baru atau yang lebih baik, penanggulangan keselamatan dan peralatan keselamatan seperti sistem bumper yaitu *crash box* dan bumper *beam* untuk otomotif dengan tujuan utama untuk meningkatkan keselamatan penumpang (Yusof et al., 2017). Ada beberapa parameter yang dijadikan penilaian untuk *Crashworthiness* (*Crashworthiness assessment*), yaitu *energy absorption*, *specific energy absorpstion*, *initial peak force*, *crush force efficiency*, *mean crushing force*, *peak acceleration* dan *peak velocity* (Li et al., 2017).

1. *Energy absorption* (EA)

Energy absorption merupakan parameter untuk menilai jumlah energi yang diserap. Parameter ini biasanya diidentifikasi sebagai area di bawah kurva Force-Displacement. Energi ini adalah energi yang diubah dari energi kinetik menjadi energi regangan plastis akibat material yang mengalami deformasi melebihi batas elastisnya. Secara matematika dapat dirumuskan:

$$EA = \int_0^s F(x)dx \quad (2.1)$$

Di mana s menunjukkan *crash displacement* dan F sebagai *impact force*.

2. *Specific Energy Absorpstion* (SEA)

Parameter ini digunakan untuk menghitung jumlah energi yang diserap per satuan massa, yang sering digunakan untuk memperkirakan kemampuan penyerapan energi struktur. Secara matematika dirumuskan:

$$SEA = \frac{EA}{M} \quad (2.2)$$

Di mana EA adalah *energy absorption* selama proses dan M adalah massa struktur.

3. *Initial Peak Force* (IPF)

Gaya ini merupakan gaya puncak awal beban akibat *impact* massa yang menumbuk pada arah *aksial*. Gaya tahanan *buckling* maksimum biasanya meningkat pada awal kompresi struktur. IPF yang lebih besar menunjukkan ketahanan awal struktur yang lebih tinggi terhadap *buckling* yang mengakibatkan kerusakan lebih tinggi dan cedera yang lebih parah. Gaya ini harus serendah mungkin karena menentukan seberapa besar gaya yang dibutuhkan untuk menyebabkan struktur berubah bentuk sebelum mentransfer efek gaya ke badan mobil.

4. *Mean Crushing Force* (MCF)

Mean Crushing Force (MCF) adalah indeks penting lainnya untuk menunjukkan kemampuan penyerapan energi untuk struktur. Secara matematika dirumuskan:

$$MCF = \frac{EA}{d} \quad (2.3)$$

Di mana EA adalah *energy absorption* dan d adalah *crushing distance*.

5. *Crush Force Efficiency* (CFE)

Crush force efficiency merupakan gaya resistansi puncak (fase awal *loading*) dan gaya rata-rata (*mean force*) yang merupakan parameter sangat penting karena secara langsung mempengaruhi perlambatan penumpang di dalam kendaraan. CFE merupakan indikasi untuk menunjukkan stabilitas struktur selama proses penghancuran. Secara matematika CFE dirumuskan:

$$CFE = \frac{MCF}{F_{max}} \quad (2.4)$$

MCF adalah *mean crushing force* dan F_{max} adalah gaya puncak maksimum (*maximum peak force*).

6. *Peak Acceleration* dan *Peak Velocity*

Akselerasi puncak terhadap waktu pantulan merupakan indikator yang sangat penting untuk menilai tingkat cedera penumpang akibat tabrakan mobil.

Secara umum, akselerasi puncak yang lebih rendah diinginkan, yang berarti mobil memiliki performa tahan benturan yang lebih baik.

2.4 *Internal Energy and Energy absorption*

Internal Energy pada saat *impact* yang sering dikaitkan dengan kemampuan material dalam menyerap dan menghilangkan energi. Deformasi Plastis, perubahan Energi Potensial, dan Proses internal lainnya berkontribusi terhadap kapasitas penyerapan energi struktur keseluruhan. Pada mekanika struktur dan ilmu material, energi internal mengacu pada total energi yang tersimpan dalam suatu struktur atau material akibat deformasi dan faktor internal lainnya.

Ketika suatu struktur mengalami deformasi akibat *impact*, *internal energy* akan meningkat di mana proses ini termasuk deformasi elastis dan plastis. *Strain energy* merupakan bentuk *internal energy* spesifik yang terkait dengan deformasi elastis suatu material. Dan material tersebut menyimpan energi dalam bentuk *strain energi*. *Internal energi*, *Energy absorption*, dan *Strain Energy* pada material atau struktur secara matematis dirumuskan sebagai berikut :

$$U = E_k + E_p + U_{strain} \quad (2.5)$$

Di mana U Merupakan total *Internal Energy* Struktur, E_k dan E_p merupakan energi kinetik dan potensial struktur, dan U_{strain} merupakan jumlah energi regangan elastis dan plastis pada struktur.

$$E_A = \int_0^S F ds \quad (2.6)$$

E_A adalah total penyerapan energi suatu struktur, F merupakan total gaya di area elastis dan plastis, dan s merupakan total *displacement* struktur.

$$U_{se} = \int \sigma d\varepsilon \quad (2.7)$$

U_{se} adalah *Strain Energy* struktur, σ Merupakan *stress* diarea elastis, dan ε merupakan *elastis strain*.

2.5 Energi Kinetik dan Energi Potensial

Energi Kinetik dan Potensial adalah dua bentuk energi yang terkait dengan gerakan dan posisi suatu struktur atau sistem. Energi kinetik merupakan energi yang terkait dengan gerakan suatu objek yang besarnya bergantung pada *massa* dan kecepatannya. Energi kinetik merupakan konsep penting dalam mekanika dan fisika, terutama ketika memahami gerakan benda dan perubahan energi yang terkait. Ketika objek mengalami percepatan atau melaju dengan kecepatan konstan, terjadi perubahan energi kinetik, dan energi ini dapat diubah menjadi bentuk energi lain seperti energi potensial atau energi panas dalam suatu sistem tertentu. Secara matematis energi kinetik dirumuskan sebagai berikut:

$$E_k = \frac{1}{2} mv^2 \quad (2.8)$$

Di mana E_k merupakan energi kinetik, m adalah *massa* objek, dan v merupakan kecepatan yang dimiliki objek.

Energi potensial adalah bentuk energi yang terkait dengan posisi atau keadaan suatu objek dalam medan gaya. Objek yang berada pada posisi tertentu dapat memiliki energi potensial yang dapat diubah menjadi energi kinetik atau energi lainnya ketika objek tersebut bergerak atau mengalami perubahan keadaan. Konsep energi potensial penting dalam memahami dinamika sistem fisika, terutama dalam konteks perubahan energi selama perpindahan objek atau proses fisika tertentu. Energi potensial juga dapat terkait dengan deformasi elastis dalam material struktur. Misalnya, energi potensial regangan dalam elemen struktur elastis dapat dihitung menggunakan hukum *Hooke*, yaitu:

$$U = \frac{1}{2} kx^2 \quad (2.9)$$

Di mana U Energi potensial elastis, k adalah kekakuan material, dan x adalah perubahan panjang atau deformasi.

2.6 Buckling

Buckling adalah deformasi secara tiba-tiba suatu komponen struktur yang dibebani beban tekan atau *compression load*, yang terjadi ketika beban tekan pada komponen tersebut mencapai nilai kritis. *Buckling* sering kali terjadi secara tiba-

tiba dan dapat menghasilkan perpindahan yang besar. Hal ini tidak selalu mengakibatkan material menjadi luluh (*yield*) atau patah, namun *buckling* masih dianggap sebagai mode kegagalan karena struktur yang mengalami *buckling* tidak dapat lagi menopang beban seperti keadaan semula.

Setiap komponen struktur yang panjang dan dibebani tekan mempunyai risiko *failure* akibat *buckling*. *Columns* merupakan contoh umum struktur yang mungkin mengalami *failure* akibat *buckling*. Masing-masing komponen rangka batang atau *trusses* sering kali dibebani dengan beban tekan, sehingga rangka batang atau *trusses* merupakan contoh lain struktur yang berisiko mengalami kegagalan akibat *buckling*.

2.6.1 Euler's Buckling Formula

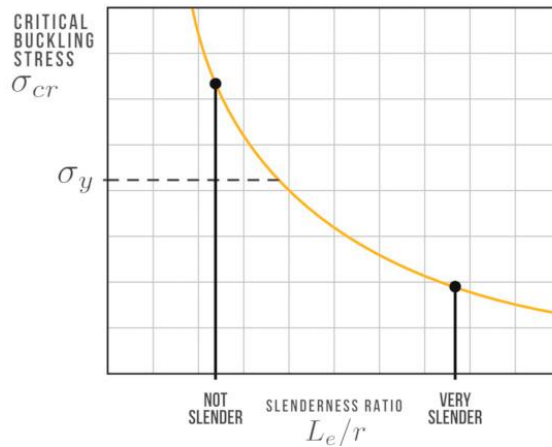
Euler's buckling formula merupakan persamaan sederhana yang digunakan untuk menghitung beban aksial P_{cr} dimana kolom atau balok akan tekuk (*buckling*). Pada beban *buckling* kritis, setiap gangguan kecil, baik itu gaya lateral atau ketidaksempurnaan kecil pada geometri kolom, akan menyebabkan kolom melengkung.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2} \quad (2.10)$$

Beban kritis hanya bergantung pada tiga parameter, *modulus Young E* material kolom, momen kedua luas I penampang kolom, dan panjang efektif L_e kolom.

2.6.2 Slenderness Ratio

Slenderness pada kolom akan secara signifikan mempengaruhi seberapa besar beban yang dapat ditopangnya sebelum tekuk, jadi menarik untuk melihat bagaimana tegangan tekuk kritis *Euler* bervariasi dengan rasio *slenderness*, hal ini ditunjukkan pada grafik di bawah.

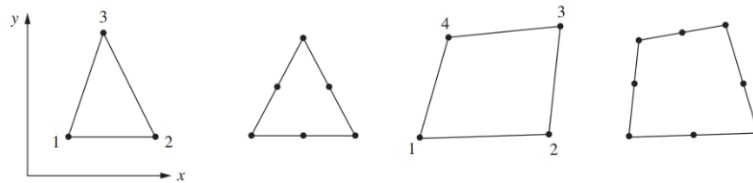


Gambar 2.15 Grafik *critical buckling stress – slenderness ratio*

Kolom yang sangat *slender* mempunyai rasio *slenderness* yang besar dan tegangan tekuk kritis yang sangat rendah. Untuk kolom kuat dengan rasio *slenderness* yang rendah tegangan tekuk kritisnya akan sangat besar. Garis horizontal putus-putus pada grafik di atas menunjukkan *compressive yield strength* material kolom σ_y . Untuk rasio *slenderness* yang sangat rendah, kekuatan material akan terlampaui sebelum batas tekuk tercapai. Hal ini berarti kita dapat menentukan dua daerah yang berbeda, daerah di mana kolom mengalami *failure* akibat hancur karena tegangan pada kolom melebihi *yield strength* material (yaitu untuk kolom kuat), dan daerah di mana kolom tersebut *failure* karena tekuk (yaitu untuk kolom *slender*). Kurva ini hanya mewakili perilaku teoritis kolom. Jika tegangan tekuk yang ditentukan secara eksperimental untuk kolom nyata, dapat melihat bahwa tegangan tekuk tersebut tidak sama persis dengan perilaku teoritis, hal ini ditunjukkan pada grafik di bawah.

2.7 *Finite Element*

Finite element analysis (FEA) merupakan metode numerik yang digunakan untuk mendapatkan solusi perkiraan untuk sebuah masalah yang diatur oleh persamaan diferensial. FEA memiliki banyak aplikasi di bidang teknik dan paling sering digunakan untuk melakukan analisis struktural, perpindahan panas, atau memodelkan aliran fluida. FEA menghasilkan sistem persamaan aljabar secara simultan sebagai solusi.

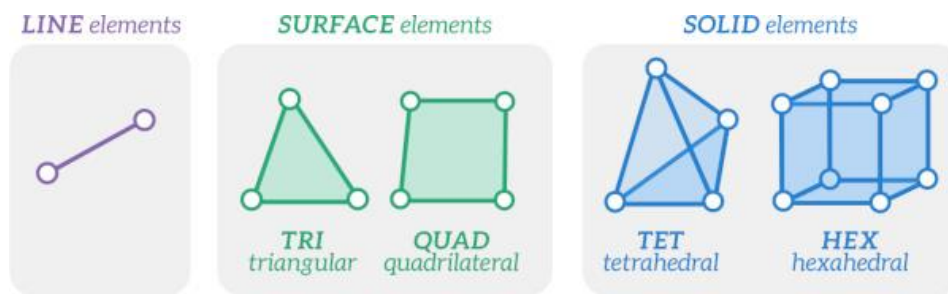


Gambar 2.16 Element dua dimensi sederhana dengan titik nodal (digunakan untuk mewakili tegangan/regangan bidang)

Oleh karena itu, proses pemodelannya menggunakan *diskritisasi* dengan membagi suatu benda ke dalam bentuk yang lebih kecil yang saling berhubungan pada titik nodal yang sama dengan dua atau lebih elemen garis. Solusi masalah struktural mengacu pada penentuan perpindahan pada setiap titik nodal dan elemen garis dengan tegangan dalam elemen pembentuk struktur ketika diberikan beban yang diterapkan.

2.7.1 *Element Types*

Ada berbagai macam bentuk elemen yang dapat dipilih dan digunakan untuk analisis FEA. Terdapat tiga katagori untuk jenis elemen yaitu *line element* (elemen garis), *surface element* (elemen *shell*), dan *solid element* (elemen solid). Elemen garis biasanya digunakan untuk memodelkan struktur satu dimensi seperti *beams*, batang atau *pipe* dengan geometri penampang elemen ditentukan pengguna. Elemen shell digunakan untuk memodelkan permukaan tipis seperti shell dengan ketebalan elemen ditentukan oleh pengguna. Elemen solid digunakan untuk memodelkan beda tiga dimensi (3D). Elemen *shell* yang paling umum adalah elemen segitiga (*triangular*) atau segi empat (*quadrilateral*). Elemen solid yang paling umum adalah *tetrahedral* dan *hexahedral*. Geometri kompleks sering kali hanya dapat digabungkan menggunakan elemen *triangular* dan *tetrahedral*. Elemen *quadrilateral* dan *hexahedral* cocok untuk geometri biasa, di mana elemen ini lebih efisien dan memerlukan lebih sedikit node. Jenis elemen terbaik akan bergantung pada masalah yang sedang dianalisis.



Gambar 2.17 Jenis elemen 1D, 2D, dan 3D

2.7.2 Degrees of Freedom (DOF) dan Stiffness Matrix

Setiap nodal dalam *finite element mesh* memiliki sejumlah DOF tertentu. Misalnya dalam analisis tegangan dua dimensi nodal akan memiliki 3 DOF, translasi pada sumbu X dan Y, dan rotasi pada sumbu Z. Untuk analisis termal, setiap node akan memiliki 1 DOF yaitu nodal temperatur. Untuk setiap elemen dalam *mesh*, vektor $\{u\}$ didefinisikan memuat semua DOF untuk elemen tersebut. Elemen *beams* dalam analisis dua dimensi akan memiliki total 6 DOF (tiga di setiap nodal).

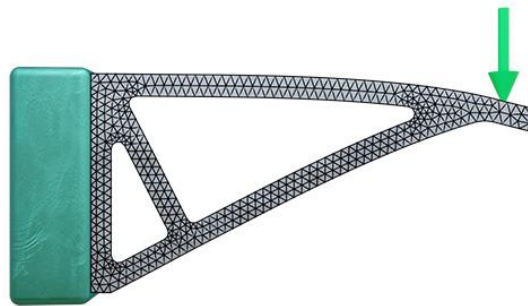
Setiap elemen dalam *mesh* memiliki sejumlah *stiffness*, yang pada dasarnya menentukan seberapa banyak nodal pada elemen yang akan berpindah ketika dikenakan gaya. Perilaku ini dapat diwakili oleh persamaan yang ditunjukkan di bawah ini:

$$\{f\} = [k]\{u\} \quad (2.11)$$

Displacements (translasi dan rotasi) di dalam nodal *displacements* vektor $\{u\}$ bergantung pada nodal *force* vektor $\{f\}$ yang memuat beban (gaya dan momen) dan bekerja pada nodal elemen dan *element stiffness matrix* $[k]$. *Element stiffness matrix* tergantung pada jenis elemen yang digunakan. *Element stiffness matrix* untuk elemen tertentu diturunkan dari persamaan kesetimbangan yang mengatur perilaku elemen tersebut yaitu persamaan diferensial (*differential equations*). Setelah *element stiffness matrix* untuk semua elemen dalam *mesh* telah ditentukan, kemudian semua *element stiffness matrix* digabungkan untuk membuat *global stiffness matrix* $[K]$ yang mewakili *stiffness* seluruh struktur.

2.7.3 Meshing

Meshing merupakan proses diskritisasi dengan membagi komponen menjadi kumpulan elemen-elemen kecil yang terhubung oleh *node*. *Meshing* adalah tahap *pre-processing* untuk simulasi *finite element* (FE). Kualitas *mesh* yang baik dapat menentukan keakuratan hasil pada sebuah proses simulasi *finite element*. Bentuk elemen dalam analisis FE harus terdistorsi dari bentuk idealnya saat menyatukan bentuk geometris yang tidak beraturan atau kompleks. Setiap elemen dirancang untuk bekerja dengan baik dalam rentang distorsi bentuk tertentu. Simetri dan keseragaman merupakan hal yang terpenting. Elemen simetris dengan sisi seragam dianggap sebagai elemen berkualitas tinggi. Ada beberapa indikator untuk menentukan nilai kualitas elemen pada sebuah *Meshing* (*mesh metrics*), yaitu *skewness*, *Jacobian ratio*, *orthogonal quality*, dan *aspect ratio*.

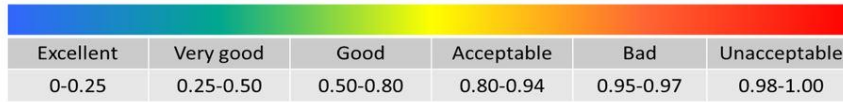


Gambar 2.18 *Meshing* pada struktur body breket

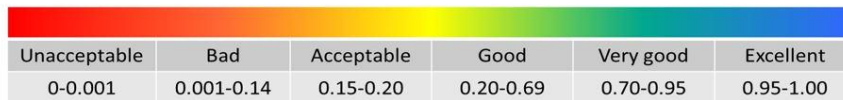
Skewness adalah salah satu ukuran kualitas utama untuk *mesh*. *Skewness* menentukan seberapa dekat ideal (sama sisi) sebuah *face* atau sel. Nilai *skewness* yang baik adalah 0 atau mendekati nilai 0. *Jacobian ratio* adalah pengukuran bentuk elemen tertentu dibandingkan dengan elemen ideal dimana bentuk ideal suatu elemen tergantung pada jenis elemen. Rasio Jacobian yang ideal adalah 1 atau mendekati nilai 1. *Range* nilai *orthogonal quality* adalah 0 hingga 1, di mana nilai 0 adalah nilai terburuk dan nilai 1 atau mendekati 1 adalah yang terbaik. *Aspect ratio* merupakan rasio antara karakteristik dimensi terbesar dan terkecil dari suatu elemen. *Aspect ratio* yang besar meningkatkan ketidakakuratan analisis FE dan berdampak buruk pada konvergensi hasil pada FE. Nilai *aspect ratio* yang ideal

adalah 1, tetapi tidak selalu dapat dipertahankan nilai tersebut. secara umum nilai *aspect ratio* dipertahankan antara nilai 1 sampai 5.

Skewness mesh metrics spectrum:



Orthogonal Quality mesh metrics spectrum:



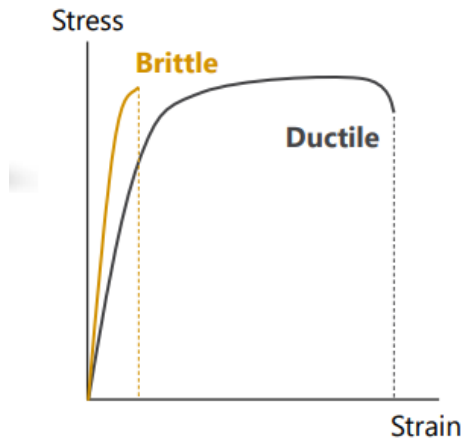
Gambar 2.19 *Mesh metrics skewness* dan *orthogonal quality*

2.8 Plastisitas Logam (*Metal Plasticity*)

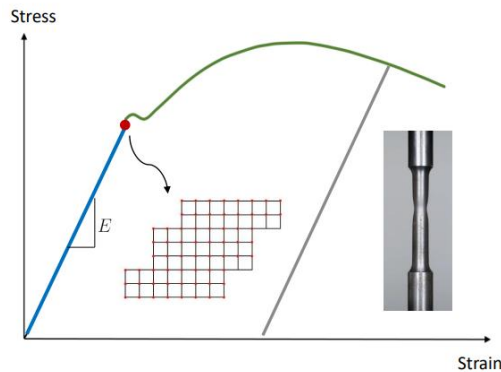
Material yang digunakan di berbagai industri maupun bidang lain dikarenakan sifat dan *properties* material tersebut telah memenuhi standar yang diperlukan. Sangat penting bagi para *engineer* untuk memahami bagaimana material berperilaku di bawah beban untuk desain dan analisis (Ansys Course, 2020). Pada kasus tabrakan mobil, distorsi muncul pada material hingga seluruh bagian depan mobil dikompresi seminimal mungkin. Kekuatan (*strength*) material tidak hilang secara tiba-tiba atau gagal tiba-tiba tetapi secara bertahap. Material tersebut dapat disebut *ductile material*. Jenis logam seperti *steel*, *copper*, dan berbagai tipe paduan tergolong *ductile material*. *Brittle material* merupakan tipe material tanpa mengalami banyak distorsi dalam material saat terjadi kegagalan. *Glass*, *ceramics* termasuk ke dalam material *brittle* karena mudah gagal atau pecah saat terjatuh.

Material logam memiliki pola perilaku yang serupa di bawah pembebanan. Pada gambar 2.35 merupakan kurva *stress-strain* dari material logam dalam uji tarik uniaksial. Pada awalnya hubungan antara tegangan dan regangan hampir linier, yang dapat dideskripsikan dalam hukum Hooke. Ketika mencapai titik tertentu, hubungan linier tidak ada lagi, garis singgung mulai berubah. Sepanjang kurva, kekakuan (*stiffness*) garis singgung berkurang, yang berarti bahwa dengan jumlah beban yang sama, material akan lebih banyak berubah bentuk. Jika beban

dihilangkan pada material, bagian dari regangan tidak akan kembali ke bentuk semula. Perilaku material seperti itu disebut plastisitas.

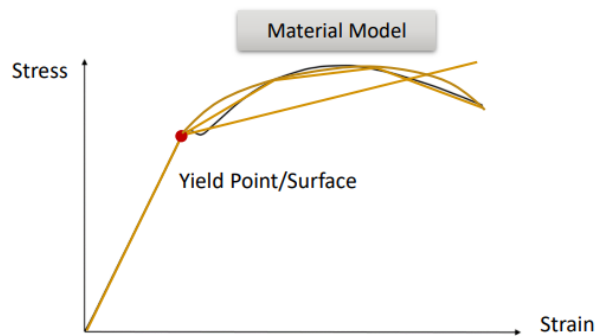


Gambar 2.20 Kurva *stress-strain* material



Gambar 2.21 Kurva *stress-strain* material logam pada uji tarik uniaksial

Hubungan antara tegangan dan regangan yang diukur dan membentuk mendekati garis lurus atau linier untuk rentang tertentu, material dimodelkan sebagai elastisitas linier (*linear elasticity*). Perilaku material dapat diamati dari *Young's modulus* dalam arah uniaksial. Di luar rentang elastisitas linier, untuk melihat perilaku suatu material dibutuhkan model plastisitas. Pada 1D, ambang plastisitas disebut *yield point*, sedangkan untuk 3D disebut *yield surface*.

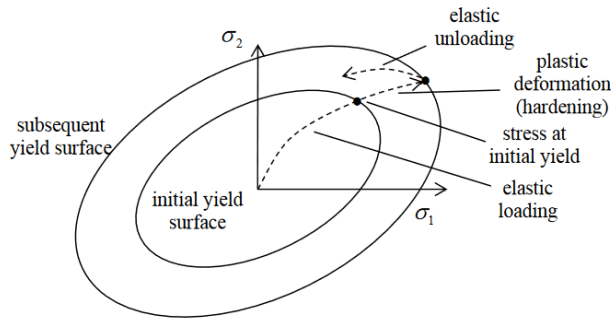


Gambar 2.22 *Yield point* dan *yiled surface* pada kurva *stress-strain*

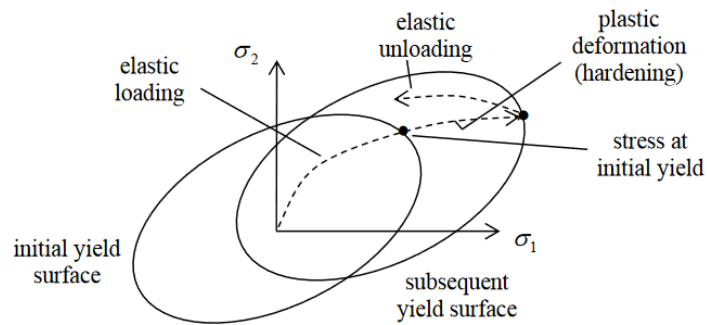
2.8.1 *Hardening* Plastisitas (*Hardening of Plasticity*)

Setelah melewati *yield point/surface*, kekuatan material terus bertambah, tetapi dengan kemiringan yang lebih kecil. *Hardening* mendeskripsikan bagaimana *yield surface* berubah di bawah deformasi plastis. *Hardening* mengatur perubahan dari kekuatan material sebagai material yang memiliki perilaku deformasi plastis. Bagian *hardening* plastisitas dapat diperkirakan dengan *single linear function* (*bilinear plasticity*), *piece-wise linear*, *high-order functions* (*nonlinear curve*). Hampir semua material memiliki tingkat *hardening* tertentu. Untuk plastisitas yang sempurna, para *engineer* dengan sengaja mengabaikan setiap peningkatan kekuatan setelah memasuki plastisitas. Ini mengarah pada hasil desain dan analisis yang lebih konservatif. Terdapat dua mode *hardening* pada material yaitu *isotropic hardening* dan *kinematic hardening*.

Aturan *isotropic hardening* meyakini bahwa *yield surface* mengembang (*expands*) secara proporsional ke segala arah ketika *yield surface* terlampaui. Gambar 2.37 menunjukkan bagaimana *yield surface* digambarkan pada *isotropic hardening*. Aturan *kinematic hardening* menyatakan bahwa *yield surface* tetap memiliki bentuk dan ukuran yang sama tetapi hanya di terjemahkan ke arah peningkatan tegangan atau dalam *stress space*. Gambar 2.38 menunjukkan bagaimana *yield surface* digambarkan pada *kinematic hardening*.



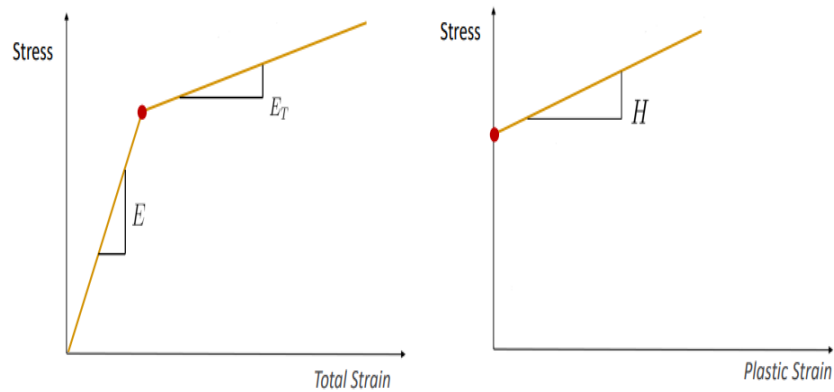
Gambar 2.23 *Isotropic hardening*



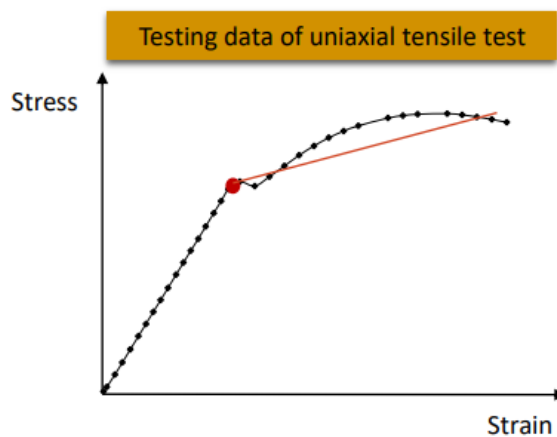
Gambar 2.24 *Kinematic hardening*

Dalam proses *isotropic bilinear hardening*, tegangan dan regangan berubah bahkan setelah mencapai deformasi plastis maksimum (Sai V & Sudula P, 2020). Namun perubahan bentuk tidak dapat diamati dengan jelas pada proses *bilinear hardening*. Input parameter pada *isotropic bilinear hardening* adalah *yield stress* dan *tangent modulus* dari kurva *stress-strain* material. *Tangent modulus* sebagai kemiringan kurva tegangan dan regangan pada daerah plastis yang akan berubah akibat deformasi. *Tangent modulus equivalent* dengan *Young's modulus* ketika batasnya terletak pada nilai kurva tegangan regangan yang diizinkan. *Tangent modulus* banyak digunakan untuk menentukan kekakuan material yang biasanya dilambangkan dengan E_T . *Tangent modulus* E_T dapat ditentukan secara matematis melalui hubungan *Young's modulus* E dengan *hardening modulus* H .

$$H = \frac{E_T}{1 - \frac{E_T}{E}} \quad (2.12)$$



Gambar 2.25 Kurva parameter *bilinear hardening*



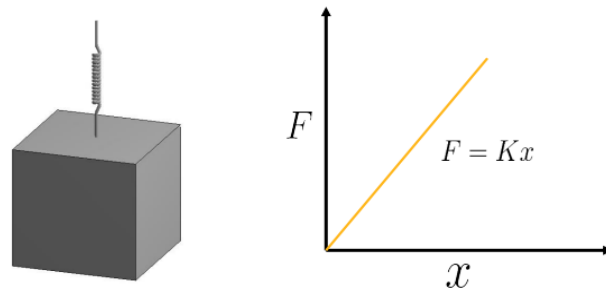
Gambar 2.26 Model *bilinear hardening*

2.9 Nonlinearities

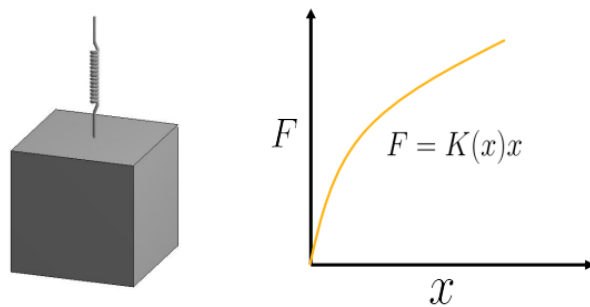
Jika respon gaya terhadap perpindahan pada suatu sistem mekanis adalah linier maka disebut sistem linier (Ansys Course, 2023). Pada gambar 2.41 menunjukkan sistem pegas sederhana dengan sebuah beban. *Stiffness* pegas tetap konstan selama deformasi, itulah sebabnya respon gaya untuk perpindahan tertentu meningkat secara linier. Secara matematis respon gaya yang diterapkan berbanding lurus terhadap perpindahan dan *stiffness*.

$$F = K \cdot x \quad (2.13)$$

Di mana F adalah gaya yang diterapkan, K merupakan *stiffness* material, dan x adalah perpindahan.



Gambar 2.27 Respon linier sistem pegas



Gambar 2.28 Respon nonlinier sistem pegas

Pada kenyataannya, sistem mekanis tidak selalu linier tetapi beberapa diantaranya dapat diidealkan sebagai linier untuk menyederhanakan analisis. *Stiffness* suatu sistem tidak konstan dan berubah selama deformasi, karena itu hubungan gaya dan perpindahan akan menjadi bentuk *nonlinear*. Secara matematis yaitu:

$$F = K(x)x \quad (2.14)$$

Bergantung pada bagaimana $K(x)$ yang berubah, maka kompleksitas untuk penyelesaian persamaan juga berubah. Dalam beberapa keadaan terutama dalam dunia industri, nonlinear sangat penting dan tidak dapat diabaikan. Seperti pada uji *Crashworthiness* tabrakan pada mobil di mana melibatkan deformasi yang sangat besar dan tidak dapat di analisa dengan menggunakan analisis linier.

Nonlinier dalam sebuah model dapat dilihat karena adanya *stiffness* yang berubah-ubah. Ada 3 tipikal yang dapat menjadi sumber dari *nonlinier* pada suatu sistem mekanis, yaitu deformasi yang besar, material yang bersifat *nonlinier*, dan

kontak permukaan yang bersifat *nonlinier*. Deformasi dianggap besar bila ada perubahan bentuk yang nyata terlihat pada struktur. Perubahan bentuk dapat mengakibatkan perubahan ketebalan, perubahan luas penampang, dan perubahan arah gaya. Semua perubahan tersebut dapat termasuk dalam respon *nonlinier*. Semua material memiliki perilaku *nonlinier* sampai pada taraf tertentu. Bergantung pada aplikasi dan jumlah deformasi, beberapa material dapat diasumsikan bersifat linier. Plastisitas pada logam merupakan perilaku material yang menjadi kunci untuk melihat proses yang terjadi. Mengabaikan plastisitas pada material dapat menghasilkan hasil analisa yang salah. Peningkatan perpindahan gaya yang diterapkan pada dua permukaan material yang saling kontak menyebabkan ketidaksinambungan dalam respon perpindahan-gaya yang menyebabkan ketidaklinieran.

2.10 Time Integration

Waktu merupakan faktor dalam semua fenomena, di mana untuk analisis statis efek waktu diabaikan untuk menyederhanakan sebuah analisa. Persamaan lengkap yang mengatur mekanika benda padat (*solid mechanics*) adalah persamaan gerak terhadap waktu (Ansys Course, 2020c). Persamaan statis dan dinamis dalam matematika dinyatakan:

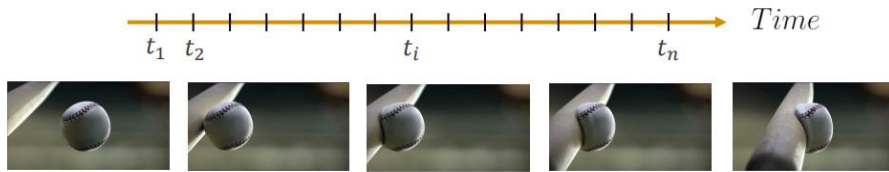
$$[K]\{u\} = \{f\} \quad (2.15)$$

Nilai *displacement* $\{u\}$ pada persamaan statis tidak diketahui dan menjadi parameter yang dicari pada analisis.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{f(t)\} \quad (2.16)$$

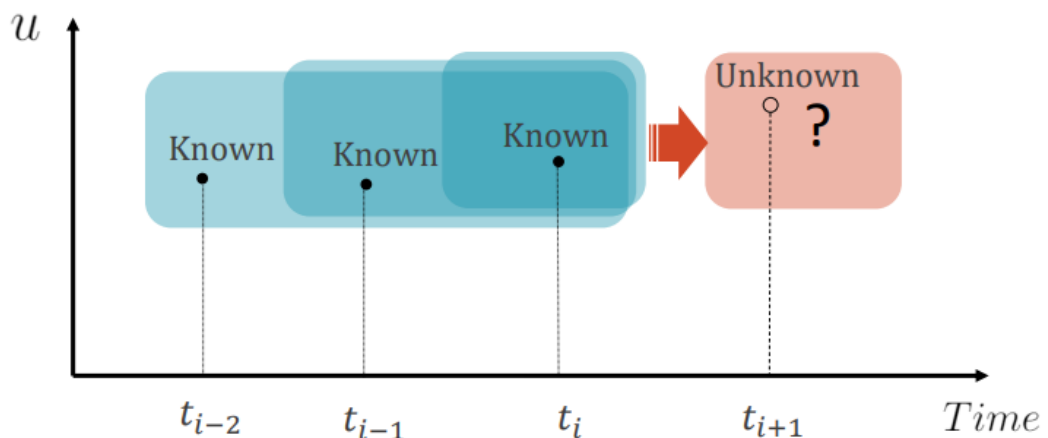
Masalah dinamis diselesaikan sebagai masalah domain waktu yang tidak diketahui dalam persamaan gerak sebagai percepatan $\{\ddot{u}\}$, kecepatan $\{\dot{u}\}$, dan perpindahan $\{u\}$. Ini menjadikan persamaan gerak sebagai *ordinary differential equation* (ODE). Idealnya, yang dicari merupakan deformasi, kecepatan, dan percepatan untuk seluruh periode waktu kontinu, yaitu $\ddot{u}(t)$, $\dot{u}(t)$, dan $u(t)$. Namun solusi secara analitik untuk ODE semacam ini tidak mungkin ditemukan untuk sebagian besar masalah yang realistis. Untuk mencari nilai tersebut dapat dilakukan dengan

membagi waktu menjadi *time step* yang terbatas dan menyelesaikan pada titik waktu ini, ini disebut *time integration method* atau *time-stepping*.



Gambar 2.29 Analitikal *time step* deformasi pada *baseball*

Gagasan utama *time integration* adalah menggunakan solusi yang diketahui dari *time step* sebelumnya untuk menemukan solusi *time step* berikutnya yang tidak diketahui. Ada banyak cara yang berbeda untuk menggunakan solusi *time step* yang diketahui sebelumnya. Beberapa metode hanya menggunakan satu solusi sebelumnya untuk menghitung hasil *time step* berikutnya. Beberapa metode lain menggunakan solusi dari beberapa *time step* sebelumnya (*linear multi-step method*). Dalam memecahkan ODE, *engineer* memilih metode *time integration* berdasarkan akurasi, stabilitas, dan karakteristik komputasinya untuk masalah tertentu. Ada dua katagori metode *time integration* yaitu *implicit time integration* dan *explicit time integration*.



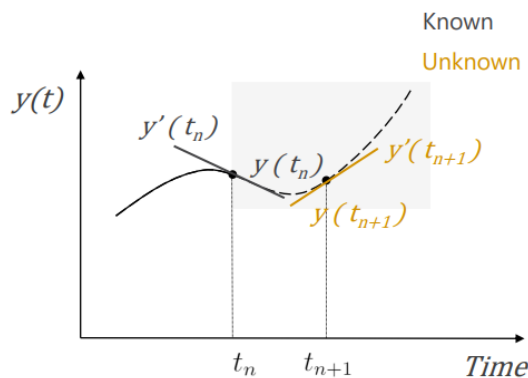
Gambar 2.30 Kurva perpindahan terhadap *time step*

2.10.1 Implicit dan Explicit Time Integration

Metode *time integration* secara luas dapat diklasifikasikan menjadi dua katagori yaitu *implicit* dan *explicit*. *Engineer* memilih antara *implicit* dan metode *explicit* berdasarkan karakteristik komputasi, stabilitas, dan akurasi. Untuk menjelaskan konsep *implicit* dan *explicit*, dapat menggunakan algoritma paling sederhana untuk *time integration*, yaitu:

$$y(t_{n+1}) = y(t_n) + \Delta t \cdot y' \quad (2.17)$$

Selisih *time step* yang diketahui dan tidak diketahui adalah penambahan waktu Δt dikalikan penurunan fungsi/slop dari fungsi y' . Kunci untuk membedakan *implicit* dan *explicit* adalah menentukan apa yang digunakan untuk y' . Untuk *implicit time integration*, gunakan slop atau kemiringan pada step yang tidak diketahui $y'(t_{n+1})$ untuk mencari penyelesaian selanjutnya. Pada *explicit time integration*, gunakan kemiringan pada step $y'(t_n)$ yang diketahui untuk mencari penyelesaian selanjutnya.

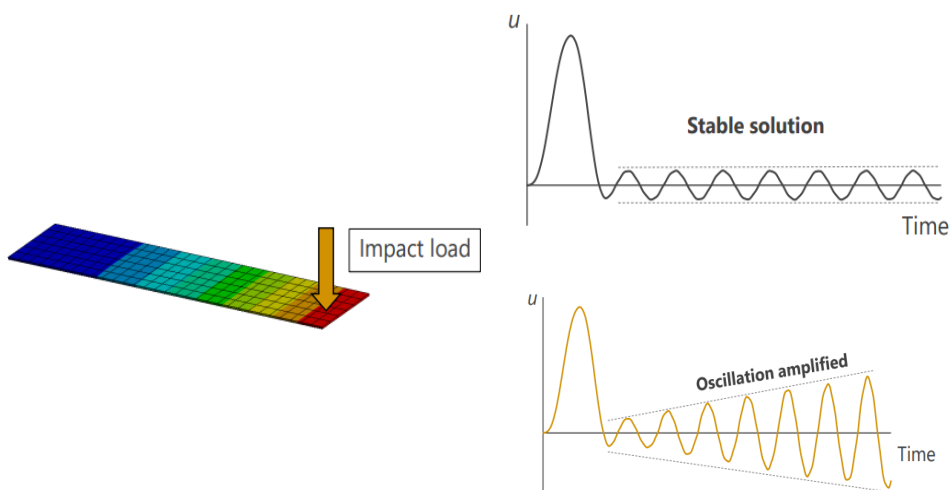


Gambar 2.31 Kurva perbedaan slop y' pada *implicit* dan *explicit*

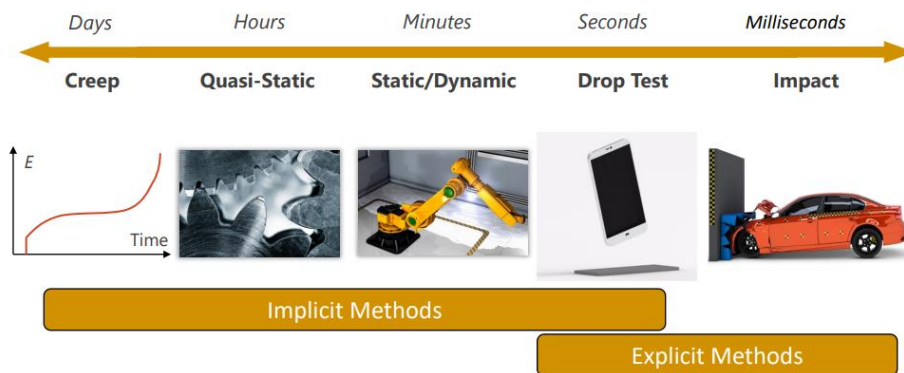
Metode *implicit* membutuhkan usaha perhitungan ekstra untuk menyelesaikan persamaan untuk setiap *time step* dan dapat sangat sulit untuk dipecahkan untuk masalah praktis. Pada metode *explicit* tidak memiliki masalah perhitungan seperti pada metode *implicit*. Metode *explicit* memiliki masalah stabilitas jika ukuran *time step* yang dipilih tidak tepat, sedangkan metode *implicit* terbukti stabil untuk sistem linier. Karena keterbatasan ukuran *time step*, metode *explicit* biasanya tidak digunakan dalam masalah dinamis dengan durasi yang lama. Di bawah ini merupakan perbedaan metode *implicit* dan *explicit*.

Tabel 2.2 Perbedaan metode *Implicit* dan *Explicit*

Parameter	<i>Explicit</i>	<i>Implicit</i>
Stabilitas	Bergantung pada ukuran <i>time step</i>	Stabil tanpa syarat
Ukuran <i>time step</i>	Sangat kecil	Besar
Untuk masalah <i>nonlinier</i>	Tidak membutuhkan iterasi	Membutuhkan iterasi
Kecepatan penyelesaian	Cepat	Lambat



Gambar 2.32 Kondisi stabilitas respon ketika *impact load* diterapkan



Gambar 2.33 Kondisi penerapan metode *implicit* atau *explicit*

Untuk metode *implicit*, solusinya tersirat dalam persamaan akhir, yang harus diselesaikan. Untuk metode *explicit*, solusinya tidak tersirat atau eksplisit yang diperoleh secara langsung. Jika itu adalah masalah *nonlinier*, untuk metode *implisit*, diperlukan iterasi Newton untuk menemukan solusi di setiap *time step*. Gambar 2.45 merupakan beberapa kondisi atau keadaan yang dapat menerapkan metode *implicit* atau *explicit* untuk analisis.

2.11 *Explicit Dynamics in Simulation*

Dinamika *explicit* memungkinkan menangkap peristiwa *physic* berdurasi singkat, *nonlinieritas* mungkin sangat tinggi, sehingga tidak mungkin mencapai konvergensi dengan metode *implicit* (Ansys Course, 2022). Analisis dinamis mencakup berbagai macam simulasi, beberapa diantaranya berdurasi panjang seperti creep dan lainnya berdurasi pendek seperti ledakan, simulasi jatuh, dan impact. Ada banyak cara untuk menyelesaikan analisis dinamis dan pendekatan khusus lebih baik dalam beberapa kondisi, untuk menyelesaikan model secara efektif dan untuk menghindari masalah konvergensi. Metode *implicit* biasanya digunakan dalam analisis dinamik berdurasi panjang, dan metode *explicit* lebih baik digunakan untuk analisis dinamik berdurasi singkat. Metode *explicit* persamaan tidak digabungkan dan dapat diselesaikan secara langsung atau dinyatakan secara eksplisit. Oleh karena itu, iterasi tidak diperlukan dan karenanya tidak memerlukan pemeriksaan konvergensi selama penyelesaian. Konvergensi dijamin kecuali terjadi kesalahan energi selama simulasi. Tidak diperlukan inversi matrik kekakuan. Semua *nonlinier* termasuk kontak, termasuk vektor gaya internal. Solusi untuk *explicit* bisa jadi tidak stabil dan mungkin perlu kondisi stabilitas.

2.11.1 *Courant Friedrich Lewy (CFL) Condition*

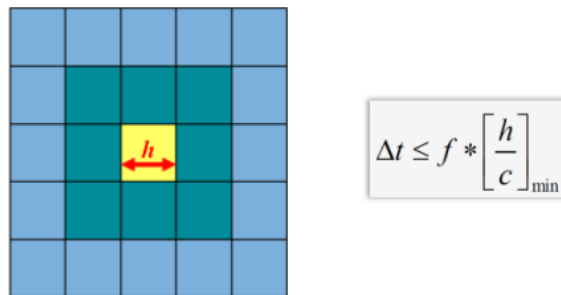
Untuk memastikan stabilitas, ukuran time step dibatasi oleh kondisi *Courant Friedrich Lewy (CFL)*. *Time step* harus dibatasi sehingga gelombang tegangan tidak dapat bergerak lebih jauh dari panjang karakteristik elemen terkecil dalam suatu *time step*. Saat menggunakan metode *explicit* terkadang menemukan kasus di mana telah diatur model dengan benar, tetapi hasilnya tampak tidak sesuai secara intuitif. Alasan dalam kasus ini mungkin stabilitas bersyarat metode *explicit*. Tidak seperti metode *implicit*, metode integrasi waktu *explicit* adalah *conditional*

stabil. Artinya stabil hanya ketika ukuran *time step* kurang dari batas tertentu atau *time step* kritis ($\Delta t \leq t_{crit}$). Kondisi tidak stabil mungkin disebabkan *time step* yang terlalu besar yang menyebabkan solusi menjadi tidak stabil. Batasan ukuran *time step* yang diizinkan merupakan alasan utama mengapa metode *explicit* tidak digunakan untuk mensimulasikan fenomena yang terjadi dalam skala waktu yang lebih lama dari menit, jam, atau hari.

Ukuran *time step* kritis sebanding dengan waktu yang diambil oleh gelombang tegangan merambat melalui panjang elemen terkecil dalam model. Persamaan dibawah mewakili kondisi stabil untuk metode *explicit* yang disebut *Courant Friedrich Lewy* (CFL).

$$t_{crit} = f \times \frac{L}{c} \quad (2.18)$$

Dimana f adalah *scale factor* dengan nilai ≤ 1 , L merupakan karakteristik panjang elemen terkecil dalam sebuah *mesh*, dan c merupakan kecepatan suara didalam suatu material. Jenis dan ukuran elemen *time step* kritis menentukan karakteristik panjang suatu elemen. Semakin kecil ukuran elemen, semakin kecil *time step* yang diperlukan untuk mencegah gelombang tegangan menekan sepenuhnya melalui elemen.



Gambar 2. 34 *Time step* berdasarkan karakteristik panjang elemen

Time step berbanding terbalik dengan kecepatan dimana gelombang suara merambat dalam material. Kecepatan suara dalam *beam*, *shell* dan elemen padat/*solid* dapat dinyatakan dalam bentuk rasio *young's modulus* (E), *poisons ratio* (ν), dan *density* (ρ). Secara umum *time step* kritis akan lebih kecil untuk material

yang sangat kaku dan ringan, dan lebih besar untuk material yang berat. Secara matematis kecepatan suara dalam elemen *beam*, *shell*, dan *solid* dinyatakan:

$$\text{Beam, } c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (2.19)$$

$$\text{Shell, } c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}} \quad (2.20)$$

$$\text{Solid, } c = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{\rho(1+\nu)(1-2\nu)}} \quad (2.21)$$

Untuk menentukan berapa siklus minimal yang diperlukan (*number of cycles n*) saat simulasi untuk stabilitas kondisi sesuai waktu pengamatan yang diinginkan (*end time T*) dapat ditentukan dengan persamaan:

$$n = \frac{T}{\Delta t} \quad (2.22)$$

n adalah jumlah siklus minimal yang diperlukan, *T* merupakan waktu pengamatan yang diinginkan (*end time*), dan Δt adalah *time step*.

Semakin kecil nilai *time step*, waktu yang diperlukan untuk komputasi juga semakin lama. Untuk mengurangi waktu yang dibutuhkan untuk penyelesaian dengan mengurangi jumlah siklus yang dapat dicapai dengan meningkatkan *time step* kritis. Salah satu cara untuk melakukannya dengan menambah panjang karakteristik yang ditentukan oleh elemen terkecil di seluruh *mesh* atau meningkatkan massa bagian pada model (*mass scaling*). *Mass scaling* yang ditambahkan harus merupakan persentase kecil dari massa sebenarnya atau massa yang ditambahkan kurang dari 5% dari masa aktual, agar tidak mengganggu efek inersia.

2.11.2 Energy Balance in Explicit Dynamics

Dalam analisis *implicit*, konvergensi didasarkan pada gaya, momen, perpindahan, panas, dan lainnya untuk memastikan kesetimbangan. Formulasi numerik untuk memecahkan masalah *explicit dynamics* hanya memperhitungkan kekekalan massa dan momentum, tetapi tidak untuk kekekalan energi. Untuk memastikan simulasi memprediksi hasil yang akurat, pemecah *explicit* selalu

memeriksa neraca energi total untuk memantau konservasi energi. Selama simulasi *explicit dynamics*, energi total sistem harus selalu di konservasikan. Sesuai dengan hukum kekekalan energi, energi tidak dapat diciptakan atau dimusnahkan, dan hanya dapat diubah dari satu bentuk energi ke bentuk yang lain. Suatu sistem harus selalu memiliki jumlah energi yang sama, kecuali jika energi tersebut ditambahkan atau hilang keluar. Persamaan di bawah ini menjelaskan energi total dalam sistem.

$$U_T = U_i + W + Q \quad (2.23)$$

U_T adalah total energi internal, U_i merupakan inisial energi internal, W adalah kerja yang dilakukan oleh sistem, dan Q adalah *heat* yang hilang atau ditambahkan.

Saat memecahkan masalah dinamika *explicit*, mungkin ada sumber berbeda yang menyebabkan ketidakseimbangan energi yaitu *hourglass energy*, *erosion*, *boundary conditions*. *Hourglass energy* adalah energi error atau error *numerical* pada *explicit dynamics* yang mengarah pada *zero* energi yang tidak menghasilkan *strain* dan *stress*. *Hourglass energy* dapat disebabkan oleh data material *properties* yang salah, *course mesh*, *load* yang dilokalkan pada bagian sisi, dan bahkan pemilihan elemen. *Hourglass energy* harus memiliki persentase yang kecil dari jumlah total energi dalam sistem. Untuk menghindari *hourglass energy*, dapat dengan menyempurnakan *mesh* dan memverifikasi data material *properties*. Selain itu, dapat menggunakan *hourglass damping* yang ditambahkan ke gaya nodal di setiap sudut elemen segi empat dan hexahedral untuk menahan bentuk distorsi elemen tersebut.

Sumber kedua yang dapat menyebabkan ketidakseimbangan energi yaitu *erosion*. Ketika elemen *lagrange* yang terdistorsi *erosion* dari simulasi ketika memenuhi kriteria yang telah ditentukan, massa elemen ini juga dihilangkan dari perhitungan. Karenanya, energi yang tersimpan dalam kehilangan massa itu juga hilang. Jadi internal energi total berkurang saat elemen yang terdistorsi terkikis dan menyebabkan ketidakseimbangan energi. Mengatasi masalah *erosion* dengan menetapkan kriteria *erosion* sedemikian rupa pada model saat simulasi sehingga tidak mempengaruhi keakuratan hasil. Sumber selanjutnya bisa berupa *boundary conditions* yang diterapkan pada sistem. Jika selama simulasi *explicit dynamics*,

terjadi peningkatan energi akibat usaha yang dilakukan oleh gaya eksternal, misalnya *boundary condition displacement*, gravitasi atau *acceleration*, atau penambahan bagian baru atau material baru, energi arus mungkin melebihi energi referensi, dengan demikian kemungkinan mengalami ketidakseimbangan energi.



Gambar 2.35 Plot *hourglass energy*

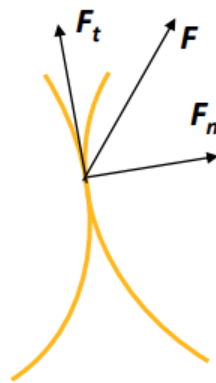
2.12 *Connections in Numerical Model*

Pada *setup* sebuah model untuk analisa numerik, semua komponen pada model merupakan bagian individual dan perlu untuk menentukan cara sebuah komponen tersebut berinteraksi satu sama lain sehingga dapat mentransfer gaya diantara komponen. *Connections* dalam model numerik merupakan sebuah elemen yang mentransfer gaya antara dua bagian atau komponen yang berbeda dalam satu *body* model. Sifat *connections* yang dipilih secara langsung mempengaruhi keakuratan perhitungan dalam analisa numerik. ANSYS *Mechanical* menyediakan beberapa tipe *connections* yang berbeda yaitu *contact connections*, *joint connections*, dan *beam connections*. Setiap jenis *connections* memiliki opsi yang berbeda untuk representasi gaya atau momen yang akurat untuk sebuah *assembly*.

2.12.1 *Contact*

Ketika dua komponen dalam satu kontak fisik, setiap komponen mendistribusikan gaya satu sama lain dimana untuk menangkap efek gaya akibat interaksi antara komponen yang bersentuhan, dalam analisis numerik diperlukan sebuah model *contact* atau *contact modelling* (Ansys Course, 2020). *Governing equation* menangkap sifat fisik secara matematis, tetapi tidak memperhitungkan

mekanisme antara dua benda yang berbeda. Kondisi ini dapat diamati dalam bentuk lain dari sebuah model yang disebut *contact modelling*. Pada *contact* antara dua komponen terdapat dua vektor gaya di titik *contact* yaitu vektor gaya arah normal (F_n) dan vektor gaya arah tangensial (F_t). Komponen arah normal F_n untuk mencegah penetrasi satu sama lain, dan komponen arah tangensial F_t untuk mencegah komponen *sliding* atau pergeseran relatif satu sama lain. Berdasarkan bagaimana vektor gaya ini bekerja dalam sebuah *contact*, terdapat tiga jenis *contact* yaitu *bounded contact*, *frictionless contact*, *frictional contact*.



Gambar 2.36 Vektor gaya *contact*

1. *Bounded Contact*

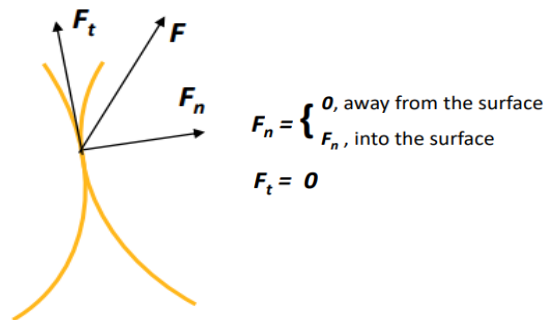
Pada *bounded contact*, kedua permukaan komponen berinteraksi sedemikian rupa sehingga kedua komponen tersebut tidak terpisah atau bergeser satu sama lain. Dengan kata lain, gaya normal dan gaya tangensial sangat kuat dimana cenderung menolak gaya apa pun yang menyebabkan gerakan relatif diantara mereka.

Bounded contact pada model analisa numerik dapat digunakan untuk memodelkan kondisi sambungan seperti *welding*, *adhesive contact*, dan beberapa sambungan yang dibaut.

2. *Frictionless Contact*

Pada *frictionless contact* terdapat perbedaan kondisi pada gaya normal dan gaya tangensial. Dalam arah normal, *contact* permukaan antar komponen dapat terpisah satu sama lain, tetapi tidak dapat berpenetrasi satu sama lain. Dalam arah *tangensial*, permukaan antar komponen yang berinteraksi dapat

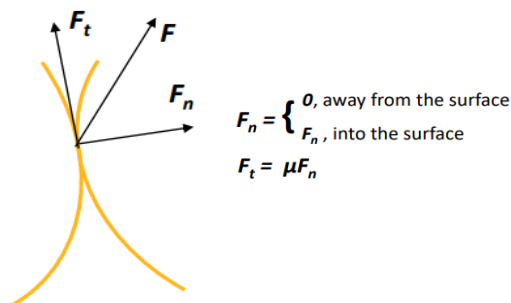
bergeser tanpa batasan ($F_t = 0$). Pada *interface* yang dilumasi dapat dimodelkan sebagai *frictionless contact*.



Gambar 2.37 Nilai vektor gaya *frictionless contact*

3. *Friction Contact*

Friction contact merupakan jenis *contact* yang paling sering dijumpai. Pada *friction contact* sama halnya dengan *frictionless*, pada arah normal *contact* permukaan antar komponen dapat terpisah satu sama lain, tetapi tidak dapat berpenetrasi satu sama lain. Namun pada gaya tangensial bernilai tidak sama dengan nol, sebaliknya merupakan fungsi dari gaya normal. Pada umumnya digunakan hukum *Coulomb's law of friction* untuk memrepresentasikan nilai gaya tangensial, dimana yang menyatakan bahwa gaya gesek berbanding lurus dengan gaya normal.



Gambar 2.38 Nilai vektor gaya *frictionless contact*

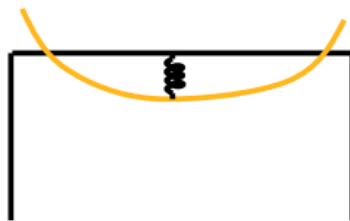
2.12.2 *Numerical Modelling of Contact*

Secara analisa numerik, *contact* mempunyai tiga aturan untuk setiap formulasi *contact* yang dimasukkan ke dalam model untuk membuat *contact* antar

komponen, yaitu tidak ada penetrasi antara dua komponen, keseimbangan antara gaya yang diterapkan dan gaya *contact* apabila terjadi masalah statis, dan konservasi momentum dalam kasus dinamis seperti *impact*. Secara umum, ada dua formulasi *contact* yang dapat memenuhi aturan ini, yaitu *penalty formulation* dan *lagrange formulation*.

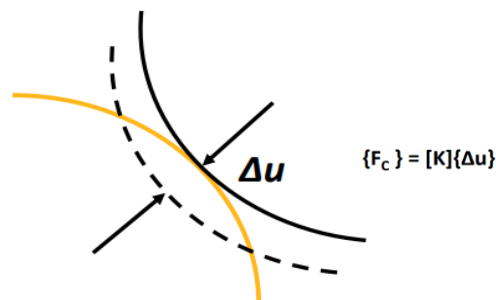
1. *Penalty Formulation*

Penalty formulation memperlakukan *contact* sebagai pegas kaku (*stiff spring*) yang menolak penetrasi komponen satu sama lain. Tahanan ini dimodelkan dalam bentuk *contact stiffness* yang diturunkan sebagai fungsi dari beberapa faktor seperti sifat material dari kedua komponen, geometri kedua permukaan, dan kinematika kedua komponen. *Contact stiffness* digunakan pada arah normal maupun arah tangensial.



Gambar 2.39 *Stiff spring* pada *penalty formulation*

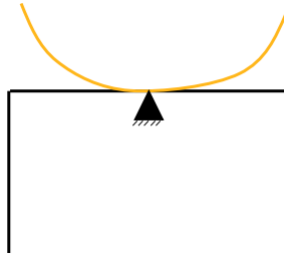
Penalty formulation memungkinkan adanya sejumlah penetrasi kecil (Δu) antara dua komponen. *Contact stiffness* harus cukup besar untuk memberikan gaya pemulihan yang cukup untuk mengurangi penetrasi hingga mendekati nol.



Gambar 2.40 Model *contact stiffness*

2. Lagrange Formulation

Lagrange formulation memperlakukan *contact* sebagai *constraint*. Berbeda dengan *penalty formulation*, *lagrange formulation* tidak memerlukan *contact stiffness* dimana penetrasi *contact* antara dua komponen adalah nol. Vektor traksi *contact* dimasukkan sebagai bagian dari vektor gaya reaksi total.



Gambar 2.41 Model *lagrange formulation*

Ada beberapa kelebihan dan kekurangan pada *penalty formulation* dan *lagrange formulation* pada penggunaannya. Pemilihan formulasi *contact* pada analisis numerik harus tepat dan disesuaikan dengan analisis yang dilakukan agar hasil numerik yang didapat lebih akurat. Tabel 2. merupakan perbandingan kelebihan dan kekurangan *penalty formulation* dan *lagrange formulation*.

Tabel 2.3 Kelebihan dan kekurangan *penalty formulation* dan *lagrange formulation*

<i>Features</i>	<i>Penalty Formulation</i>		<i>Lagrange Formulation</i>	
	<i>Advantages</i>	<i>Disadvantages</i>	<i>Advantages</i>	<i>Disadvantages</i>
Penetrasi		Beberapa penetrasi di ijin	Tidak ada penetrasi	
<i>Contact stiffness</i>		Respon sistem bergantung pada <i>contact stiffness</i>	Respon sistem tidak bergantung pada <i>contact stiffness</i>	
<i>Over constraint</i>	Tidak ada <i>over constrain</i>			Ada kemungkinan <i>over constraint</i>
Waktu komputasi	Relatif tidak lama			Relatif lama

[Halaman ini sengaja dikosongkan]

BAB 3

METODE PENELITIAN

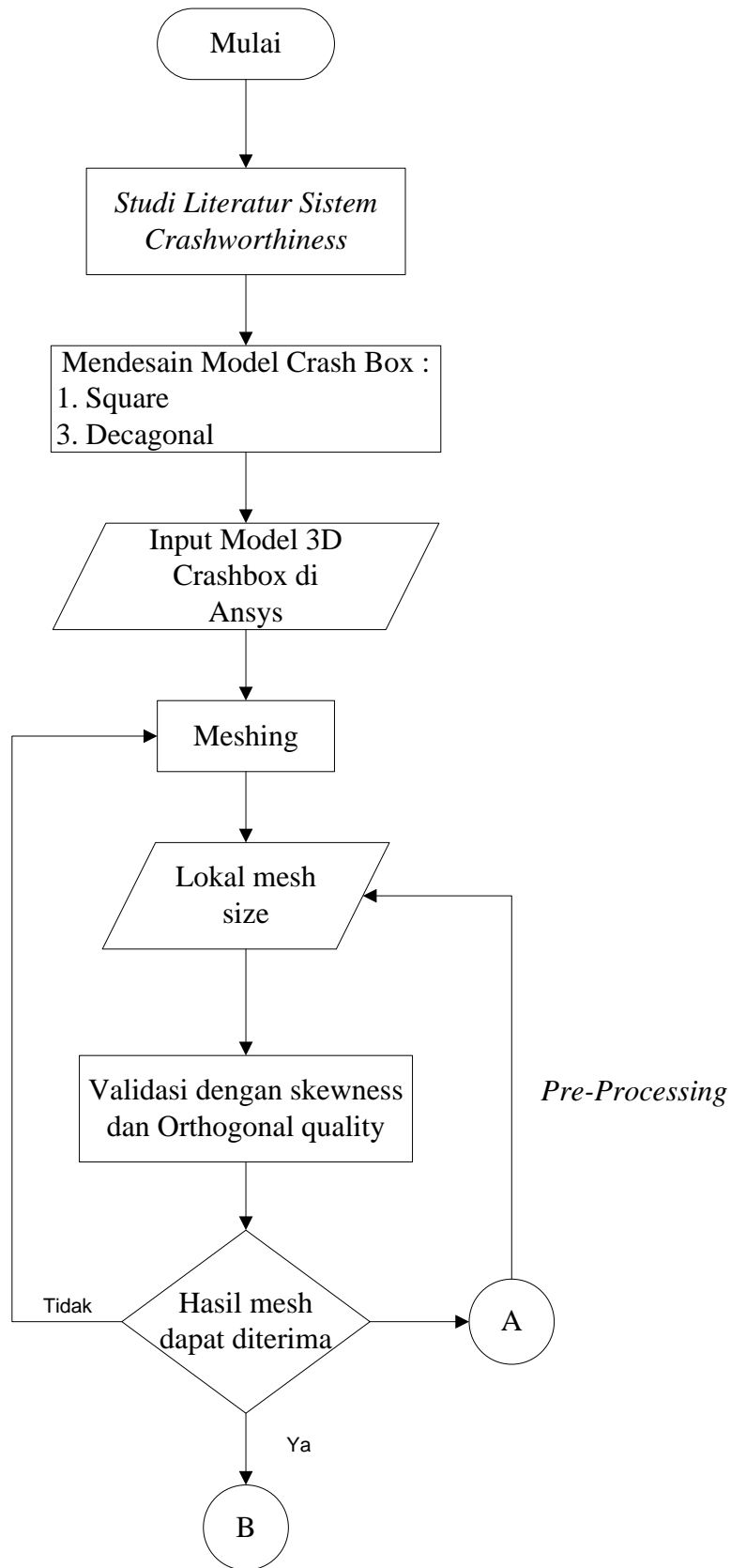
Pada tesis ini dibahas metode penelitian yang akan digunakan yang kemudian di uraikan secara singkat:

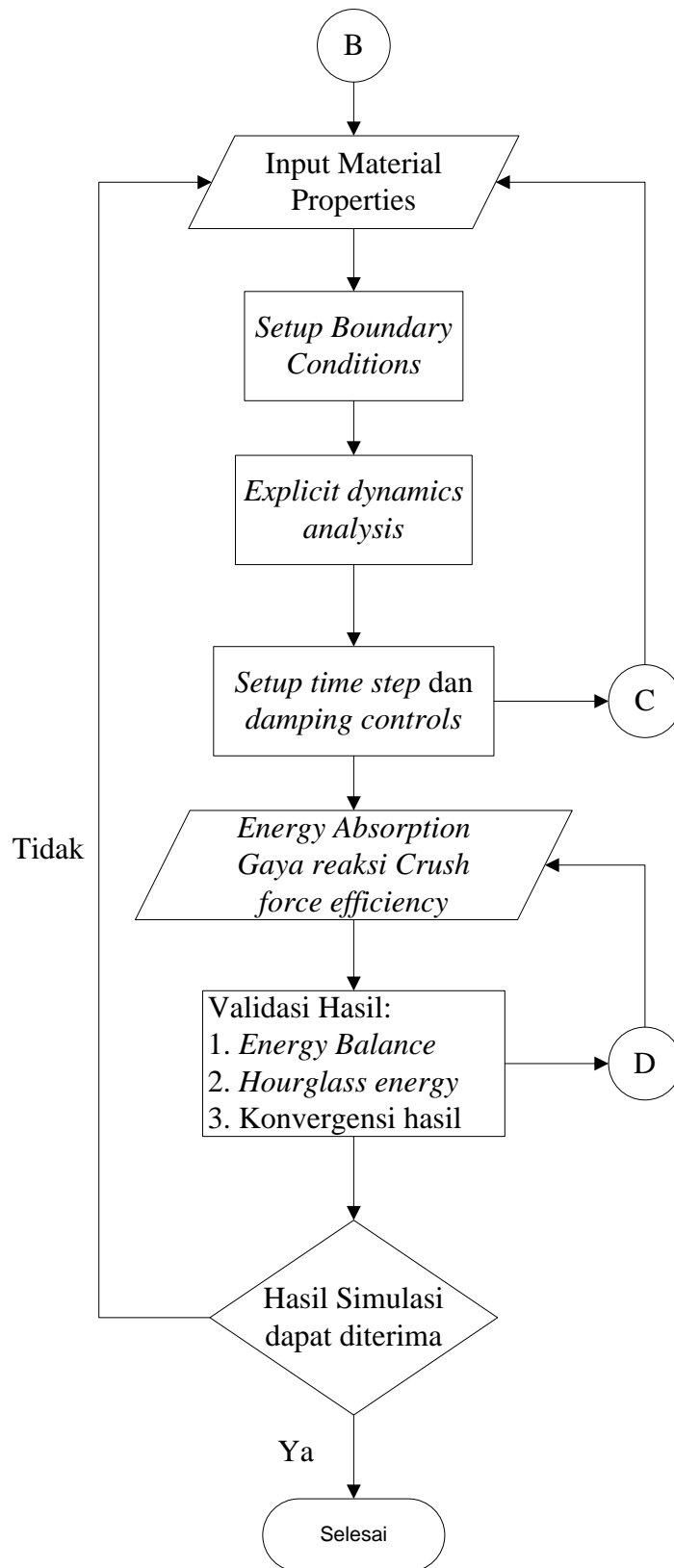
3.1 Metodologi Penelitian

Metodologi pada penelitian ini akan diuraikan secara singkat dan rinci untuk menjawab pengembangan desain *Crash box* Sehingga tujuan penelitian dapat tercapai, berikut adalah tahapan penelitian yang digunakan:

1. *Review* Studi Literatur yang membahas *Crash box* dan *Crashworthiness* pada mobil.
2. Dari hasil *Review* dilakukan Re Desain *Crash box* menggunakan *Software Inventor*.
3. Desain Baru *Crash box* di simulasikan numerik menggunakan *Finite Element* Menggunakan *Software ANSYS Explicit Dynamics*. Hasil Simulasi digunakan untuk menilai desain *Crash box* berdasarkan kriteria *Crashworthiness assessment* dan penggunaan parameter simulasi sesuai standar pengujian.
4. Pada Tahapan pertama simulasi numerik ini yaitu melakukan *pre-processing* dengan melakukan *input* model yang didesain pada *Software Inventor* dan di *export* ke dalam format **stp* yang mendukung format *Ansys* dan selanjutnya desain tersebut dilakukan *Meshing*.
5. Pada Tahapan kedua Simulasi Numerik yaitu *Processing* dengan menginput *Properties Material*, Menentukan *Boundary Conditions*, dan melakukan Setup *Explicit Dynamics Analysis*.
6. Pada tahapan Ketiga simulasi numerik yaitu melakukan *Post Processing* dengan menampilkan hasil Simulasi *finite Element* dan melakukan validasi hasil simulasi.
7. Melakukan analisis hasil simulasi numerik yang telah divalidasi dan numerik

Berikut adalah *Flow Chart* Proses Penelitian pada gambar 3.1





Gambar 3.1 Diagram alur penelitian

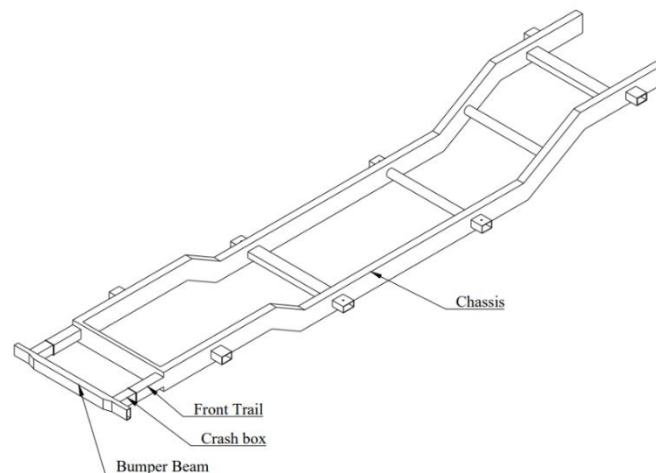
3.2 Studi Literatur

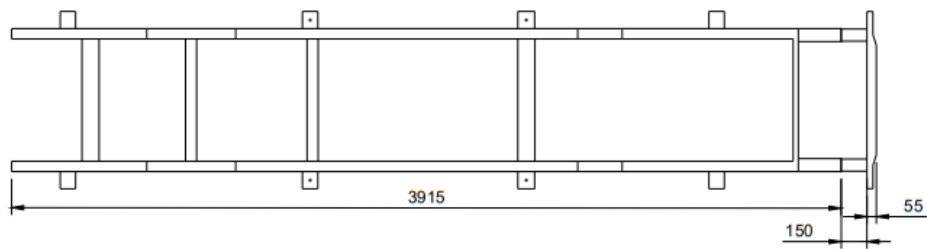
Pada Proses Penelitian yang dilakukan, sebelum melakukan pengembangan desain pada *crash box* peneliti melakukan studi literatur terlebih dahulu untuk mencari referensi terkait penelitian ini. Dari beberapa literatur yang membahas *Crash box* ada berbagai macam desain modifikasi pada yang mana dimensi dan modifikasi pada *Crash box* berpengaruh pada Penyerapan Energi, dan juga dari beberapa referensi Analisa juga dilakukan berdasarkan *Crashworthiness assessment* yang mana dapat digunakan sebagai standar pengujian. Dari beberapa hasil *Review* studi literatur yang dilakukan, diharapkan dapat menjadi acuan untuk melakukan pengembangan desain terbaru dan modifikasi *Crash box* untuk meningkatkan kemampuan berbagai macam desain *Crash box* dalam menyerap energi.

3.3 Parameter dan Desain

Pada penelitian ini parameter desain *Crash box* yang direncanakan berkaitan dengan bentuk geometri dan modifikasi beberapa *crash box* yang akan mampu menyerap energi setinggi mungkin.

Ukuran dimensi pada Secara General pada desain *Crash box* menggunakan Panjang 150 mm dengan ketebalan 2 mm, dan pada penelitian ini dilakukan pada dua bentuk yang berbeda yaitu *Square* dan *decagonal*, pada *Square* dimensi yang digunakan ialah 70 x 70 mm dan pada *decagonal* Radius 35 mm. Bahan yang digunakan pada penelitian ini adalah *aluminium alloy 6063-T6*.





Gambar 3.2 Dimensi total perencanaan struktur desain mobil

Tabel 3.1 Parameter dan dimensi panjang desain

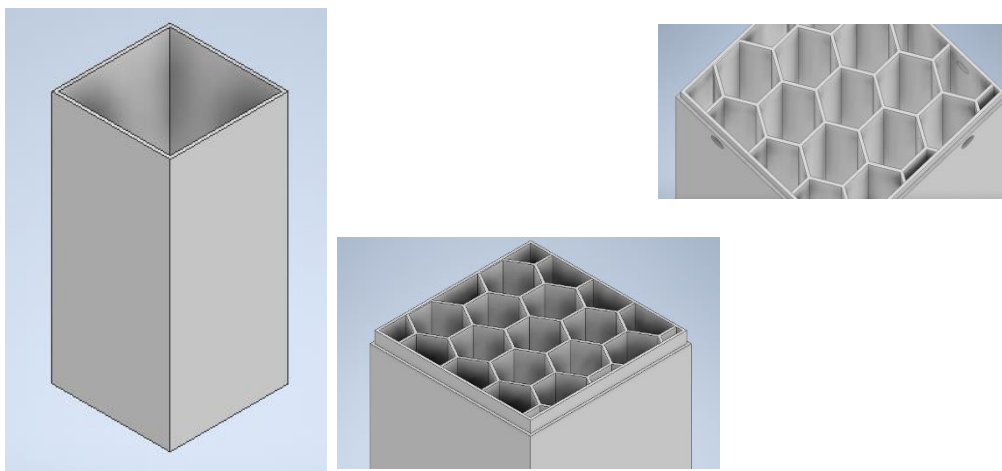
No	Parameter	Dimensi Panjang
1	Panjang total struktur mobil	4120 mm
2	<i>Chassis dan front trail</i>	3915 mm
3	<i>Bumper beam</i>	55 mm
4	<i>Crash box</i>	150 mm

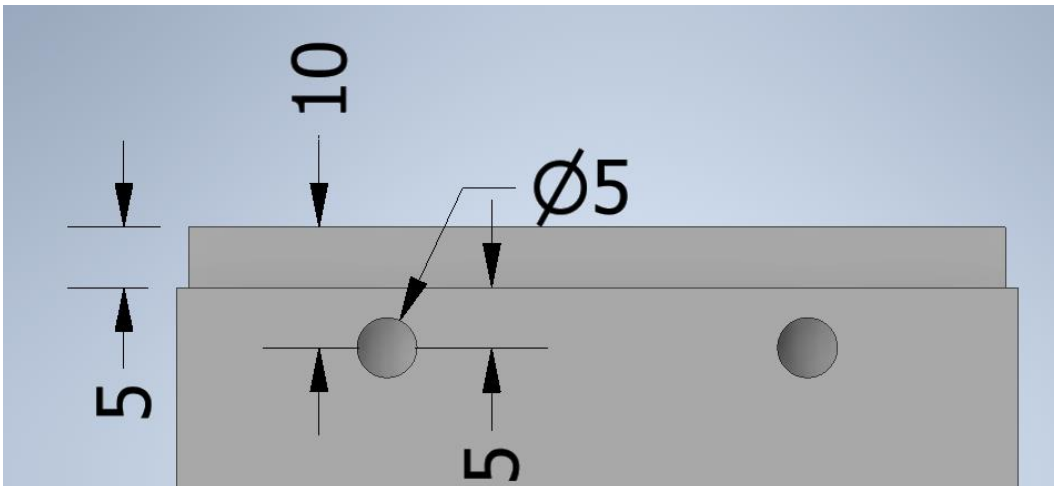
3.3.1 Langkah-langkah Detail Modeling *Crash box*

Berikut adalah langkah-langkah membuat bentuk geometri, dimensi dan pola *crash box* yang akan dilakukan penelitian :

1. Pembuatan *Geometry Crash box*

Pembuatan *Geometry Crash box* menggunakan Aplikasi Inventor yang kemudian di lakukan *Export* ke dalam format *.Stp yang mendukung format ansys pada gambar 3.3 Desain *crash box* menggunakan Inventor sebagai part modeling yang menggunakan sketsa untuk menggambar profil dasar *crash box*.

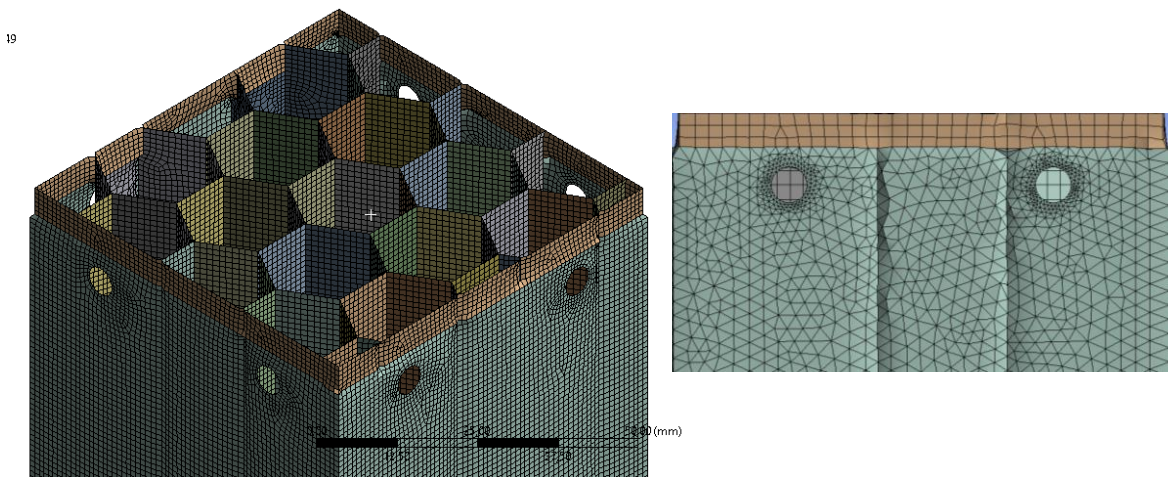




Gambar 3.3 Gemotry Crashbox dalam satuan (mm)

2. Melakukan *Meshing*

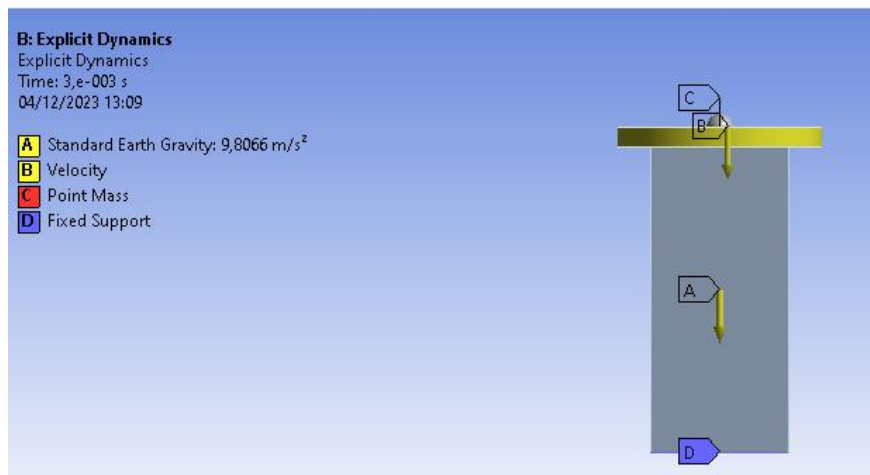
Desain *Crash box* yang telah dilakukan menggunakan Aplikasi Inventor dan di *export* dalam format **stp* dan kemudian desain tersebut di lakukan *Meshing* dengan ukuran *Meshing* 1 – 10 mm yang mana ukuran tersebut nantinya akan dipilih untuk mencari ukuran *Meshing* mana yang tepat dalam proses analisisnya.



Gambar 3.4 *Meshing segregation Crash box*

3. *Set Up Boundary Conditions*

Proses *Meshing crash box* yang dilakukan menggunakan ukuran yang berbeda dari 1 – 10 mm kemudian dilakukan pemilihan *size* yang tepat, dan untuk proses selanjutnya yaitu membuat *set up boundary conditions* untuk proses simulasi menggunakan ansys.



Gambar 3.5 Set Up Boundary Conditions

3.3.2 Desain *Crash box*

Bentuk geometri, dimensi, pola *crash beads*, dan jenis material merupakan faktor yang berpengaruh terhadap kinerja *crash box* dalam penyerapan energi selama *impact* (C. Y. Wang et al., 2018). Pada penelitian tesis ini didesain enam model *Crashbox* dengan tiga bentuk *Square* dan tiga bentuk *decagonal*. Dan dari dua jenis bentuk tersebut dilakukan modifikasi atau penambahan yang terdiri dari penambahan *honeycomb*, *Front End Triger* dan *Triger Slot*. Pada model *Square* desain 1 menggunakan standar *Square* (*Square 1*) tanpa modifikasi, desain ke 2 *Square* dimodifikasi dengan menambahkan *honneycomb* dan *front end triger* (*Square 2*). Dan desain ke 3 *Square* dimodifikasi dengan penambahan *Honeycomb*, *front end triger* dan *trigr slot* (*Square 3*). Pada model yang ke dua yaitu *decagonal* pada desain ke 1 menggunakan *decagonal* standar (*decagonal 1*), desian ke 2 *Decagonal* dilakukan modifikasi penambahan *Honneycomb* dan *Front end Triger* (*decagonal 2*), dan pada desain ke 3 *Decagonal* dimodifikasi dengan Penambahan *Honneycomb*, *Front end triger* dan *triger slot* (*decagonal 3*).

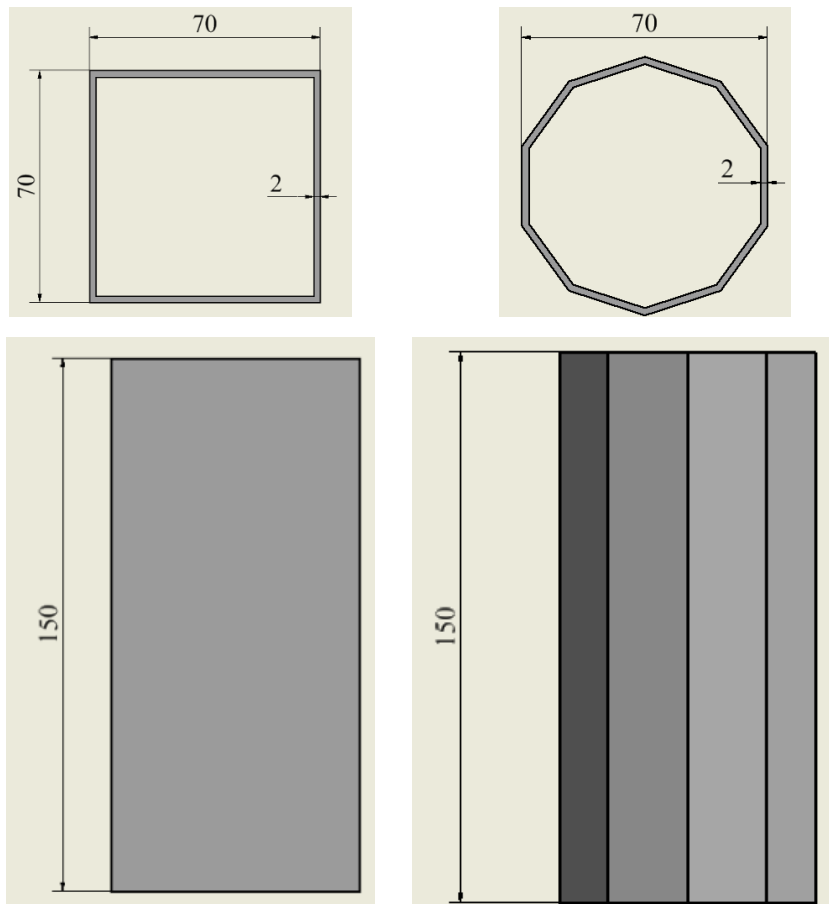
Pemilihan ketebalan plat 1 mm pada *honeycomb* dalam desain *crash box* juga merupakan keputusan penting dan mempengaruhi kinerja keseluruhan dari sistem, secara teknis pemilihan ketebalan pelat 1 mm sebagai berikut :

1. Keseimbangan antara kekuatan dan berat, ketebalan pelat 1 mm sering dipilih karena memberikan keseimbangan yang baik antara kekuatan dan berat. Ketebalan ini cukup untuk memastikan kekuatan struktur yang

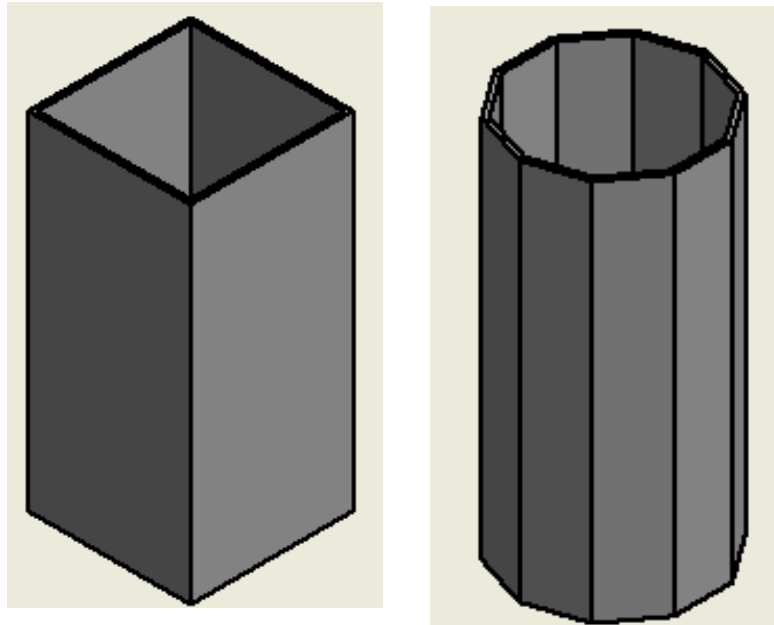
memadai tanpa menambahkan berat berlebih yang dapat mempengaruhi efisiensi kendaraan.

2. Penyerapan energi, ketebalan pelat mempengaruhi kemampuan *honeycomb* untuk menyerap energi selama tabrakan. Pelat yang terlalu tebal mungkin akan mengurangi kemampuan *honeycomb* untuk deformasi dan penyerapan energi, sementara pelat yang tipis tidak cukup kuat.
3. Peningkatan kekakuan dan *stiffness*, pelat dengan ketebalan 1 mm memberikan kekakuan tambahan pada struktur *honeycomb*, ini penting untuk menjaga integritas struktur selama tabrakan dan memastikan bahwa *honeycomb* dapat menyerap energi secara efektif.

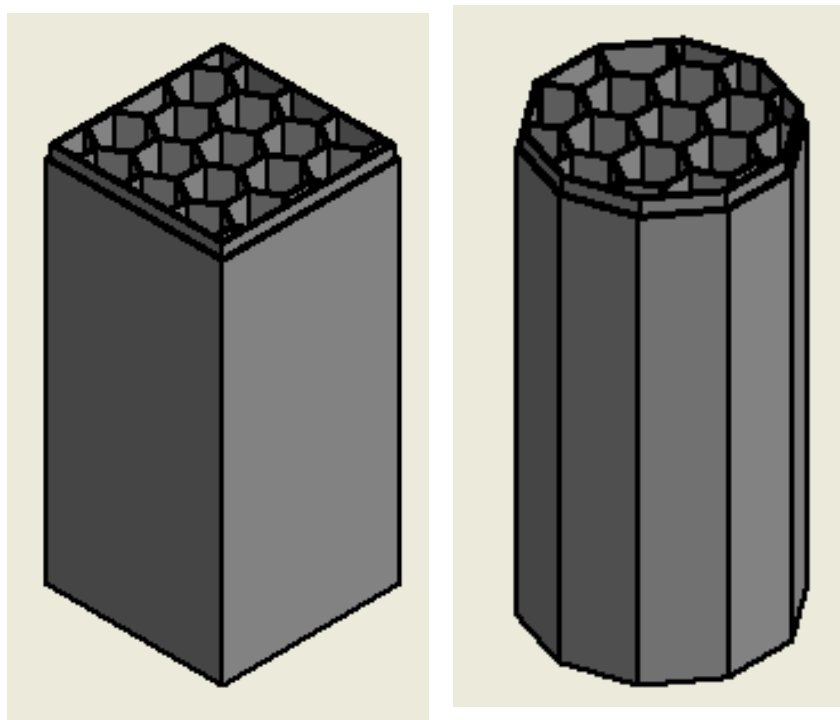
Desain pada *Crashbox* menggunakan *software* inventor dan material *aluminum alloy 6063-T6* pada gambar di bawah ini adalah desain yang digunakan pada penelitian ini beserta dimensinya.



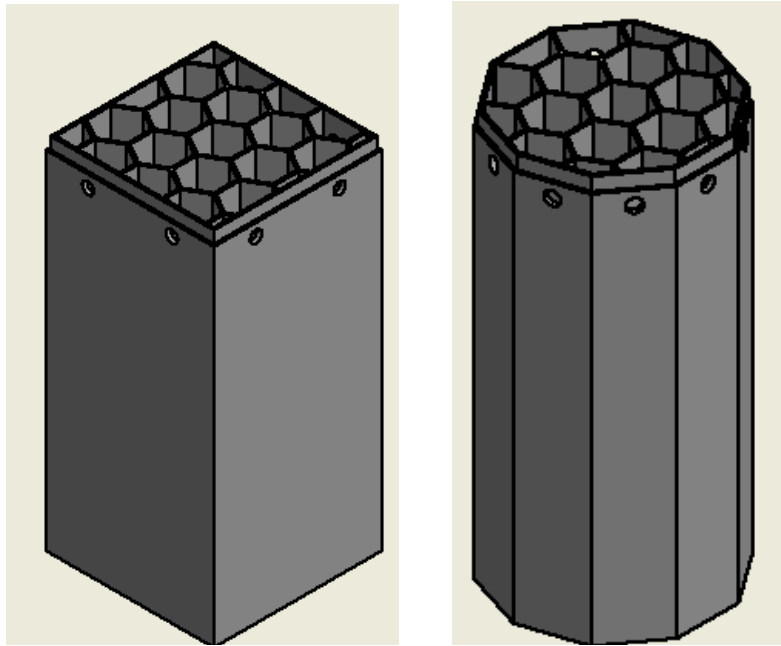
Gambar 3.6 Dimensi penampang model *crash box Square* dan *Decagonal* dalam satuan (mm)



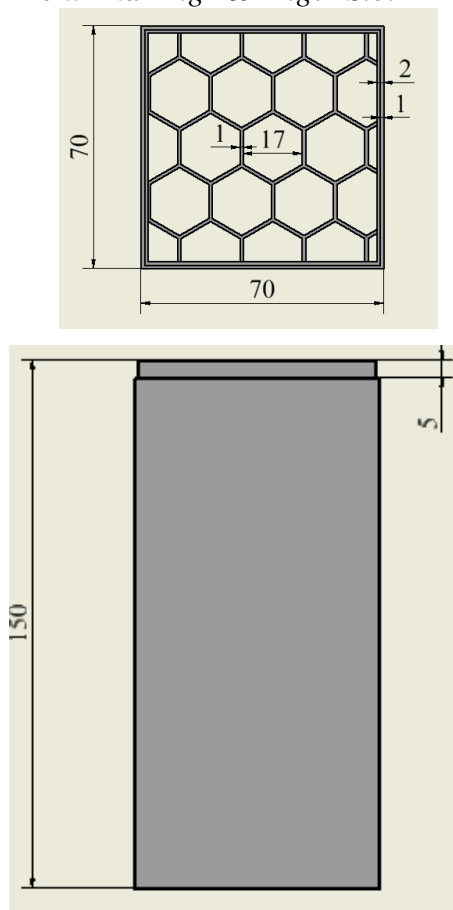
Gambar 3.7 Model *crash box* square dan decagonal



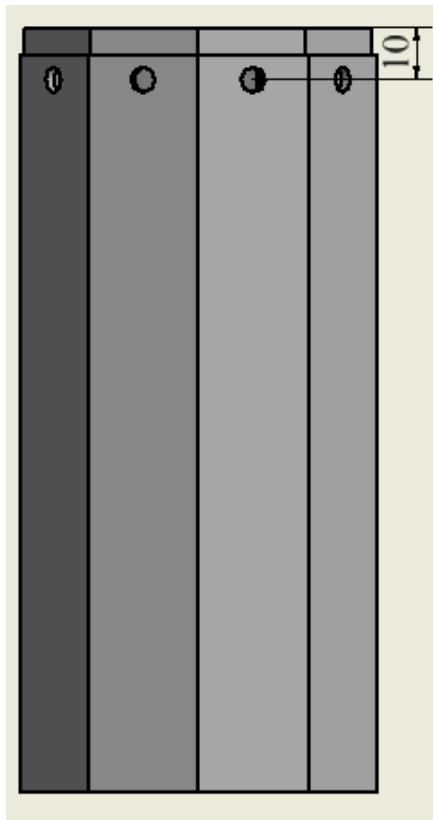
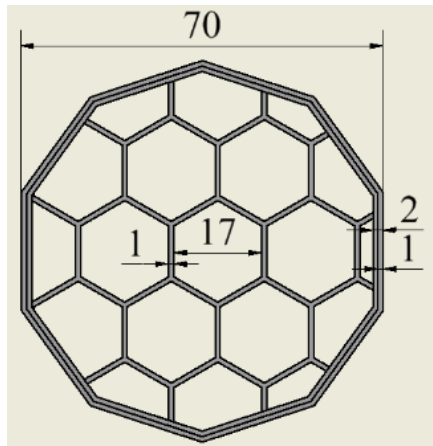
Gambar 3.8 Model *crash box* Square dan *decagonal* Penambahan *Honeycomb* and *Front End Triger*



Gambar 3.9 Model *crash box square* dan *decgonal* Penambahan *Honeycomb*, *Front End Trigr* & *Triger Slot*



Gambar 3.10 Dimensi *Square + Honeycomb + Front End Trigers* dalam satuan (mm)



Gambar 3. 11 Dimensi *Decagonal + Honeycomb + Front End Triggers + Triggers Slot* dalam satuan (mm)

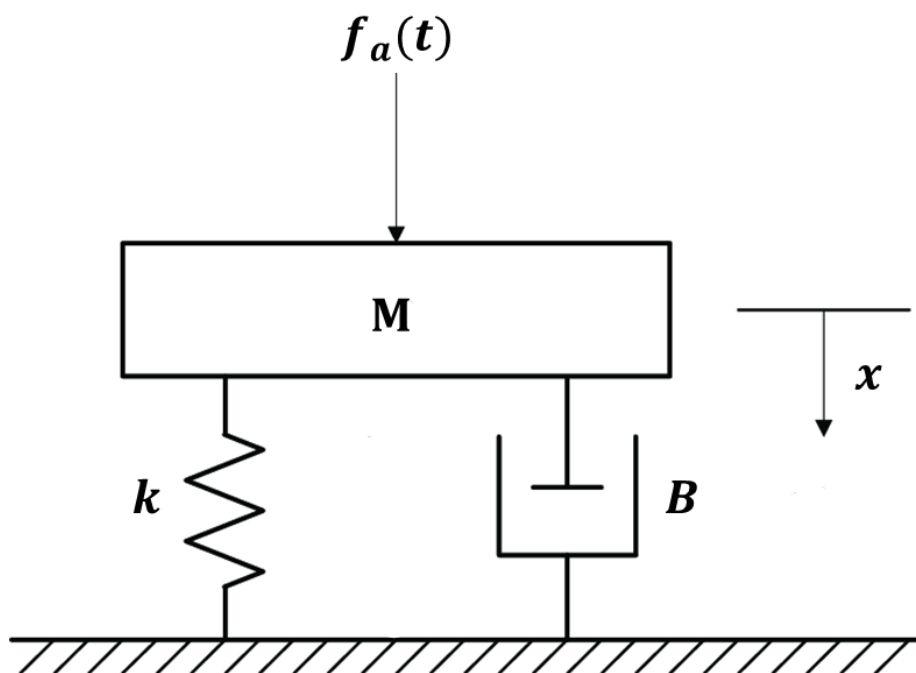
Secara ringkas untuk beberapa model desain di atas yang meliputi bentuk maupun penambahan *Honeycomb* dan juga beberapa model *trigger* di ringkas dalam tabel di bawah ini:

Tabel 3.2 Dimensi desain *crash box*

Model	Ketebalan (mm)	Panjang (mm)
<i>Square 1</i>	2	150
<i>Square 2</i>	2	150
<i>Square 3</i>	2	150
<i>Decagonal 1</i>	2	150
<i>Decagonal 2</i>	2	150
<i>Decagonal 3</i>	2	150

3.3.3 Model Dinamis Struktur *Crash box*

Model dinamis struktur *crash box* saat kondisi *impact* diterapkan ditunjukkan pada gambar di bawah ini.



Gambar 3.12 Model dinamis struktur *crash box*

Di mana:

$f_a(t)$: Gaya *impact*

M : *Massa crash box*

k : *Stiffness crash box*

B : *Damping crash box*

x : *Displacement*

3.4 *Pre-processing*

Pada tahap *Pre-processing* yaitu tahap pertama dalam melakukan simulasi numerik pada penelitian ini tahap *pre-processing* terdiri dari membuat model desain 3D menggunakan *software* Inventor, yang kemudian desain tersebut di *export* ke dalam format *.stp dengan format file tersebut maka desain tersebut dapat di gunakan pada aplikasi Ansys.

Model desain 3D *Crash box*, yang menggunakan dua model *rectangle* dan *Decagonal* yang kemudian ke dua model tersebut di modifikasi dengan melakukan beberapa penambahan, pada model *rectangle* model pertama di berikan tambahan *honeycomb* dan menambahkan *front end trigger*, pada *rectangle* ke 3 *rectangle* di berikan tambahan *honeycomb*, *front end trigger*, dan *slot trigger*. Dan pada model ke dua menggunakan model *decagonal* di berikan tambahan yang sama pada model ke dua dan ke tiga.

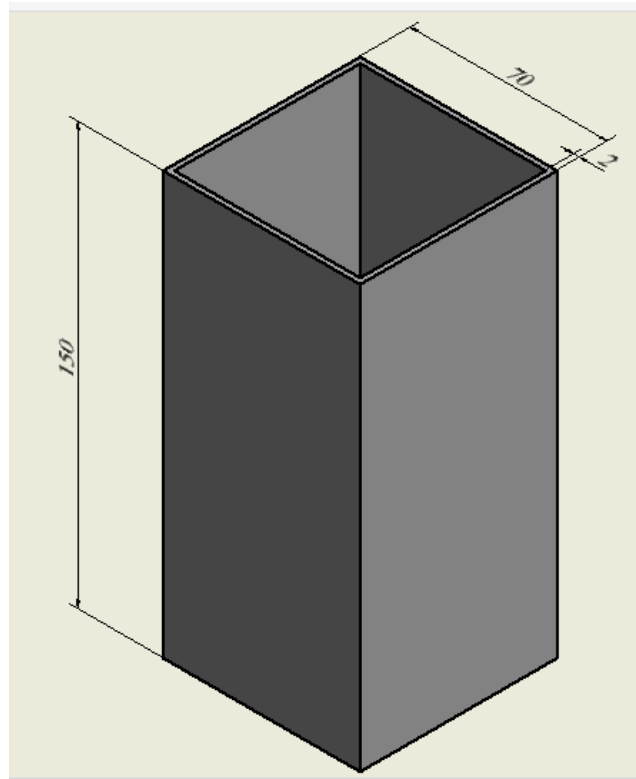
3.4.1 *Meshing*

Selanjutnya untuk tahap *Pre-Processing* yaitu melakukan proses diskritisasi Dengan membagi komponen desain menjadi beberapa elemen-elemen yang kecil yang terhubung oleh *node* yang disebut *Meshing*. Pada saat melakukan *Meshing* desain perlu di perhatikan kualitas *mesh* yang baik sehingga dapat menentukan keakuratan hasil pada sebuah proses simulasi *finite element*. Sebelum melakukan proses *Meshing*. Terdapat parameter penentu diantara-Nya sebagai berikut:

1. Tipe elemen

Pada tipe elemen ada tiga tipe yang digunakan untuk melakukan analisa numerik dengan metode *Finte element* yaitu *line element*, *sjell element*, dan *solid element*. Di mana jika terdapat struktur yang mempunyai ketebalan jauh dari nilai dua dimensi lainnya diantara-Nya panjang dan lebar dimensi setidaknya

berukuran sepuluh kali lebih kecil dari dimensi lainnya. Pada *shell element* sangat efisien jika digunakan pada *thin structure*. Pada penelitian tesis ini yang melakukan penelitian *crash box* di mana pada dimensinya lebih kecil jika dibandingkan dimensi lainnya. Dikarenakan dimensinya lebih kecil maka pada *crash box* dimodel sebagai *shell element*



Gambar 3.13 Dimensi *crash box* dalam satuan (mm)

Perbandingan rasio dimensi panjang (P) dan lebar (L) terhadap *thickness* (t) pada *crash box*:

$$\text{Rasio } P - t (\text{crash box}) = \frac{P}{t} = \frac{150 \text{ mm}}{2 \text{ mm}} = 75 (\text{kali})$$

$$\text{Rasio } L - t (\text{crash box}) = \frac{L}{t} = \frac{70 \text{ mm}}{2 \text{ mm}} = 35 (\text{kali})$$

Pada ketebalan (*thickness*) pada model pengujian *crash box* memiliki ukuran 75 kali lebih kecil daripada dimensi Panjang dan 35 kali lebih kecil dari pada dimensi lebar.

2. Ukuran elemen (*element size*)

Pada saat melakukan *Meshing* perlu juga diperhatikan ukuran elemen *mesh* yang digunakan dapat berpengaruh terhadap kualitas *Meshing* dan keakuratan hasil simulasi. Maka perlu dilakukan pemilihan ukuran elemen yang sesuai dengan kualitas *Meshing* (*mesh quality*) serta konvergensinya terhadap hasil simulasi. Pada tesis ini ukuran elemen *mesh* yang digunakan adalah 1 mm hingga 10 mm, dan kemudian dipilih ukuran *mesh* yang memiliki kualitas *mesh quality* yang terbaik dan hasil simulasi konvergen.

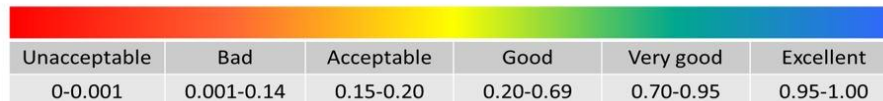
3. *Mesh metrics*

Selanjutnya yaitu *mesh metric* di mana ini adalah indikator untuk menentukan kualitas nilai dari sebuah *Meshing* di mana terdapat beberapa parameter yang digunakan yaitu *skewness*, *Jacobian ratio*, *orthogonal quality*, dan *aspect ratio*. Nilai *mesh metrics* yang baik dapat menjadi indikator keakuratan hasil simulasi. Yang digunakan pada penelitian ini parameter yang digunakan sebagai indikator penentu kualitas yaitu *skewness* dan *orthogonal quality*. Dan yang digunakan pada nilai *skewness* retang 0 hingga 0,7 dan untuk nilai *orthogonal quality* dari 0,7 hingga 1. Jika proses penentuan parameter yang *Meshing*, selanjutnya dilakukan proses *Meshing* pada *software* Ansys.

Skewness mesh metrics spectrum:



Orthogonal Quality mesh metrics spectrum:



Gambar 3.14 Mesh metrics skewness dan orthogonal quality

3.5 *Processing*

Selanjutnya setelah proses *pre-processing* maka dilakukan *processing* dalam melakukan simulasi numerik. Pada tahapan ini melakukan input data pada *software* ansys yang mana data di input adalah *material properties*, *setup boundary*

conditions, dan *setup explicit dynamics analysis* yaitu *time step stability* dan *damping control*.

3.5.1 *Material Properties*

Pada *material properties* ini adalah sifat-sifat dari material yang berkaitan dengan *behavior* yang mana diterapkan pada material pada saat diterapkan pembebanan mekanik. Yang mana indikator yang di *input material properties* yaitu *density* (ρ), *Young's modulus* (E), dan *Poisson's ratio* (ν). *Density* merupakan nilai *massa per volume* benda. Jika massa jenis benda tinggi maka besar pula massa setiap volumenya, *Young's modulus* ialah besaran digunakan untuk mengukur tingkat ketahanan material terhadap perubahan bentuk. Ketika gaya diterapkan pada material tersebut dan *Modulus Young* adalah ukuran kekuatan dari suatu material, jika nilai *modulus young* suatu material besar maka semakin tidak elastisitas material tersebut sehingga mengalami kesulitan dalam perubahan. Dan Ketika material di uji tegangan Tarik akan terjadi pengurangan dari dimensi penampang tegak lurus terhadap arah tegangan tarik. Di mana pemendekan regangan terhadap tegangan tarik disebut *Poisson's ratio* pemilihan material dalam analisis *Crashworthiness* sangat penting dan harus didasarkan pada berbagai faktor teknis, pemilihan aluminium pada penelitian ini dikarenakan :

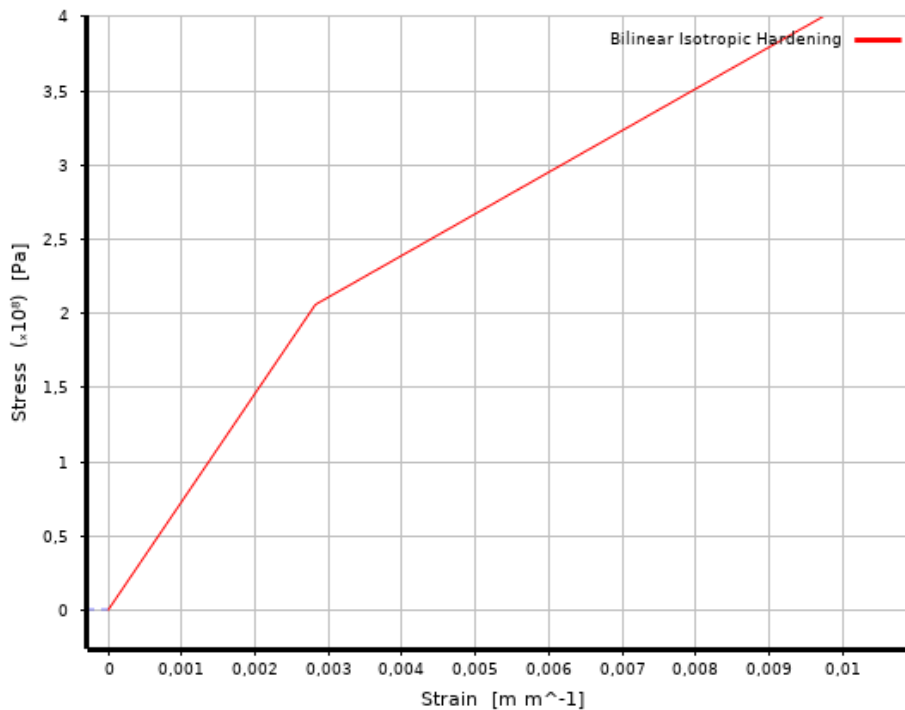
1. Aluminium ringan dan kuat rasio kekuatan terhadap berat yang baik, aluminium bisa ringan namun tetap kuat.
2. Kemampuan penyerapan energi aluminium memiliki kapasitas penyerapan energi yang baik dalam kondisi deformasi plastis, ini berarti saat terjadinya tabrakan, *crash box* yang terbuat dari aluminium dapat menyerap dan mendistribusikan energi dengan efektif, mengurangi dampak pada bagian lain kendaraan.

Tabel 3.3 *Material properties*

No	<i>Material Properties</i>	<i>Aluminium 6063-T6</i>
1	<i>Density</i>	2700 kg/m ³
2	<i>Young's modulus</i>	73000 MPa
3	<i>Poisson's ratio</i>	0,3
4	<i>Yield strength</i>	206 MPa
5	<i>Tangent modulus</i>	28100 MPa

Pada tesis ini peneliti menggunakan material untuk pengujian *crash box* yaitu *aluminium 6063-T6* dan pada beberapa jurnal terdapat perbedaan material yang digunakan namun pada umumnya menggunakan material *steel*. Untuk nilai *material properties aluminium 6063-T6* yang akan di gunakan di input pada *software Ansys* yang menjadi data material untuk simulasi numerik. *Material properties* untuk *aluminium 6063-T6* ditunjukkan pada tabel 3.3.

Komponen penyerap energi *crash box* yang mana selama proses ini terjadi melibatkan deformasi plastis pada struktur. Di mana jika Deformasi terjadi dapat mengakibatkan perubahan bentuk yang nyata terlihat pada struktur. Perilaku material berada di luar rentang elastisitas atau berada pada daerah plastisitas material yang dapat mengakibatkan ketidaklinearan respon pada struktur. Di mana jika untuk melihat bagaimana perilaku material di luar rentang elastisitas linier dibutuhkan model plastisitas. Pada penelitian *crash box* ini dilakukan model plastis sebagai *biliner isotropic hardening*. Nilai *yield strength* untuk materail 6063-T6 yaitu 206 MPa dan nilai *tangent modulus* 28100 MPa. Model material *bilinier isotropic hardening aluminium 6063-T6* ditunjukkan pada gambar 3.15.

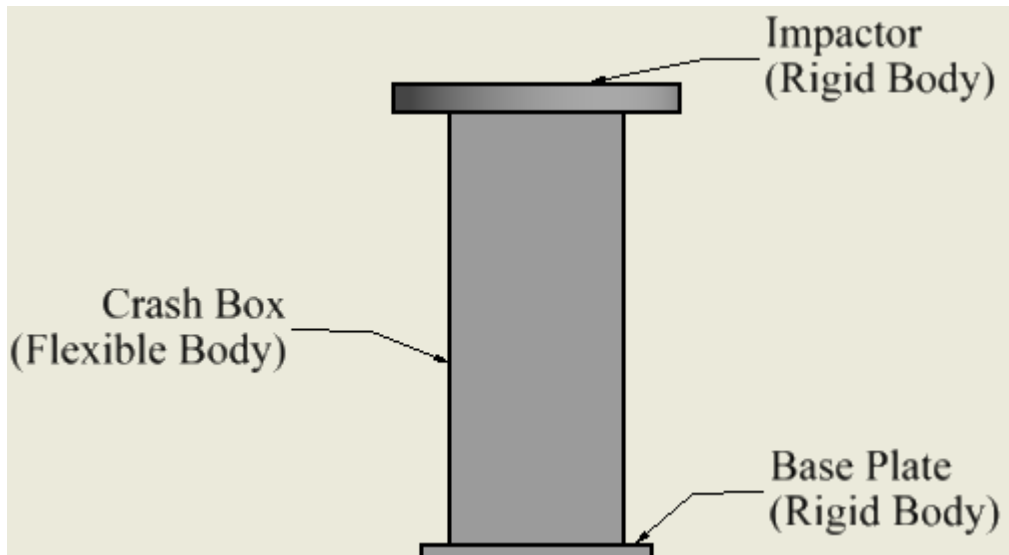


Gambar 3. 15 Model isotropic hardening aluminium 6063-T6

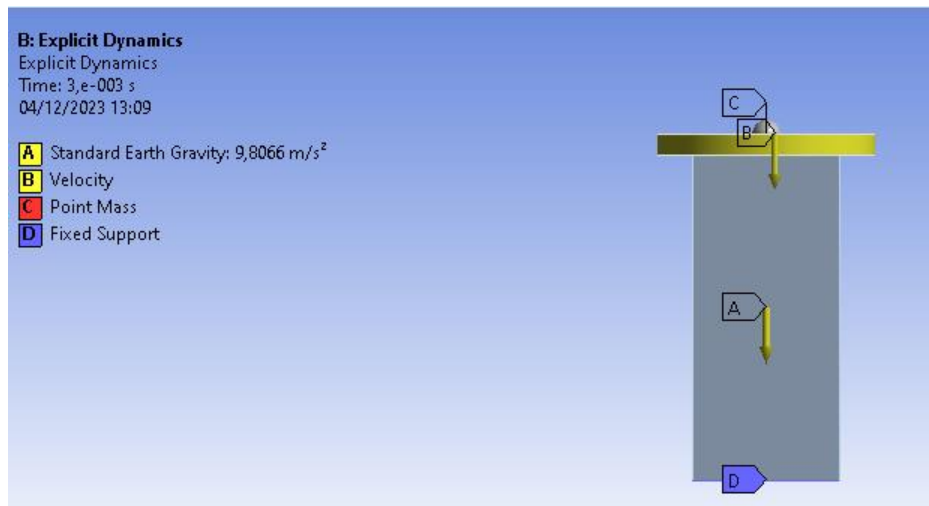
3.5.2 *Boundary Conditions*

Pada analisa numerik metode *finite element*, *boundaru conditions* yang mana ini adalah bagian terpenting dari *setup* yang harus dilakukan dalam simulasi dan untuk harus dilakukan dengan benar dan tepat sesuai dengan kondisi sebenarnya. *Boundary conditions* sebagai suatu sistem yang berguna untuk merepresentasikan pengaruh dari bagian struktur lain yang tidak dimodelkan secara langsung dalam analisis. Pada saat melakukan *boundary conditions* harus tepat dan sesuai jika tidak maka dapat menyebabkan kesalahan dalam hasil simulasi. Untuk melakukan simulasi membuat *setup* dan selanjutnya input *boundary conditions*.

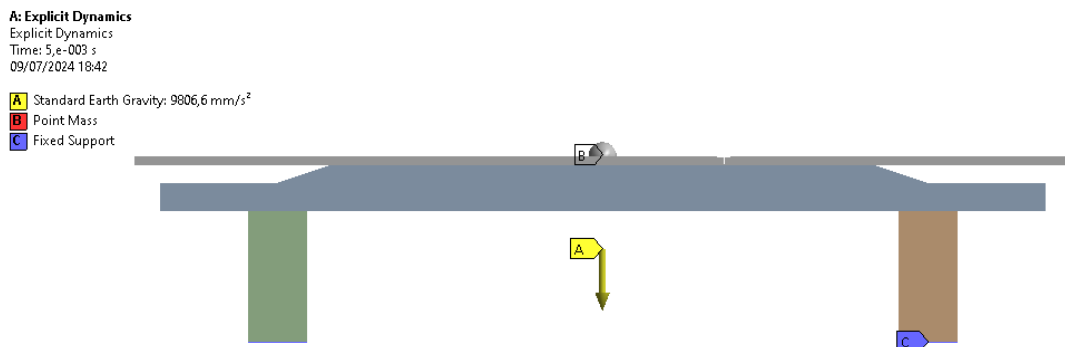
Jika *boundary conditions* yang tidak sesuai digunakan dapat menyebabkan kesalahan pada hasil simulasi. Sebelum input *boundary conditions*, terlebih dahulu membuat *setup* untuk simulasi. Gambar 3.16 dan 3.17 merupakan *setup* simulasi untuk analisa numerik pada penelitian ini.



Gambar 3.16 *Setup simulasi model crash box*



Gambar 3.17 *Setup Boundary Conditions crashbox*



Gambar 3.18 *Setup Boundary Conditions Sistem Bumper*

Pada gambar di atas *Crash box* dimodelkan sebagai *flexible body* yang dapat terdeformasi untuk mengamati perilaku struktur di bawah eksitasi *impact*. Untuk membantu simulasi dibuat *geomtry impactor* dan *base plate* yang mana dimodelkan sebagai *rigid body*, dan pada saat *impact* terjadi deformasi struktur. pada penelitian ini menggunakan *impactor* dengan massa 275 kg, dan kemudian membuat setup *boundary conditions*. Di mana setup *boundary condition* dibuat pada ansys setelah proses input simulasi model.

Pada penelitian ini yang digunakan pada *setup boundary conditions* pada model yaitu *velocity*, *fixed support*, dan *standard eart gravity*, dan untuk penerapan *velocity* diterapkan pada *impactor (rigid body)* untuk kecepatan setup pada *velocity* digunakan yaitu 56 km/jam. *Velocity* yang diterapkan pada pengujian ini sesuai dengan standar pengujian *New Car Assessment Program (NCAP)* oleh *the national highway traffic safety administration (NHTSA)*. Penerapan *setup boundary conditions crash box* yang diterapkan yaitu sistem *fixed support*. Dan pada *fixed support* semua DOF (*Degree of freedoms*). Selanjutnya adalah *standar eart gravity* yang diterapkan 9,8 m/s².

3.5.3 Explicit Dynamics Analysis

Pada analisa *Explicit dynamics analysis* yaitu metode integrasi waktu (*time integration method*), yang mana pada ansys digunakan sebagai simulasi dinamis. Di mana metode analisis *explicit dynamics* yang dapat digunakan untuk menghitung kondisi yang berubah cepat atau kondisi *discontinuous*, sebagai contoh adalah *high speed impact* dan pembebanan, pada penelitian *crash box* ini menggunakan dinamika nonlinear, sehingga pada penelitian ini memilih *expilicite dinamics analysis* sebagai suatu analisis simulasi bagaimana fenomena fisik terjadi, dan pada penggunaan analisis ini perlu dilakukan beberapa *setup* yang harus ditentukan untuk akurasi dari simulasi, beberapa *setup* nya adalah *time step stability* dan *damping control*. Dan juga pada analisis ini perlu stabilitas, untuk mencapai stabilitas kondisi perlu menentukan batas *time step* yang digunakan dan juga perlu dilakukan *setup damping control* yang sesuai dan benar. Dari seluruh model Nilai *time step* lebih kecil dari nilai minimum *critical time step* ($\Delta t \leq t_{crit}$).

1. *Time step stability (CFL condition)*

Time Steep Stability adalah konsep penting dalam simulasi numerik, terutama dalam metode *Explicit*. Metode ini merujuk pada pemilihan ukuran langkah waktu yang tepat untuk memastikan hasil simulasi yang akurat dan stabil. Pada penelitian *crash box* ini peneliti menggunakan *time step stability* dihitung menggunakan persamaan 2.16 dan 2.18. dan berikut adalah data *material properties* untuk *aluminium 6063-T6* yang digunakan perhitungan untuk *time step stability*.

Young's modulus (E) : $7,3 \times 10^{10} \text{ Pa}$

Density (ρ) : $2,7 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$

Poisson's ratio (ν) : 0,3

Kecepatan suara pada *aluminium 6063-T6* untuk tipe *shell element*:

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}} \quad (3.1)$$

$$c = \sqrt{\frac{7,3 \times 10^{10} \text{ Pa}}{2,7 \times 10^3 \text{ kg/m}^3(1 - 0,3^2)}} = 5450,782 \text{ m/s}$$

Karakteristik panjang elemen terkecil (L) pada ukuran *mesh* 2 mm pada model *crash box rectangle* adalah 0,702 mm. *mesh metrics* untuk ukuran karakteristik panjang elemen pada model *crash box rectangle* pada ukuran *mesh* 2 mm.

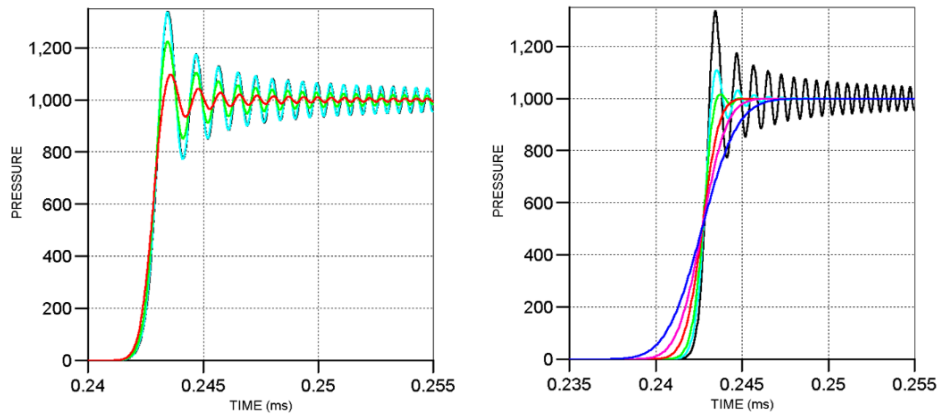
2. *Damping control*

Terdapat tiga tipe *damping* yang digunakan dan di control pada analisa *explicit dynamics* yaitu *artificial viscosity*, *hourglass damping*, dan *static damping*.

a. *Artificial viscosity*

Artificial viscosity berfungsi untuk mencegah ketidakstabilan yang berkembang dari perambatan kejut (*shock propagation*). *Shock discontinuities* umumnya tidak stabil, biasanya difusi yang ada pada solusi numerik cukup untuk menjaga tetap stabil, tetapi solusi dapat menjadi *noise*. *Artificial viscosity* digunakan untuk memastikan stabilitas dan mengurangi *noise*. Ada dua

ketentuan bentuk *artificial viscosity* yaitu *quadratic* (*stabilizes the solution*) dan *linear* (*reduces noise*). *Setup artificial viscosity quadratic* dan *linear* untuk simulasi numerik diatur secara *default* pada analisis *explicit dynamic* dengan nilai *quadratic* 1 dan *linear* 0,2.



Gambar 3.19 Quadratic (*stabilizes the solution*) dan linear (*reduces noise*)

b. *Hourglass Damping*

Hourglass Damping berfungsi untuk mencegah mode deformasi *hourglass* atau numerik eror yang berkembang dalam suatu elemen. Terdapat dua formulasi untuk gaya korektif yang digunakan untuk menahan mode deformasi *hourglass* dari elemen yaitu *AUTODYN standard* dan *Flanagan Belytschko*. Persamaan pada formulasi secara matematis yaitu:

$$F_H = C_H \rho c V^{2/3} \times f(\dot{X}) \quad (3.2)$$

Di mana F_H adalah vektor gaya *hourglass* setiap *node* elemen, C_H adalah koefisien *viscous*, ρ adalah *density* material, c adalah kecepatan suara yang merambat pada material, V adalah volum material, $f(\dot{X})$ merupakan fungsi vektor kecepatan *node* elemen yang disejajarkan dengan vektor *hourglass shape*. Koefisien *viscous* biasanya bervariasi dari 0,05 hingga 0,15. Formulasi *AUTODYN standard* digunakan untuk simulasi numerik dengan nilai koefisien *viscous* secara *default* pada analisis *explicit dynamics* dengan nilai 0,1.

c. *Static Damping*

Explicit dynamics digunakan untuk memecahkan peristiwa dinamis sementara (*transient dynamic*). *Static damping* dapat digunakan sebagai opsi

untuk solusi kesetimbangan statis, dan sebagai gaya redaman yang sebanding dengan kecepatan nodal, yang ditujukan untuk meredam secara kritis mode osilasi terendah dari sistem statis. *Setup static damping* untuk simulasi numerik analisis *explicit dynamics* diatur secara *default* dengan nilai 0.

Damping Controls	
Linear Artificial Viscosity	0.2
Quadratic Artificial Viscosity	1.
Linear Viscosity in Expansion	Yes
Hourglass Damping	AUTODYN Standard
Viscous Coefficient	0.1
Static Damping	0.

Gambar 3. 20 *Damping controls setup*

Tabel 3.4 Parameter input *setup simulasi numerik ANSYS*

Parameter		Detail
<i>Mesh</i>	<i>Element type</i>	<i>Shell</i>
	<i>Physics preference</i>	<i>Explicit</i>
	<i>Element order</i>	<i>Linear</i>
	<i>Element size</i>	2 mm – 10 mm
	<i>Mesh metrics</i>	<i>Skewness, orthogonal quality</i>
<i>Material properties</i>	<i>Material type</i>	<i>Aluminium 6063-T6, Aluminium alloy</i>
	<i>Linear elastic</i>	<i>Isotropic elasticity</i>
	<i>Plasticity</i>	<i>Bilinear isotropic hardening</i>
<i>Boundary conditions</i>	-	<i>Velocity</i>
	-	<i>Fix support</i>
	-	<i>Standard earth gravity</i>
<i>Connections</i>	<i>Contact type</i>	<i>Bounded contact</i>
	<i>Body interactions</i>	<i>Frictionless</i>
	<i>Contact formulation</i>	<i>Penalty</i>

<i>Analysis system</i>	-	<i>Explicit dynamics</i>
<i>Explicit dynamics setup</i>	<i>Maximum time step</i>	$1,288 \times 10^{-7} s$
	<i>End time</i>	0,003 s
	<i>Maximum number of cycles</i>	$1 \times 10^{-7} s$
	<i>Maximum energy error</i>	0,1
	<i>Solver target</i>	AUTODYN
<i>Damping control</i>	<i>Linear artificial viscosity</i>	0,2
	<i>Quadratic artificial viscosity</i>	1
	<i>Hourglass damping</i>	AUTODYN standart
	<i>Static damping</i>	0

3.6 Post Processing

Post processing merupakan tahap akhir dari proses simulasi numerik yaitu menampilkan hasil serta proses validasi terhadap hasil simulasi. Hasil yang diperoleh berupa data kuantitatif dan data kualitatif. Data kuantitatif pada penelitian ini berupa nilai energi yang diserap (*energy absorption*) dan gaya reaksi (*reaction force*) pada *crash box*, sistem bumper, dan *chassis*, serta tegangan, deformasi dan energi kinetik pada *chassis*. Sedangkan data kualitatif berupa visualisasi hasil simulasi pada struktur model *crash box*, sistem bumper, dan *chassis*.

3.6.1 Validasi Hasil

Validasi hasil pada simulasi numerik dilakukan untuk memastikan bahwa hasil simulasi yang diperoleh telah akurat. Pada penelitian ini, validasi hasil simulasi dilakukan dengan beberapa cara yaitu, melakukan konvergensi hasil terhadap perubahan ukuran elemen *mesh*, *checking energy balance*, dan *checking hourglass energy*.

1. Konvergensi hasil

Konvergensi hasil dilakukan untuk mendapatkan hasil yang konvergen terhadap perubahan ukuran elemen *mesh*. Pada penelitian ini, hasil energi yang

diserap (*energy absorption*) pada struktur digunakan sebagai konvergensi hasil terhadap perubahan ukuran elemen *mesh*, di mana ukuran elemen *mesh* yang digunakan yaitu 2 mm hingga 10 mm. Konvergensi hasil yang diinginkan pada parameter penyerapan energi menjadi kurang dari 5% menunjukkan bahwa hasil telah konvergen. Penurunan ukuran *mesh* dan langkah waktu lebih lanjut tidak menghasilkan perubahan signifikan, mengonfirmasi bahwa solusi telah mencapai stabilitas yang diinginkan.

2. *Checking energy balance*

Untuk memastikan simulasi numerik *explicit dynamics* memprediksi hasil yang akurat, Selama simulasi *explicit dynamics*, energi total sistem harus selalu di konservasikan. Jadi harus memeriksa keseimbangan energi (*energy balance*) saat melakukan simulasi *explicit dynamics* dengan membandingkan energi arus sistem pada titik tertentu dengan energi referensi awal. Ketidakeimbangan energi dapat diperiksa menggunakan energi eror. Energi eror didefinisikan sebagai rasio energi relatif eror terhadap nilai energi maksimum antara *current energy*, *reference energy*, dan *kinetic energy*. Pada penelitian ini, nilai maksimum energi eror yang ditentukan sebesar 0,1.

3. *Checking hourglass energy*

Hourglass energy merupakan energi eror pada simulasi numerik di mana menghasilkan mode deformasi *zero energy* dan *zero strain* dan *stress*. *Hourglass energy* dapat disebabkan oleh data material properties yang salah, kualitas *Meshing* yang buruk, *boundary conditions* yang tidak tepat, maupun pemilihan formulasi elemen. *Hourglass energy* harus selalu diperiksa untuk memastikan bahwa energi *hourglass* merupakan persentase kecil dari total energi.

4. Validasi terhadap eksperimen penelitian terdahulu

Model dan hasil simulasi numerikal di validasi dengan membandingkan hasil simulasi numerikal terhadap hasil eksperimen yang dilakukan oleh peneliti terdahulu.

[Halaman ini sengaja dikosongkan]

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

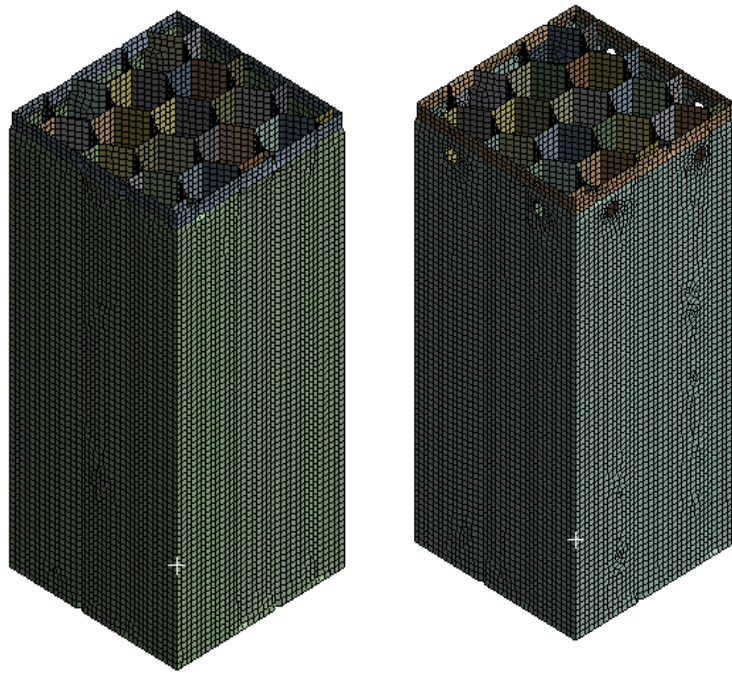
Pada bab ini akan menampilkan hasil simulasi numerik serta membahas dan menganalisis hasil data yang diperoleh dari simulasi numerik pada penelitian tesis ini.

4.1 *Meshing*

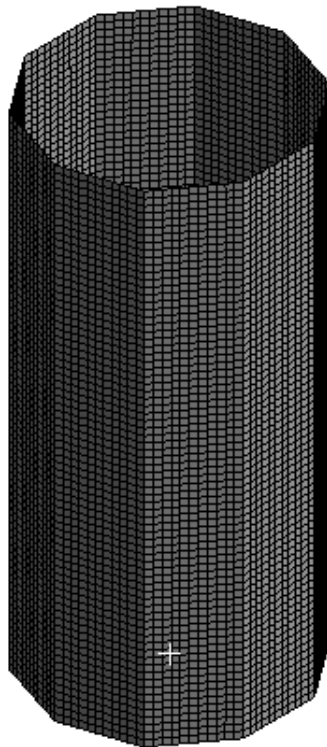
Pada penelitian ini terdapat dua komponen utama yang dilakukan *Meshing* yaitu *crash box*, dan *impactor*. *Skewness* dan *orthogonal quality* merupakan parameter yang digunakan sebagai indikator untuk menentukan kualitas *Meshing*. Gambar di bawah ini menunjukkan hasil *Meshing* pada setiap komponen.



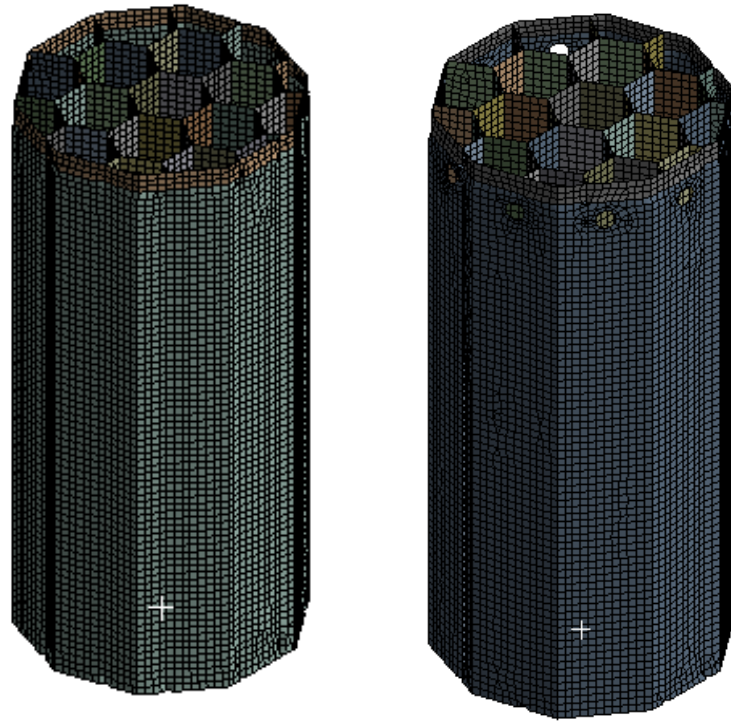
Gambar 4.1 Lokal mesh square



Gambar 4.2 Lokal mesh *crash box* square 2 dan 3



Gambar 4.3 Lokal mesh *crash box* decagonal 1



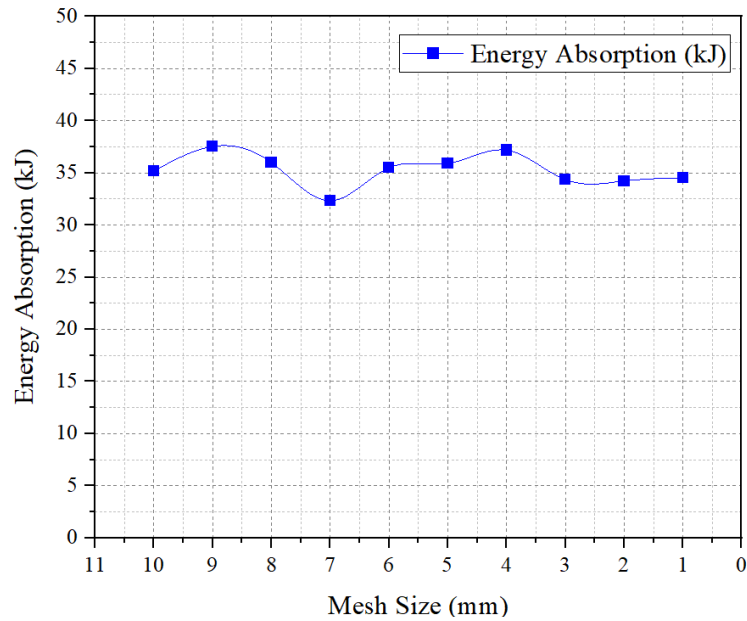
Gambar 4.4 Lokal *mesh* crash box decagonal 2 dan 3



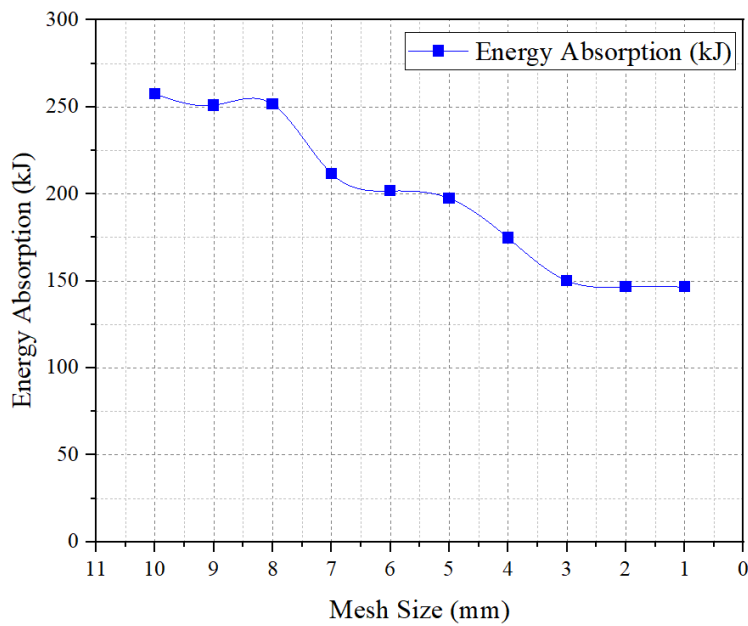
Gambar 4.5 *Meshing full setup* crash box dan *honeycomb*

4.1.1 Konvergensi Mesh

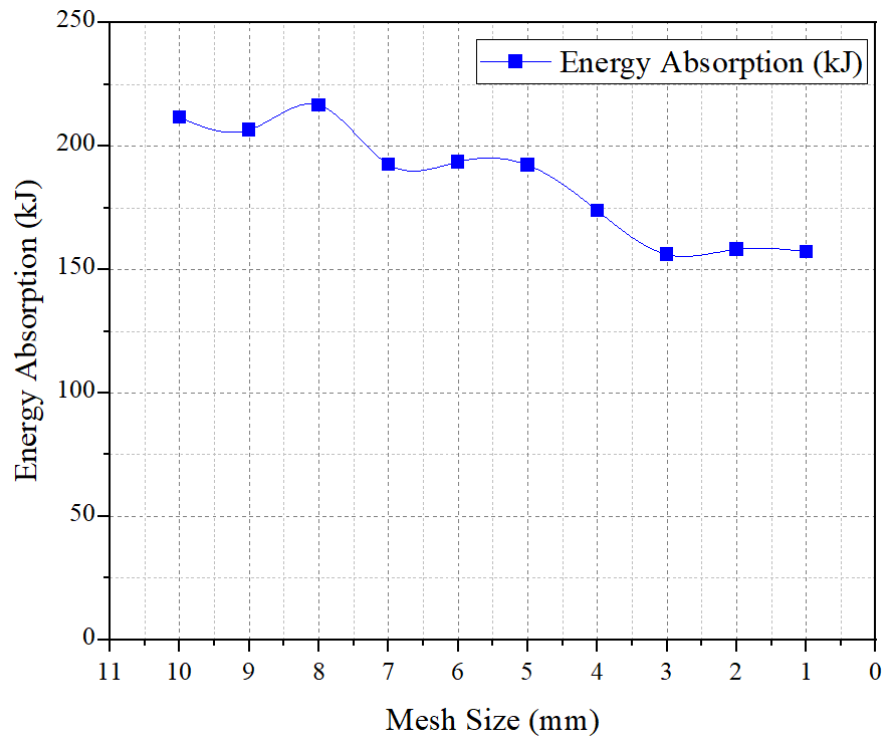
Konvergensi *mesh* dilakukan untuk mendapatkan hasil simulasi yang independen terhadap perubahan *mesh* (*independent mesh*), sehingga hasil simulasi yang didapat memiliki nilai yang konvergen. Gambar dan tabel di bawah ini menunjukkan konvergensi *mesh* terhadap hasil simulasi *energy absorption* setiap model *crash box*.



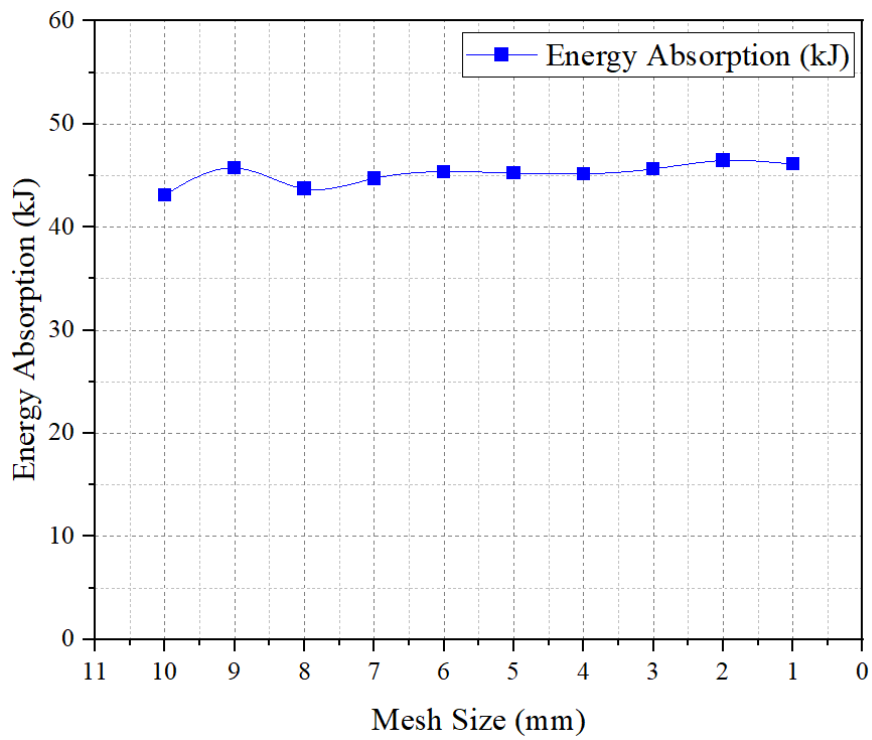
Gambar 4.6 Konvergensi *mesh* model *square 1*



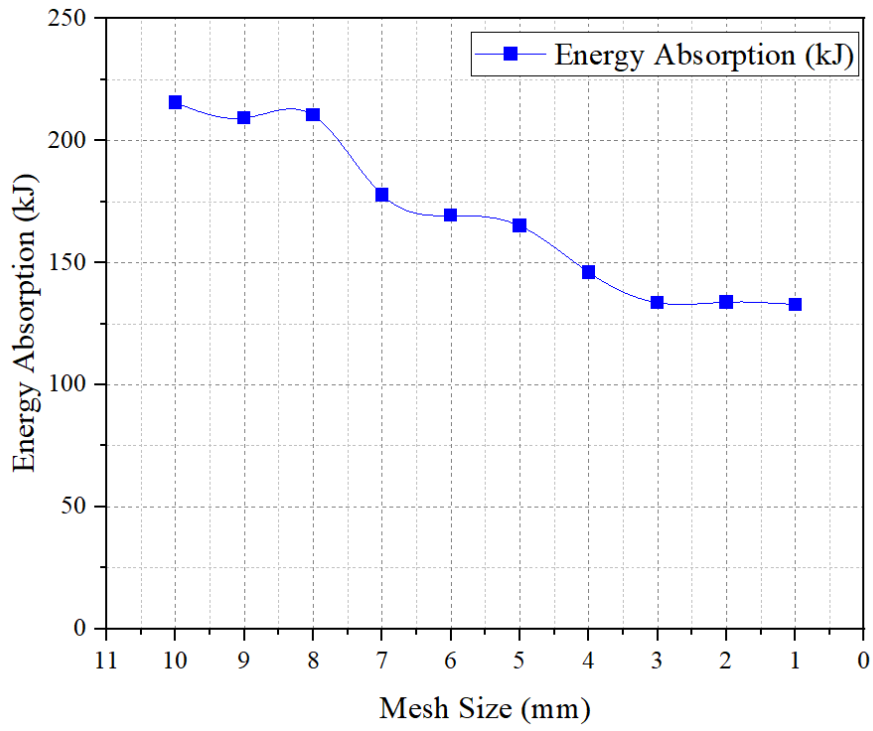
Gambar 4.7 Konvergensi *mesh* model *square 2*



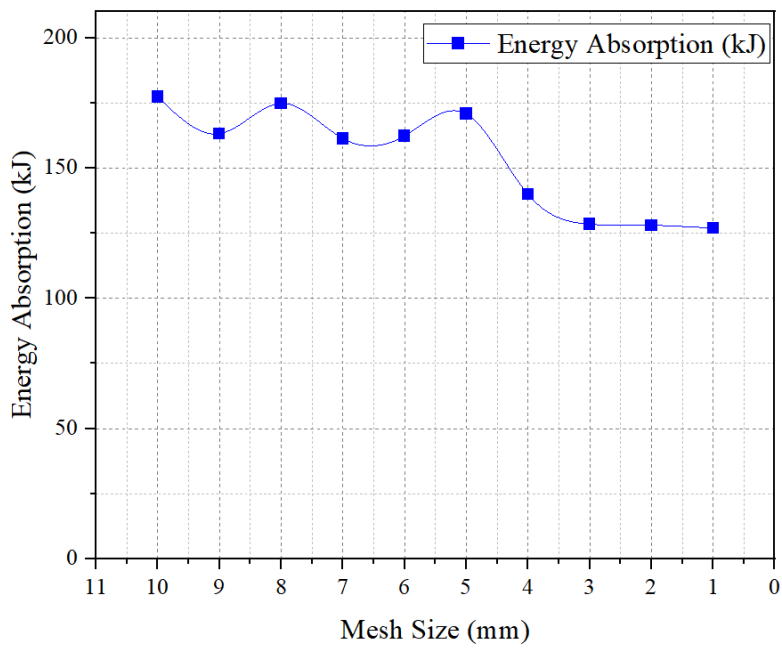
Gambar 4.8 Konvergensi *mesh* model *square* 3



Gambar 4.9 Konvergensi *mesh* model *decagonal* 1



Gambar 4.10 Konvergensi *mesh* model *decagonal* 2



Gambar 4.11 Konvergensi *mesh* model *decagonal* 3

Tabel 4.1 Data iterasi konvergensi *mesh* model *Square 1*

<i>Element Size</i> (mm)	<i>Square 1</i>		
	<i>Skewness</i>	<i>Orthogonal Quality</i>	<i>Energy absorption</i> (kJ)
1	0,0621	0,9907	34,521
2	0,0615	0,9909	34,223
3	0,0616	0,9908	34,353
4	0,0687	0,9901	37,188
5	0,0686	0,9902	35,89
6	0,0677	0,9903	35,499
7	0,0698	0,9912	32,329
8	0,0795	0,9893	35,991
9	0,0799	0,9882	37,54
10	0,0789	0,9881	35,179

Tabel 4.2 Data iterasi konvergensi *mesh* model *Square 2*

<i>Element Size</i> (mm)	<i>Square 2</i>		
	<i>Skewness</i>	<i>Orthogonal Quality</i>	<i>Energy absorption</i> (kJ)
1	0,0541	0,0912	146,54
2	0,0534	0,9922	146,64
3	0,0544	0,9915	150,12
4	0,0554	0,9915	174,74
5	0,0551	0,9915	197,44
6	0,0713	0,9915	201,68
7	0,0726	0,9915	211,73
8	0,0737	0,98634	251,51
9	0,0745	0,98654	250,96
10	0,0766	0,98732	257,5

Tabel 4.3 Data iterasi konvergensi *mesh* model *Square 3*

<i>Element Size (mm)</i>	<i>Square 2</i>		
	<i>Skewness</i>	<i>Orthogonal Quality</i>	<i>Energy absorption (kJ)</i>
1	0,0581	0,9913	157,234
2	0,0572	0,9914	158,25
3	0,0579	0,9911	156,13
4	0,0581	0,9910	173,85
5	0,0585	0,9826	192,33
6	0,0639	0,9735	193,66
7	0,1677	0,9551	192,62
8	0,1695	0,9590	216,67
9	0,1698	0,962	206,63
10	0,1764	0,977	211,65

Tabel 4.4 Data iterasi konvergensi *mesh* model *decagonal 1*

<i>Element Size (mm)</i>	<i>Decagonal 1</i>		
	<i>Skewness</i>	<i>Orthogonal Quality</i>	<i>Energy absorption (kJ)</i>
1	0,0612	0,9915	46,092
2	0,0609	0,9917	46,451
3	0,0611	0,9911	45,639
4	0,0660	0,9922	45,16
5	0,0671	0,9912	45,221
6	0,0723	0,9898	45,366
7	0,0832	0,9831	44,712
8	0,0844	0,9870	43,712
9	0,0846	0,9891	45,735
10	0,0877	0,9833	43,127

Tabel 4.5 Data iterasi konvergensi *mesh* model *decagonal 2*

<i>Element Size</i> (mm)	<i>Decagonal 2</i>		
	<i>Skewness</i>	<i>Orthogonal Quality</i>	<i>Energy absorption</i> (kJ)
1	0,0536	0,9923	132,859
2	0,0520	0,9934	133,87
3	0,0528	0,9913	133,61
4	0,0537	0,9926	146,06
5	0,0572	0,9977	165,14
6	0,0580	0,9904	169,28
7	0,0584	0,9905	177,77
8	0,0912	0,9802	210,38
9	0,0928	0,9749	209,23
10	0,0983	0,9753	215,55

Tabel 4.6 Data iterasi konvergensi *mesh* model *decagonal 3*

<i>Element Size</i> (mm)	<i>Decagonal 3</i>		
	<i>Skewness</i>	<i>Orthogonal Quality</i>	<i>Energy absorption</i> (kJ)
1	0,0573	0,9912	126,892
2	0,0565	0,9919	127,99
3	0,0587	0,9917	128,43
4	0,0679	0,9841	139,87
5	0,1276	0,9709	170,79
6	0,1242	0,9751	162,33
7	0,1368	0,9662	161,32
8	0,1772	0,9695	174,82
9	0,1802	0,9576	163,2
10	0,1828	0,9533	177,34

Setelah dilakukan konvergensi *mesh* pada setiap komponen, lalu ukuran *mesh* yang mempunyai nilai konvergen terhadap hasil serta quality yang baik digunakan sebagai ukuran *mesh* untuk simulasi. Pada model *crash box Square 1*, *Square 2*, *Square 3* nilai *energy absorption* telah mencapai konvergen pada ukuran *mesh* 3 mm, 2 mm, dan 1 mm. Ukuran *mesh* 2 mm dipilih karena memiliki nilai *mesh quality* yang stabil dan perubahan penyerapan energi yang tidak signifikan. Pada model *crash box decagonal 1*, *decagonal 2*, dan *decagonal 3* nilai *energy absorption* juga telah mencapai konvergen pada ukuran *mesh* 3 mm, 2 mm, dan 1

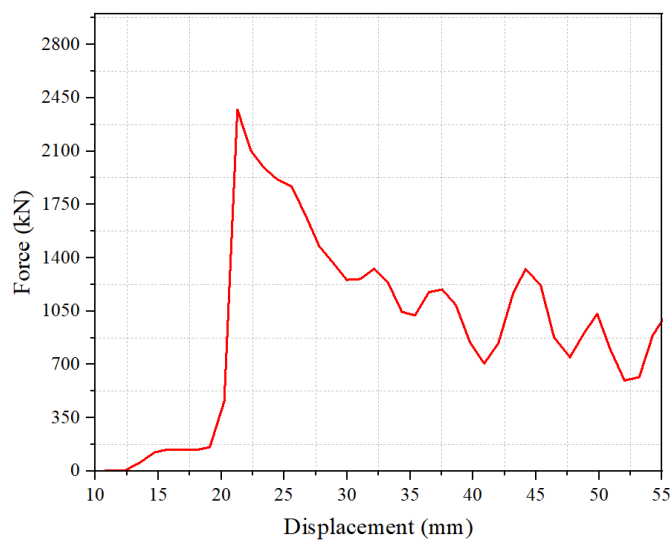
mm. Ukuran *mesh* 2 mm juga dipilih karena memiliki nilai *mesh quality* yang stabil dan perubahan penyerapan energi yang tidak signifikan.

4.2 Analisis *Crashworthiness* Struktur *Crash box*

Beberapa parameter sebagai indikator penilaian *Crashworthiness* dari hasil simulasi numerikal yaitu *energy absorption* (EA), *specific energy absorption* (SEA), *initial peak force* (IPF), *mean crushing force* (MCF), dan *crush force efficiency* (CFE). Kemampuan struktur dalam menyerap energi impact menjadi penilaian utama *Crashworthiness* struktur. Semakin banyak kapasitas penyerapan energi suatu struktur, maka semakin baik kinerja *Crashworthiness* struktur tersebut.

4.2.1 Analisa *Energy absorption* dan *Specific Energy absorption* *Crash box*

Energy absorption (EA) adalah kapasitas penyerapan energi suatu struktur selama proses *impact* terjadi. *Energy absorption* merupakan parameter utama dalam penilaian kinerja *Crashworthiness* suatu struktur selama proses *impact*. Gambar 4.12 menunjukkan kurva *force – displacement*, dimana integral daerah dibawah kurva *force – displacement* merupakan jumlah total energy yang diserap. SEA didapat dengan perbandingan *energy absorption* dengan massa struktur. Analisa *energy absorption* dilakukan pada masing – masing model *crash box* yang di desain. Tabel 4.7 di bawah ini menunjukkan hasil simulasi numerikal *energy absorption* dan *specific energy absorption* pada setiap model *crash box*.

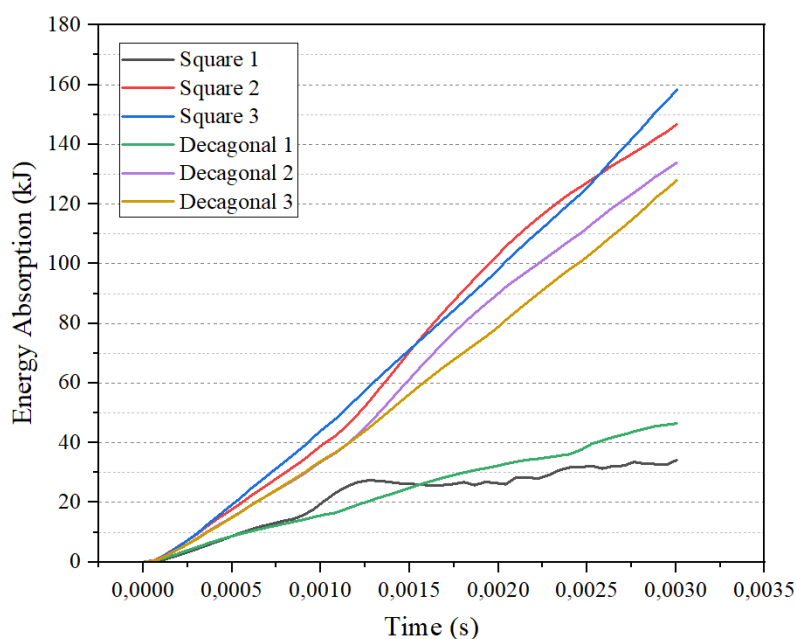


Gambar 4.12 Kurve *force - displacement*

Tabel 4.7 Hasil simulasi numerikal EA dan SEA model *crash box*

<i>Crash box Type</i>	<i>Mass (kg)</i>	<i>Energy absorption (kJ)</i>	<i>Specific Energy absorption (kJ)</i>
<i>Square 1</i>	0,151	34,223	226,09
<i>Square 2</i>	0,413	146,64	355,00
<i>Square 3</i>	0,412	158,25	383,90
<i>Decagonal 1</i>	0,179	46,451	259,55
<i>Decagonal 2</i>	0,333	133,87	402,07
<i>Decagonal 3</i>	0,332	127,99	385,64

Model *crash box* tanpa *honeycomb*, *front end trigger*, dan *slot trigger* (*base model*), model *decagonal 1* mempunyai nilai *energy absorption* dan *specific energy absorption* yang lebih tinggi dibandingkan model *Square 1* yaitu masing – masing 46,451 kJ dan 259,55 kJ. Pada Model *crash box* dengan penambahan *honeycomb*, *front end trigger* (model 2), dan penambahan *honeycomb*, *front end trigger*, *slot trigger* (model 3), Model *crash box* dengan *cross section Square* mempunyai penyerapan energi yang lebih baik dari model *crash box* dengan *cross section decagonal*. Tetapi untuk *specific energy absorption*, model *crash box* dengan *cross section decagonal* mempunyai nilai yang lebih tinggi, hal ini karena model *decagonal* mempunyai massa yang relatif lebih kecil.



Gambar 4.13 Kurva EA – *time* model *crash box*

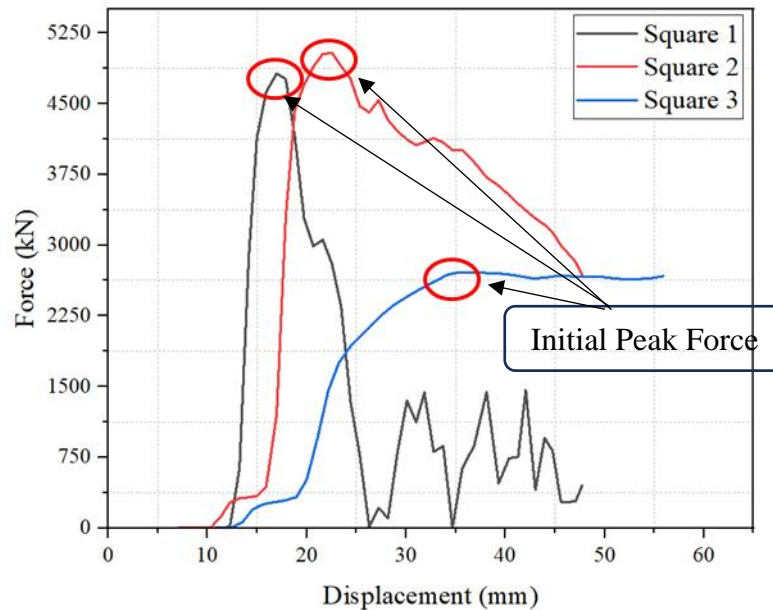
Pada gambar 4.13 juga menunjukkan bahwa model *Square 3* mempunyai penyerapan energi struktur yang lebih baik selama selang waktu pengamatan 0,003 s dengan nilai 158,25 kJ. Secara keseluruhan dalam penyerapan energi struktur selama *impact* terjadi, model *Square 3* mempunyai kinerja yang lebih baik dengan menaikkan *energy absorption* sebanyak 362,5 % dibandingkan dengan *base model*. Faktor massa pada struktur yang mempengaruhi nilai SEA tidak terlalu diperhitungkan karena tidak terdapat perbedaan yang signifikan pada massa struktur setiap model *crash box*.

4.2.2 Analisa Initial Peak Force Crash box

Initial peak force merupakan salah satu parameter penting lainnya yang menjadi pertimbangan dalam menentukan kinerja struktur *crash box*. *Initial peak force* yang lebih rendah dengan penyerapan energi yang lebih tinggi diperlukan untuk pemilihan model desain *crash box*. Tabel dibawah ini menunjukkan *initial peak force* pada hasil simulasi numerik *crash box*.

Tabel 4.8 Hasil simulasi numerikal IPF dan EA model *crash box*

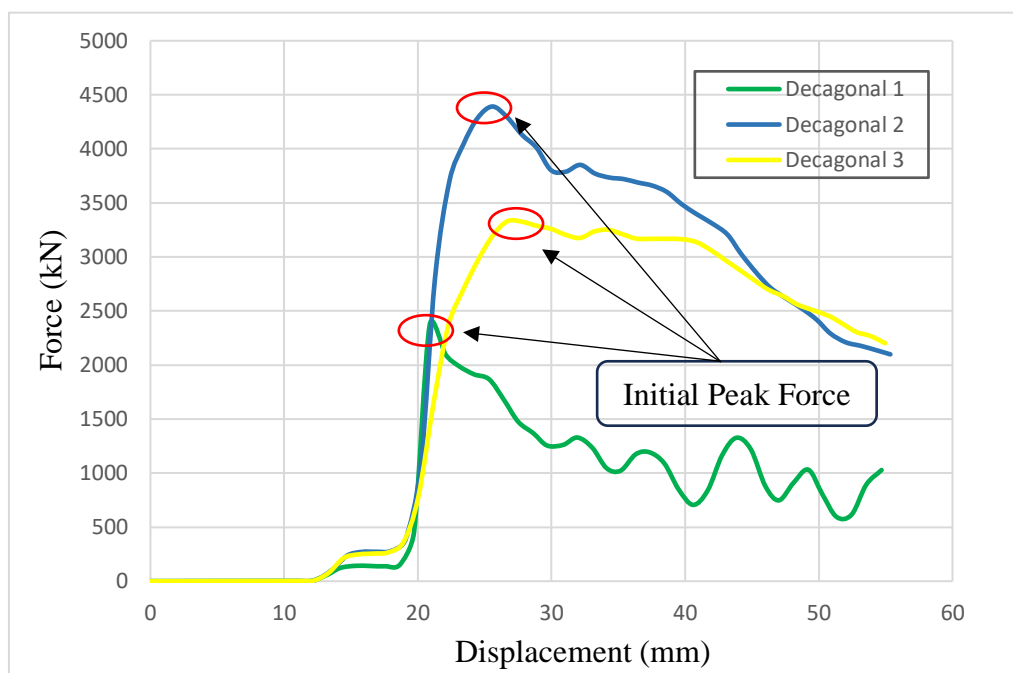
Model	<i>Initial Peak Force</i> (kN)	<i>Energy absorption</i> (kJ)
<i>Square 1</i>	4818	34,223
<i>Square 2</i>	5038,5	146,64
<i>Square 3</i>	2713,3	158,25
<i>Decagonal 1</i>	2373,2	46,451
<i>Decagonal 2</i>	4391,7	133,87
<i>Decagonal 3</i>	3330,9	127,99



Gambar 4.14 Grafik *force – displacement* model *square*

Pada gambar 4.14 Grafik *force vs Displacement* untuk 3 jenis *crash box* Sumbu X Horizontal menunjukkan perpindahan (*displacement*) *crash box* dari awal sebelum tabrakan terjadi hingga terjadi tabrakan, Sumbu y vertikal menunjukkan gaya (*Force*) dalam Kilonewton (kN), Interpretasi garis tersebut menunjukkan respons gaya terhadap perpindahan untuk struktur dan pada lingkaran merah menunjukkan IPF terjadi yaitu pada *Square 1* IPF terjadi 15 mm dengan gaya 4800 kN dan pada *square 2* perubahan jarak dari titik awal 20 mm dengan gaya 5000 kN dan pada *Square 3* perubahan terjadi pada jarak 30 mm dari titik awal dengan *force* 3500 kN, *Square 3* memiliki interpretasi garis relatif stabil setelah mencapai IPF menunjukkan kemampuan yang baik dalam absorpsi energi secara konsisten berbeda pada *Square 1* setelah mencapai IPF gaya menurun tajam. Penurunan gaya yang cepat ini menunjukkan bahwa struktur mengalami keruntuhan atau *buckling* segera setelah mencapai gaya puncak, struktur ini mengalami penurunan yang signifikan, menunjukkan perilaku deformasi yang tidak stabil, dan kurang efisien dalam menyerap energi. Model *Square* dengan penambahan *honeycomb, front end trigger* (*Square 2*), menaikkan penyerapan energi dan IPF masing-masing sebesar 328,5 % dan 4,6 % dari *base model* (*Square 1*). Pada model *Square* dengan penambahan *honeycomb, front end trigger, slot trigger* (*Square 3*) menaikkan

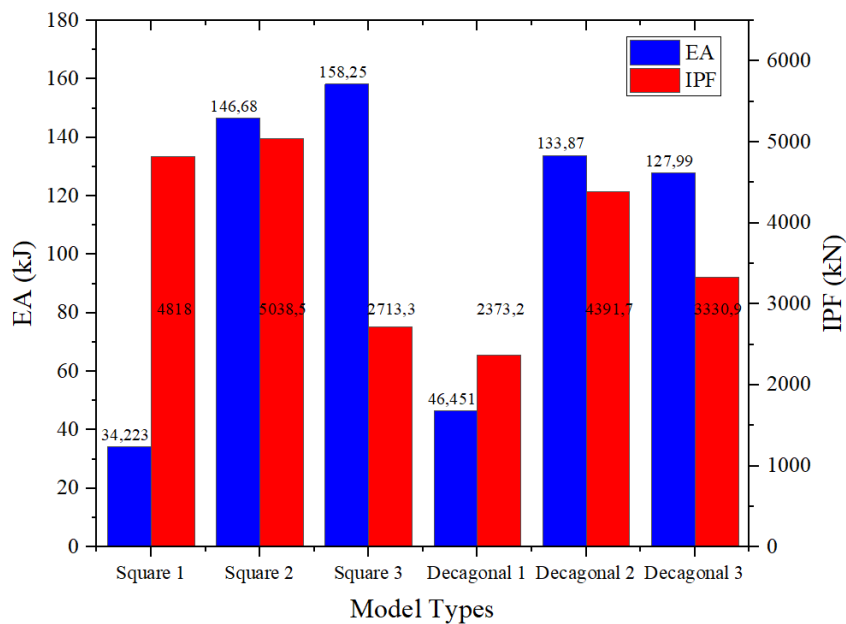
penyerapan energi sebesar 362,5 % serta menurunkan nilai IPF sebesar 43,7 % dari *base model* (*Square 1*). Model *decagonal* dengan penambahan *honeycomb*, *front end trigger* (*decagonal 2*) menaikkan penyerapan energi dan IPF masing – masing sebesar 188,2 % dan 85 % dari *base model* (*decagonal 1*). Pada model *decagonal* dengan penambahan *honeycomb*, *front end trigger*, *slot trigger* (*decagonal 3*) juga menaikkan penyerapan energi dan IPF masing – masing sebesar 175,5 % dan 40,3 %. Kurva *force reaction* setiap model *crash box* dengan berbeda *cross section* ditunjukkan pada Gambar 4.11, dan 4.12.



Gambar 4.15 Grafik *force – displacement* model *decagonal*

Pada gambar 4.15 Grafik *force vs Displacement* untuk 3 jenis *crash box decagonal* Sumbu X Horizontal menunjukkan perpindahan (*displacement*) *crash box* dari awal sebelum tabrakan terjadi hingga terjadi tabarakan, Sumbu y vertikal menunjukkan gaya (*Force*) dalam Kilonewton (kN), Interpretasi garis tersebut menunjukkan respons gaya terhadap perpindahan untuk struktur dan pada lingkaran merah menunjukkan IPF terjadi, Pada kurva *force reaction* menunjukkan bahwa *crash box* dengan penambahan *honeycomb*, *front end trigger* maupun penambahan *honeycomb*, *front end trigger*, *slot trigger* rata – rata menunjukkan titik *initial peak force* yang lebih tinggi dan luas kurva yang lebih besar dibandingkan *base model*. Namun pada model *Decagonal 3*, selain mempunyai luas kurva penyerapan energi

yang lebih besar juga mempunyai nilai titik *initial peak force* yang lebih kecil dibandingkan *base model* atau model lainnya. Nilai *initial peak force* yang lebih kecil diperlukan untuk mengurangi gaya *impact* lebih besar yang diteruskan ke bagian utama kompartemen mobil. Meskipun model *decagonal 1* mempunyai nilai IPF yang sedikit lebih kecil dari model *Square 3*, tetapi model *decagonal 1* secara kinerja penyerapan energi struktur mempunyai nilai jauh lebih sedikit dibandingkan model *Square 3*. Oleh karena itu secara kinerja untuk parameter IPF, model *Square 3* memiliki kinerja yang lebih baik dibandingkan model lainnya. Perbandingan nilai EA dan IPF setiap model secara diagram dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 4.16 Diagram EA dan IPF model *crash box*

Pada hasil IPF yang dihasilkan dari 6 model *crash box* dapat diketahui kekakuan (Stiffness) untuk struktur *Square 1*, *Square 2* dan *Square 3* dan juga pada struktur *Decagonal 1*, *Decagonal 2* dan *Decagonal 3* hasil perhitungan kekakuan pada setiap struktur sebagai berikut :

1. Struktur *Square 1*

Perubahan gaya Terjadi pada 4800 kN dan perpindahan perubahan di 10 mm Sehingga kekakuan pada *Square 1* adalah sebagai berikut :

$$k = \frac{4800 \text{ kN}}{10 \text{ mm}} = 480 \text{ kN/mm}$$

2. Struktur *Square 2*

Perubahan gaya Terjadi pada 5000 kN dan perpindahan perubahan di 10 mm
Sehingga kekakuan pada *Square 2* adalah sebagai berikut :

$$k = \frac{5000 \text{ kN}}{10 \text{ mm}} = 500 \text{ kN/mm}$$

3. Struktur *Square 3*

Perubahan gaya Terjadi pada 3500 kN dan perpindahan perubahan di 10 mm
Sehingga kekakuan pada *Square 1* adalah sebagai berikut :

$$k = \frac{3500 \text{ kN}}{10 \text{ mm}} = 350 \text{ kN/mm}$$

4. Struktur *Decagonal 1*

Perubahan gaya Terjadi pada 2250 kN dan perpindahan perubahan di 12 mm
Sehingga kekakuan pada *Decagonal 1* adalah sebagai berikut :

$$k = \frac{2250 \text{ kN}}{12 \text{ mm}} = 188 \text{ kN/mm}$$

5. Struktur *Decagonal 2*

Perubahan gaya Terjadi pada 4400 kN dan perpindahan perubahan di 12 mm
Sehingga kekakuan pada *Decagonal 2* adalah sebagai berikut :

$$k = \frac{4400 \text{ kN}}{12 \text{ mm}} = 367 \text{ kN/mm}$$

6. Struktur *Decagonal 3*

Perubahan gaya Terjadi pada 3300 kN dan perpindahan perubahan di 12 mm
Sehingga kekakuan pada *Decagonal 3* adalah sebagai berikut :

$$k = \frac{3300 \text{ kN}}{12 \text{ mm}} = 275 \text{ kN/mm}$$

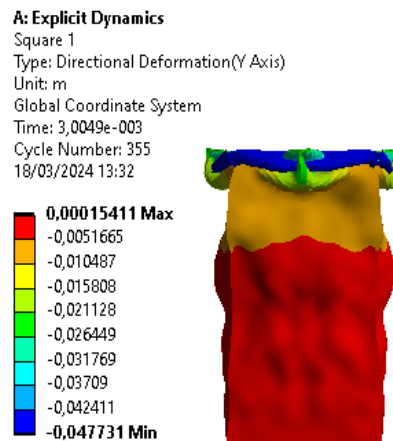
Dari hasil perhitungan di atas dapat disimpulkan pada *crash box* dengan model *Square 1 – Square 3* memiliki kekakuan yang berbeda, dari hasil didapatkan *Square 2* lebih kaku dibanding beberapa model *Square 1* dan *3*, untuk *decagonal* didapatkan hasil *decagonal 2* lebih kaku dibanding *decagonal 1* dan *decagonal 3*.

4.2.3 Analisa Mean Crushing Force Crash box

Mean Crushing Force juga menunjukkan kemampuan penyerapan energi untuk struktur yang merupakan nilai rata-rata dari semua beban puncak yang diperoleh pada kurva *force – displacement*. *Mean Crushing Force* merupakan perbandingan *energy absorption* dengan *displacement*. Nilai MCF dipengaruhi oleh dua parameter yaitu EA dan displacement. Struktur dengan nilai EA yang besar dan nilai *displacement* yang kecil akan memiliki nilai MCF yang lebih baik. Hasil simulasi numerikal MCF setiap model *crash box* ditunjukkan pada tabel di bawah ini. Deformasi serta diagram perbandingan MCF dan EA setiap model *crash box* masing – masing ditunjukkan pada gambar 4.17, 4.18, 4.19, 4.20 dan 4.21.

Tabel 4.9 Hasil simulasi numerikal MCF *crash box*

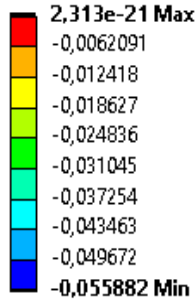
Model	MCF (kJ/mm)	EA (kJ)	<i>Displacement</i> (mm)
<i>Square 1</i>	717,00	34,223	47,731
<i>Square 2</i>	2624,10	146,64	55,882
<i>Square 3</i>	2886,67	158,25	54,821
<i>Decagonal 1</i>	849,29	46,451	54,694
<i>Decagonal 2</i>	2418,48	133,87	55,353
<i>Decagonal 3</i>	2328,87	127,99	54,958



Gambar 4.17 decagonal Square 1

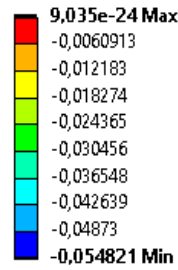
A: Explicit Dynamics

Square 2
Type: Directional Deformation(Y Axis)
Unit: m
Global Coordinate System
Time: 3,5033e-003
Cycle Number: 1070
18/03/2024 13:37



A: Explicit Dynamics

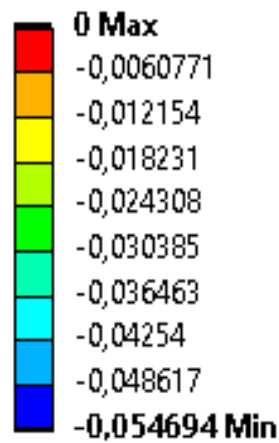
Square 3
Type: Directional Deformation(Y Axis)
Unit: m
Global Coordinate System
Time: 3,5001e-003
Cycle Number: 14321
16/03/2024 20:18



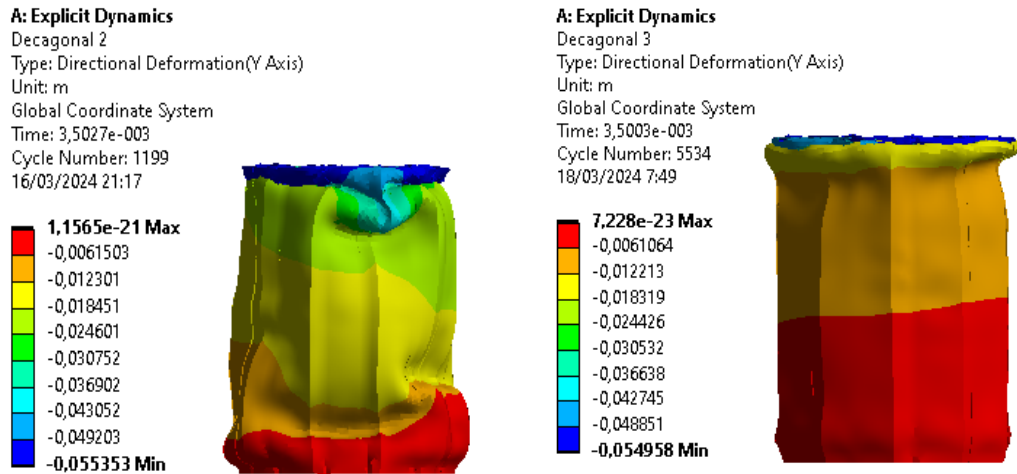
Gambar 4.18 Defomasi Square 2 dan 3

A: Explicit Dynamics

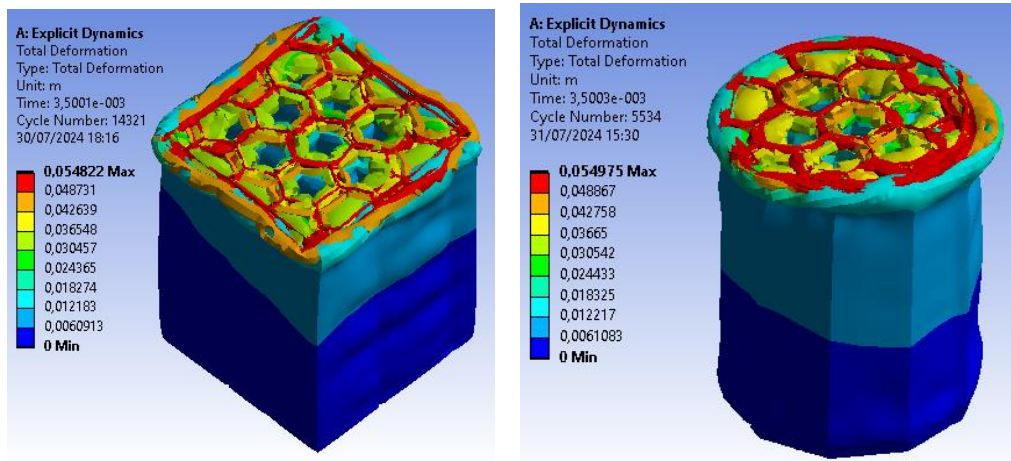
Decagonal 1
Type: Directional Deformation(Y Axis)
Unit: m
Global Coordinate System
Time: 3,5004e-003
Cycle Number: 529
16/03/2024 20:46



Gambar 4.19 Deformasi Decagonal 1

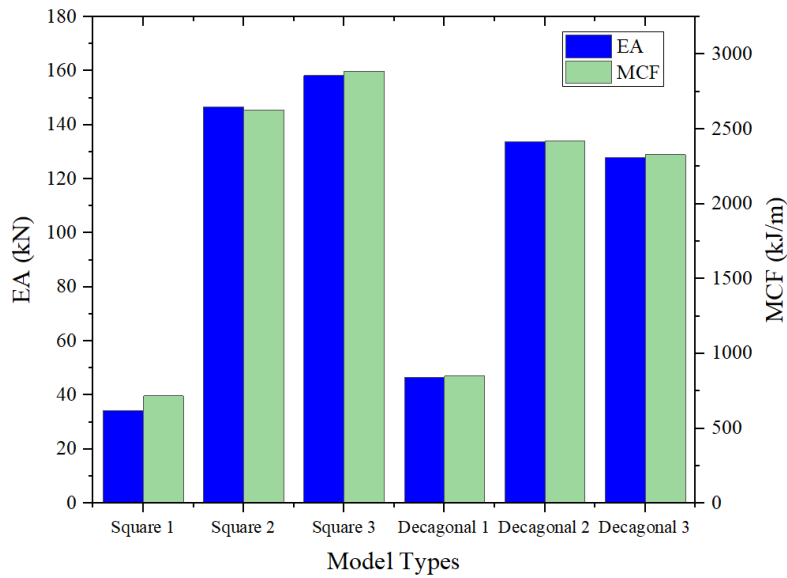


Gambar 4.20 deformasi decagonal 2 dan 3



Gambar 4.21 Pola deformasi model *crash box*

Berdasarkan hasil simulasi numerikal, penambahan *triggers* rata – rata pada model *crash box Square* atau *decagonal* dapat meningkatkan nilai MCF. Kenaikan nilai MCF rata – rata diikuti dengan kenaikan nilai EA pada *crash box*. Nilai MCF untuk model *Square* lebih baik dibandingkan model *decagonal*, hal ini dikarenakan nilai EA model *Square* lebih tinggi. Model *decagonal* lebih mudah terdeformasi dibandingkan model *Square* hal ini karena model *decagonal* memiliki lebih sedikit jumlah *honeycomb* dalam struktur, sehingga kekakuannya lebih kecil. Secara keseluruhan model *Square 3* memiliki kinerja yang lebih baik dibandingkan model lainnya dengan nilai penyerapan energi serta nilai MCF yang lebih besar dibandingkan model lainnya.



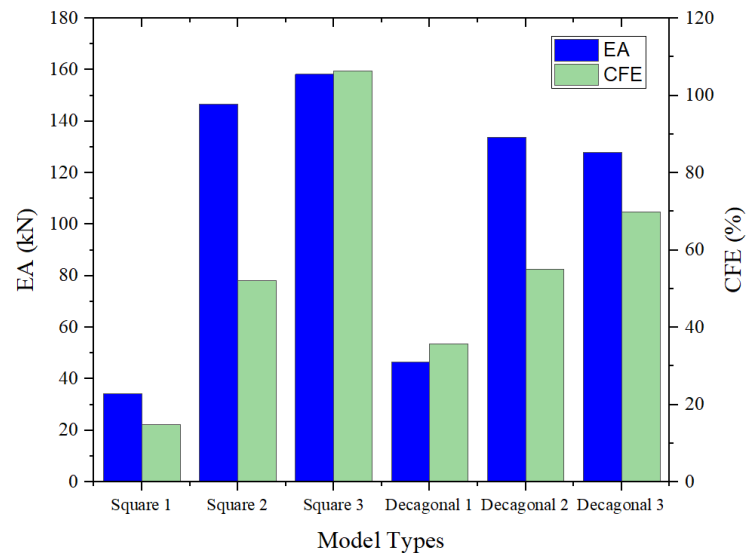
Gambar 4.22 Diagram EA dan MCF model *crash box*

4.2.4 Analisa *Crush Force Efficiency Crash box*

CFE merupakan perbandingan MCF dengan nilai gaya puncak maksimum yang menunjukkan stabilitas struktur selama proses penghancuran. Struktur dengan nilai MCF yang lebih besar dengan nilai F_{max} yang lebih kecil akan mempunyai nilai CFE yang lebih baik. Model *Square 3* mempunyai nilai CFE yang lebih baik dibandingkan model lainnya. Model *Square* mempunyai nilai penyerapan energi yang lebih besar yaitu 106,39 % dengan nilai F_{max} yang tidak terlalu besar yaitu 2713,3 kN. Meskipun model *decagonal 1* mempunyai nilai F_{max} yang lebih kecil dibandingkan model *Square 1*, tetapi model *decagonal 1* mempunyai nilai penyerapan energi yang lebih kecil dibandingkan model *Square 1*. Parameter utama yang menjadi pertimbangan dalam kinerja struktur *crash box* yaitu penyerapan energi pada struktur. Gambar 4.23 menunjukkan model *Square 1* mempunyai kinerja lebih baik dalam penyerapan energi struktur dengan nilai *initial peak force* atau F_{max} yang tidak terlalu besar. Hasil simulasi numerikal CFE setiap model *crash box* ditunjukkan pada tabel di bawah ini.

Tabel 4.10 Hasil simulasi numerikal CFE *crash box*

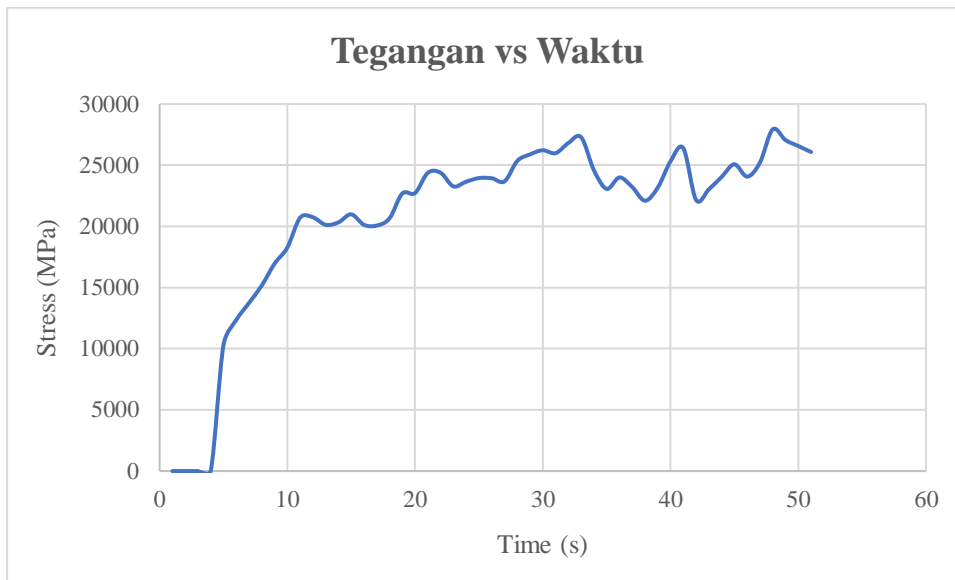
Model	CFE (%)	F _{max} (kN)
<i>Square 1</i>	14,88	4818
<i>Square 2</i>	52,08	5038,5
<i>Square 3</i>	106,39	2713,3
<i>Decagonal 1</i>	35,79	2373,2
<i>Decagonal 2</i>	55,07	4391,7
<i>Decagonal 3</i>	69,92	3330,9



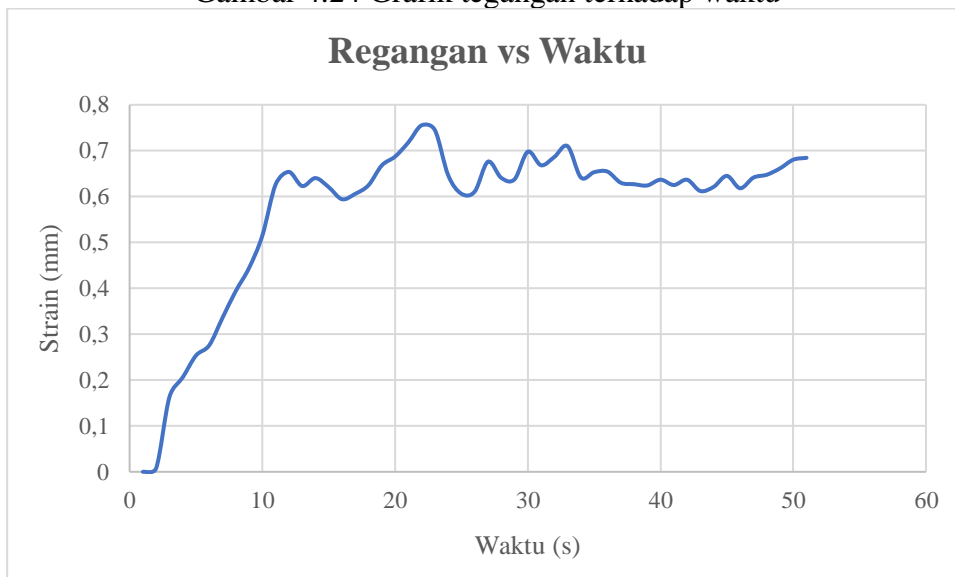
Gambar 4.23 Diagram EA dan CFE model *crash box*

4.3 Analisa *Stress* dan *Strain*

Pada penelitian ini dilakukan analisa *Stress* (Tegangan) dan *Strain* (Regangan) pada material yang mengukur gaya internal yang bekerja dalam satuan material sebagai respons terhadap beban eksternal. Tegangan adalah gaya per satuan luas yang diterapkan pada material. Regangan adalah perubahan bentuk atau ukuran material relatif terhadap bentuk atau ukuran awalnya keduanya sangat penting dalam analisa mekanik untuk menentukan kekuatan, elastisitas, dan plastisitas material.



Gambar 4.24 Grafik tegangan terhadap waktu



Gambar 4.25 Grafik regangan terhadap waktu

Pada gambar diatas 4.24 dan 4.25 sumbu Y menunjukkan tegangan dan regangan dan pada sumbu X menunjukkan durasi waktu dalam satuan detik selama pengujian crashworhiness. Pada gambar 4.25 grafik tegangan awal pengujian 0-5 detik terjadi peningkatan yang cepat hingga mencapai 20.000 Mpa dalam waktu kurang dari 5 detik hal ini menunjukkan bahwa crash box mengalami tegangan tinggi saat pertama kali terkena beban atau dampak, pada puncak awal 5-10 detik peningkatan awal yang tajam tegangan mulai mengalami fluktuasi namun masih

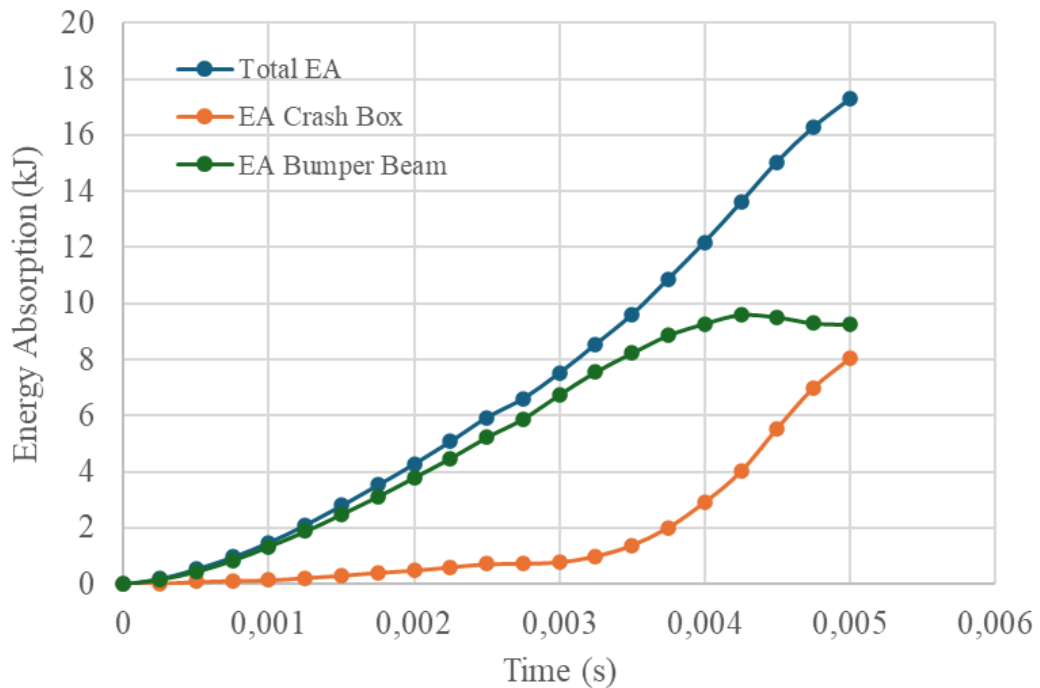
menunjukkan tren peningkatan secara keseluruhan, tegangan mencapai puncak 25.000 Mpa dan terus mengalami fluktuasi, pada 10-50 detik setelah mencapai puncak tegangan mengalami beberapa fluktuasi namun cenderung stabil pada kisaran 25.000 Mpa hingga 30.000 Mpa. Grafik menunjukkan crash box terbuat dari Aluminium 6063-T6 memiliki kinerja yang baik dalam menahan tegangan yang tinggi dan menunjukkan stabilitas yang cukup baik selama periode pengujian. Pada gambar 4.25 Grafik regangan pengujian awal 0-5 detik terjadi peningkatan regangan yang cepat hingga mencapai 0,6 mm dalam waktu 5 detik, hal ini menunjukkan bahwa crash box mengalami deformasi yang signifikan saat pertama kali terkena beban, dan puncak awal 5-20 detik peningkatan awal yang tajam, regangan mulai mengalami fluktuasi namun masih menunjukkan tren peningkatan secara keseluruhan, regangan mencapai puncak disekitar 0,75 mm dan kemudian mengalami beberapa fluktuasi, setelah mencapai puncak regangan mengalami beberapa fluktuasi namun cenderung stabil pada kisaran 0,65 mm hingga 0,7 mm. Grafik regangan terhadap waktu menunjukkan bahwa *crash box* yang terbuat dari Aluminium 6063-T6 mengalami deformasi yang signifikan pada awal pengujian dan kemudian stabil. Tegangan dan Regangan terhadap waktu menunjukkan bahwa material mampu menahan tegangan tinggi, tetapi juga mengalami deformasi plastis signifikan setelah *yield strength* terlampaui. Pada tahap awal pengujian ketika material menerima beban tegangan dan regangan meningkat cepat, jika tegangan dialami material melebihi *yield strength*, material akan mulai mengalami deformasi plastis, dalam grafik tegangan terhadap waktu, peningkatan tajam hingga 25.000 Mpa, jauh di atas *yield strength*. Ini menunjukkan bahwa material telah melewati batas elastisitas dan masuk ke zona deformasi plastis. Pada grafik regangan terhadap waktu, regangan juga meningkat tajam pada awal pengujian mencerminkan deformasi plastis yang terjadi setelah *yield strength* terlampaui. Fluktuasi tersebut menunjukkan bahwa material mengalami penyesuaian mikrostruktur atau strain hardening, dimana material menjadi lebih kuat dan lebih tahan terhadap deformasi lebih lanjut setelah melewati *yield strength*.

4.4 Analisa *Energy absorption* Sistem Bumper

Dari hasil Simulasi yang dilakukan secara numerik terhadap keseluruhan model *Crash box*, dan dilakukan pemilihan hasil *Crashbox* terbaik yang memiliki nilai *Crashworthiness* struktur yang baik. Model yang dipilih yaitu *Crash box Square 3* mempunyai nilai penyerapan energi kinetik impact yang lebih baik dibandingkan model lainnya dalam selang waktu 0,003 s yaitu sebesar 158,25 kJ. Model *Crash box* tersebut kemudian dilakukan simulasi numerik dengan melakukan *assembly* dengan model *Bumper*. Berikut adalah tabel yang menunjukkan nilai hasil simulasi numerical *Energy absorption* dan nilai energi sistem pada *Assymbly* Bumper dan *Crash box*.

Tabel 4.11 Hasil Simulasi Numerikal Sistem Bumper

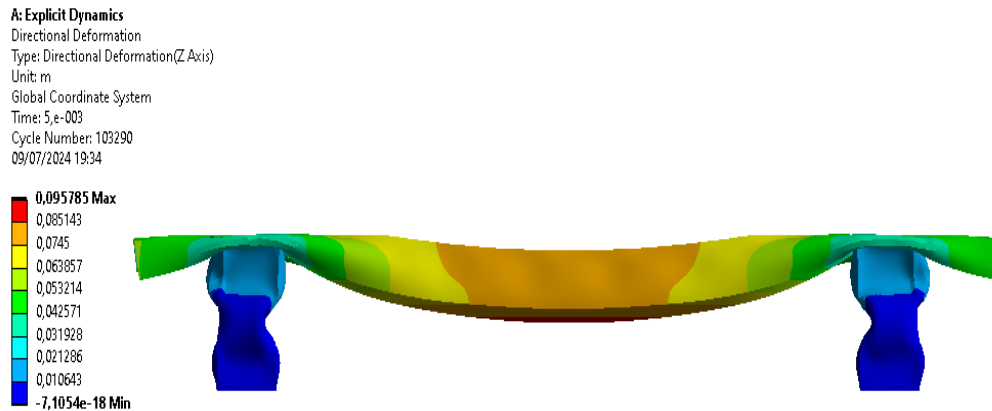
<i>Parameters</i>		<i>Value</i>
<i>Energy Absoption</i>	<i>Bumper beam</i>	9240,4J
	<i>Crash box</i>	8041,1 J
<i>Kinetic energy</i>		155,97 J
<i>Hourglass energy</i>		230,83 J
<i>Contact energy</i>		17353 J
<i>Total energi sistem</i>		17438 J



Gambar 4.26 Grafik *Energy absorption* Sistem Bumper

Pada gambar 4.24 grafik menunjukkan bahwa selama tabrakan, energi total yang diserap oleh sistem (Total EA) meningkat secara kontinu, mencapai puncaknya sekitar 18 kJ pada 0,006 detik. Fenomena ini disebabkan oleh peran yang berbeda antara *crash box* dan bumper beam dalam menyerap energi tabrakan. *Crash box* (EA *crash box*) menyerap sebagian besar energi awal dengan cepat, mulai menunjukkan peningkatan tajam setelah 0,002 detik dan mencapai sekitar 8 kJ. Hal ini menunjukkan efektivitas *crash box* menyerap dampak awal tabrakan. Bumper beam (EA Bumper Beam), di sisi lain, menyerap energi secara lebih lambat tetapi konstan, mencapai sekitar 9 kJ pada akhir periode waktu. Ini menunjukkan bahwa bumper beam berfungsi untuk menyerap energi tambahan setelah *crash box* mengalami deformasi signifikan. Kombinasi dari kedua komponen ini memastikan bahwa energi tabrakan diserap secara efisien dan merata, mengurangi risiko kerusakan lebih lanjut dan meningkatkan keselamatan penumpang. Pada analisis ini waktu pengamatan dilakukan selama 0,005 s. Energi kinetik yang bekerja pada *Impactor* diserap oleh komponen sistem bumper. Energi kinetik *impact* pada mulanya diserap oleh *Bumper*, yang kemudian energi kinetik yang melewati komponen *bumper* terlebih dahulu dan terdeformasi lalu diikuti oleh komponen *crash box*. Pola deformasi sistem bumper ditunjukkan pada Gambar 4.17. Sistem

bumper menyerap energi sebesar 9240,4 J dan *crash box* menyerap energi 8041,1 J. *Bumper* menyerap energi lebih banyak 6,94% lebih banyak dibandingkan *bumper* dalam waktu pengamatan 0,005 s.



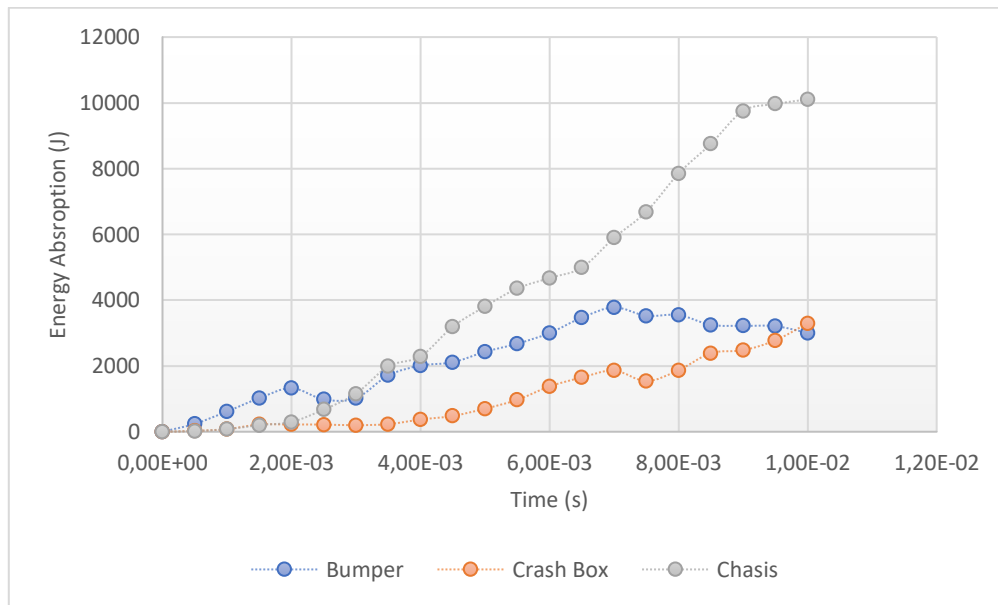
Gambar 4.27 Pola Deformasi sistem bumper

4.5 Analisa Kinerja *Crashbox* Terhadap *Chasis*

Analisa Pada *Crash box* Yang telah dilakukan didapatkan hasil dari Analisa *Crashworthiness* dengan model *Crash box* yang terbaik. Dan dilakukan pengamatan terhadap kondisi *chasis* saat *frontal impact* diterapkan. Komponen *Crash box*, Bumper dan *Chasis* di *assembly*. Dan dilakukan analisis numerikal.

4.5.1 Analisa Energi Pada *Chasis*

Analisa yang dilakukan pada *chasis* yang telah dilakukan *assembly* dilakukan secara numerikal pada saat *impact* terjadi, eergi kinetic dari *impactor* diteruskan ke komponen pada kendaraan pertama yaitu pada bumper dan diteruskan pada *crash box* dan energi diteruskan menuju ke *chasis* pada kendaraan.



Gambar 4.28 Grafik EA Chasis

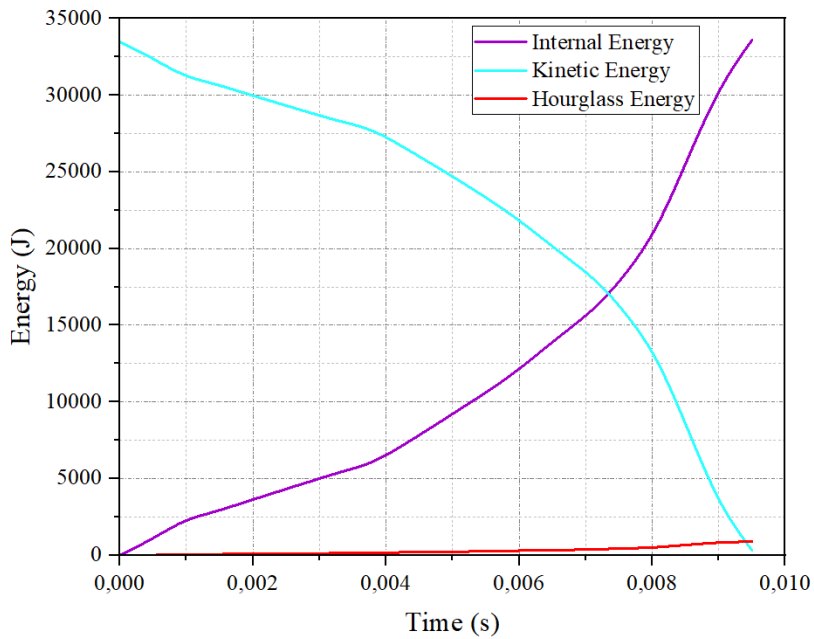
Hasil simulasi pada Gambar 4.26 penyerapan energi menunjukkan penyerapan energi kinetik lebih besar pada sistem bumper terutama pada *crash box* dibanding kedua model lainnya.

4.6 Validasi *Setup* Model dan Hasil Simulasi Numerikal

Ada beberapa validasi untuk model dan *setup* simulasi numerikal diantaranya konvergensi *mesh*, *checking energy balance*, *checking hourglass energy* (energi error), serta memvalidasi hasil simulasi dengan penelitian terdahulu. Konvergensi *mesh* untuk hasil simulasi numerikal telah dibahas pada sub bab sebelumnya.

1. *Checking Energy Balance*

Untuk memastikan simulasi memprediksi hasil yang akurat, *explicit solver* selalu memeriksa neraca energi total untuk mengamati konservasi energi. Jadi harus memeriksa keseimbangan energi (*energy balance*) saat melakukan simulasi *explicit dynamics* untuk mengetahui energi yang masuk serta energi yang hilang pada sistem selama proses. Kesetimbangan energi yang baik mempunyai nilai rasio energi 1 atau mendekati 1. Energi rasio dapat dihitung dengan membandingkan jumlah energi total terhadap jumlah energi total awal sistem dan *external work*.



Gambar 4.29 Grafik konservasi energi

Tabel 4.12 Konservasi Energi

Parameter (J)	<i>Initial Reference Energy</i> (J)	<i>Current Energy</i> (J)
<i>Internal Energy</i>	0	34589
<i>Kinetic Energy</i>	33457	348,05
<i>Hourglass Energy</i>	0	890,52
<i>External Work</i>	4339	
<i>Total Energy</i>	37796	36532
<i>Ratio Energy</i>	0,9	

Pada Gambar 4.27 grafik konservasi energi menunjukkan energi kinetik dari impactor sebelum terjadi *impact* energi kinetiknya maksimum. Selama proses *impact*, terjadi penurunan nilai energi kinetik dan kenaikan internal energi. Energi kinetik diserap oleh struktur dan disimpan dalam bentuk internal energi. Pada grafik konvergensi energi menunjukkan adanya keseimbangan energi kinetik dan internal energi selama proses *impact* hingga energi kinetik mencapai nilai minimum pada sistem. Berdasarkan hasil perhitungan nilai rasio keseimbangan energi, nilai rasio energi pada sistem selama simulasi numerikal mendekati nilai 1 yaitu 0,9. Hal ini

menunjukkan bahwa hasil simulasi numerikal telah mendekati nilai keseimbangan energi yang baik.

$$\text{Ratio Energy} = \frac{\text{Total Energy}}{\text{Initial Reference Energy} + \text{External Work}}$$

$$\text{Ratio Energy} = \frac{36532}{37796 + 4339} = 0,9$$

2. *Checking hourglass energy*

Hourglass energy dapat disebabkan oleh data material properties yang salah, course *mesh*, load yang dilokalkan kesimpul atau *edge*, dan bahkan pemilihan elemen yang salah. Nilai *hourglass energy* harus merupakan sebagian kecil dari jumlah nilai total energi pada suatu sistem. Dibawah ini merupakan hasil persentase nilai *hourglass energy* terhadap total energi pada sistem.

$$\% \text{ Energy Error} = \frac{\text{Hourglass Energy}}{\text{Total Energy}} \times 100 \%$$

$$\% \text{ Energy Error} = \frac{890,52}{36532} \times 100 \% = 2,43 \%$$

Nilai *hourglass energy* selama simulasi numerikal yaitu 890,52 J. Berdasarkan perhitungan, persentase nilai *hourglass energy* terhadap total energi pada sistem sebesar 2,43 %. Nilai ini merupakan sebagian kecil dari jumlah nilai total energi pada sistem.

[Halaman ini sengaja dikosongkan]

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

Pada pengerjaan tesis ini telah dibuat desain *crash box* untuk mobil dengan kapasitas empat penumpang atau lebih. Ada beberapa bentuk desain *crash box* yang direncanakan dengan penambahan *honeycomb*, *front end trigger*, dan *tigger slot*. *Crashworthiness assessment* merupakan indikator yang digunakan untuk menilai kinerja struktur di bawah beban *impact*. Simulasi numerikal *explicit dynamics* menggunakan *software* ANSYS dilakukan untuk mendapatkan nilai *Crashworthiness* struktur berdasarkan indikator *Crashworthiness assement*. Pada bab ini akan menjelaskan beberapa kesimpulan dan saran yang diperoleh selama pembuatan desain dan analisa yang telah dilakukan.

5.1 Kesimpulan

Pada pengerjaan tesis ini ada beberapa kesimpulan yang diperoleh selama proses pembuatan desain dan analisa yang telah dilakukan, yaitu sebagai berikut:

1. Terdapat enam desain *crash box* yang dibuat dengan dua *cross section* yang berbeda yaitu *Square* dan *decagonal*. Model *crash box Square* 1 dan *decagonal* 1 menggunakan standar tanpa modifikasi, model *Square* 2 dan *decagonal* 2 dimodifikasi menambahkan *honeycomb* dan *front end trigger* pada bagian struktur *crash box*, model *Square* 3 dan *decagonal* 3 dimodifikasi dengan penambahan *honeycomb*, *front end trigger*, dan *trigger slot*. Penambahan *honeycomb* pada struktur *crash box* bertujuan untuk meningkatkan penyerapan energi dan penambahan *trigger* bertujuan untuk mengurangi gaya reaksi saat *impact* terjadi.
2. Berdasarkan hasil simulasi numerik dan analisa *Crashworthiness* pada struktur *crash box*, ada beberapa kesimpulan yang diperoleh berdasarkan *Crashworthiness assessment* yaitu *energy absorption* (EA), *specific energy absorption* (SEA), *initial peak force* (IPF), *mean crurshing force* (MCF), dan *crush force efficiency* (MCF). Penambahan *honeycomb* dan *trigger* pada *crash box* dengan *cross section Square* dan *decagonal* secara umum dapat meningkatkan nilai EA, SEA, IPF, dan MCF pada struktur *crash box*. Model

crash box Square dengan penambahan *honeycomb*, *front end trigger*, dan *trigger slot* (model *Square 3*) mempunyai nilai *Crashworthiness* struktur yang terbaik dibandingkan model lainnya. Model *Square 3* mempunyai nilai EA sebesar 158,25 kJ, SEA 383,90 kJ, IPF 2713,3 kN, MCF 2886,67 kJ/mm, dan CFE 106,39 %.

3. Model *crash box Square 3* mempunyai nilai penyerapan energi kinetik *impact* yang lebih baik dibandingkan model lainnya dalam selang waktu 0,003 s yaitu sebesar 158,25 kJ. Secara keseluruhan dalam penyerapan energi struktur selama *impact* terjadi, struktur model *crash box Square 3* dapat menaikkan penyerapan energi struktur sebanyak 362,5 % dibandingkan dengan *base model*.

5.2 Saran

Setelah melakukan desain serta analisa pada penelitian ini, ada beberapa kondisi serta parameter yang perlu diterapkan, yaitu sebagai berikut:

1. Perlu adanya pertimbangan untuk menggunakan beberapa jenis material dan variasi ketebalan pada model *crash box*. Jenis material dan perbedaan dimensi merupakan salah satu faktor yang mempengaruhi kinerja *Crashworthiness* struktur pada *crash box* dibawah beban *impact*.
2. Perlu adanya analisa lebih lanjut untuk desain *honeycomb* serta letak posisi *trigger* pada struktur *crash box* agar didapatkan hasil yang lebih maksimal dalam penyerapan energi serta penurunan nilai gaya reaksi.
3. Perlu memperhitungkan beberapa penerapan kondisi *impact* yang berbeda tidak hanya *full frontal impact*, tetapi adanya beberapa *offset impact*. Pada saat kecelakaan mobil arah depan, biasanya tabrakan tidak hanya terjadi pada kondisi *full frontal impact*, tetapi dapat terjadi pada *offset* tertentu pada bagian depan mobil.

DAFTAR PUSTAKA

- Alghamdi A. (2000). Smart frictional impact energy absorber. *Int J Crashworthiness*, 5, 169–178.
- Ansys Course. (2020). *Contact Mechanics*.
<https://courses.ansys.com/index.php/courses/contact-mechanics/>
- Ansys Course. (2020). *Metal Plasticity*.
<https://courses.ansys.com/index.php/courses/metal-plasticity/>
- Ansys Course. (2020). *Time Integration*.
https://courses.ansys.com/index.php/courses/time_integration/
- Ansys Course. (2022). *Explicit Dynamics Theory*.
<https://www.ansys.com/training-center/course-catalog/structures/ansys-explicit-dynamics-theory>
- Ansys Course. (2023). *Structural Nonlinearity*.
<https://courses.ansys.com/index.php/courses/structural-nonlinearity/>
- Bhardawaj, S., Sharma, R. C., & Sharma, S. K. (2020). Analysis of frontal car crash characteristics using ANSYS. *Materials Today: Proceedings*, 25, 898–902. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2019.12.358>
- Boria, S., Maccagnani, S., Giambò, R., & Giannoni, F. (2015). *Crashworthiness and lightweight design of an innovative microcar. International Journal of Automotive Composites*, 1(4), 313.
<https://doi.org/10.1504/ijautoc.2015.071124>
- Constantin B A, Iozsa D, & Fratila G. (2016). Studies about the Behavior of the *Crash boxes* of a Car Body. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 160.
- Davoodi MM, et al. (2008). Conceptual design of a polymer composite automotive bumper energy absorber. *J Mater*, 29, 1447–1452.
- European Commission. (2020). *2050 long-term strategy*.
- Han MS, et al. (2014). Fracture Properties of Aluminum Foam *Crash box*. *Int J Autom Technol*, 15(6), 945–951.
- Huang M. (2002). *Vehicle crash mechanics*. CRC Press.
- Jeffery, J. B. (2020). Simulation Study of Elliptical Thin Walled Structure *Crash box* with Holed Initiator through Axial and Oblique Impact. *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research*, 8(8), 4084–4090.
<https://doi.org/10.30534/ijeter/2020/09882020>

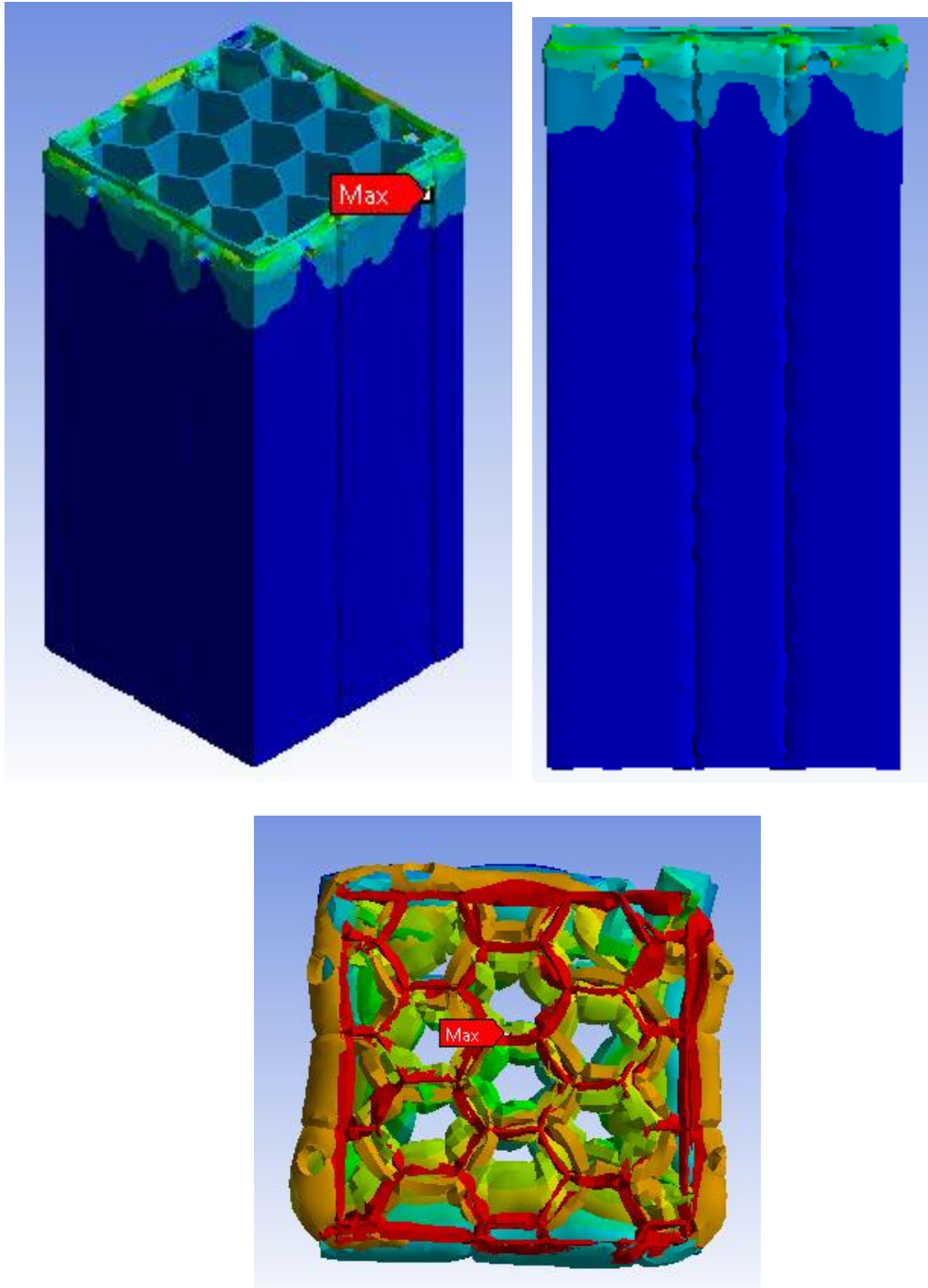
- Kemenhub. (2022). *Jumlah Kasus Kecelakaan Lalu Lintas Darat di Indonesia (2016-2021)*. <https://dataindonesia.id/sektor-riil/detail/jumlah-kecelakaan-lalu-lintas-meningkat-jadi-103645-pada-2021>
- Li, Z., Yu, Q., Zhao, X., Yu, M., Shi, P., & Yan, C. (2017). *Crashworthiness and lightweight optimization to applied multiple materials and foam-filled front end structure of auto-body*. *Advances in Mechanical Engineering*, 9(8), 1–21. <https://doi.org/10.1177/1687814017702806>
- Marispatin, N. dan R. E. et al. (2017). *Strategi Implementasi NDC (Nationally Determined Contribution)*.
- Nasir Hussain, N., Prakash Regalla, S., & Daseswara Rao, Y. V. (2017). Low velocity Impact Characterization of Glass Fiber Reinforced Plastics for Application of *Crash box*. Dalam *Materials Today: Proceedings* (Vol. 4). www.sciencedirect.comwww.materialstoday.com/proceedings
- NHTSA. (1989). *Cars P. US department of transportation national highway traffic safety administration*.
- Peroni, L., Avalle, M., & Belingardi, G. (2009). Comparison of the *energy absorption* capability of *crash boxes* assembled by spot-weld and continuous joining techniques. *International Journal of Impact Engineering*, 36(3), 498–511. <https://doi.org/10.1016/j.ijimpeng.2008.06.004>
- Sai V, & Sudula P. (2020). Bilinear Kinematic Hardening of AZ31 Magnesium Alloy. *International Journal of Advanced Research in Engineering and Technology (IJARET)*, 11(8), 518–531.
- Sapuan S, et al. (2005). A note on the conceptual design of polymeric composite automotive bumper system. *J Mater Process Technol*, 159, 145–151.
- Statista. (2022). *Estimated number of electric vehicles in use worldwide between 2016 and 2021, by type(in 1,000s)*. Tempo.co. <https://www.statista.com/statistics/1101415/number-of-electric-vehicles-by-type/>
- Stucki, S. L., Hollowell, W. T., & Fessahaie, O. (1998). Determination of Frontal Offset Test Conditions Based on Crash Data. *Proceedings of the Sixteenth International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV)*, 164–184.
- T B Ario, Koronka Karol, Kadarno Purwo, & Purbolaksono Judha. (2022). *Energy absorption* Analysis of Composite *Crash box* by Finite Element Method. *ICONIC-RS*.
- Tanlak N, et al. (2015). Shape optimization of bumper beams under high-velocity impact loads. *Eng Struct* , 95, 49–60.

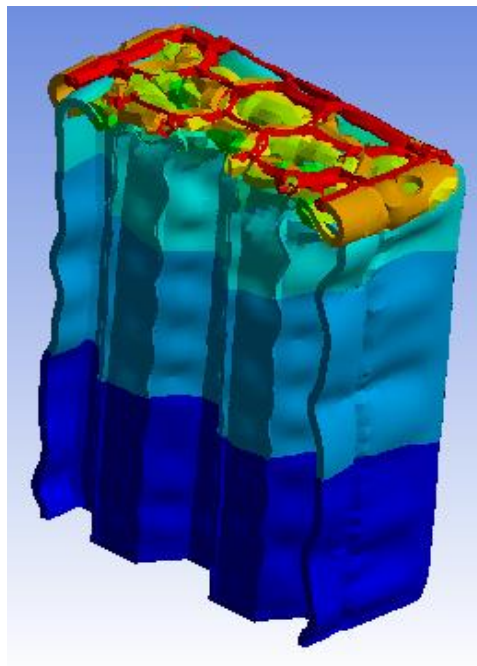
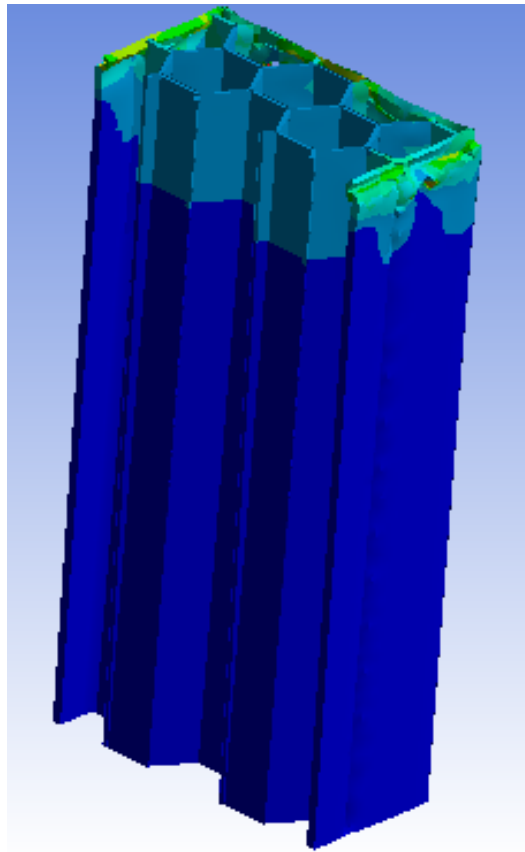
- Wang, C. Y., Li, Y., Zhao, W. Z., Zou, S. C., Zhou, G., & Wang, Y. L. (2018a). Structure design and multi-objective optimization of a novel *crash box* based on biomimetic structure. *International Journal of Mechanical Sciences*, 138–139, 489–501. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2018.01.032>
- Wang, C. Y., Li, Y., Zhao, W. Z., Zou, S. C., Zhou, G., & Wang, Y. L. (2018b). Structure design and multi-objective optimization of a novel *crash box* based on biomimetic structure. *International Journal of Mechanical Sciences*, 138–139, 489–501. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2018.01.032>
- Wang, G., Zhang, Y., Zheng, Z., Chen, H., & Yu, J. (2022). *Crashworthiness* design and impact tests of aluminum foam-filled *crash boxes*. *Thin-Walled Structures*, 180. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2022.109937>
- Weigao Qiao, Yishun Zuo, Jinjin Tu, & Yuan Li. (2015). The Study of Vehicle Bumper Crash Characteristics. *Joint International Mechanical, Electronic and Information Technology Conference*, 1208–1214.
- Wesselmecking, S., Kreins, M., Dahmen, M., & Bleck, W. (2022). Material oriented crash-box design – Combining structural and material design to improve specific energy absorption. *Materials and Design*, 213. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2021.110357>
- Witteman, W. (1999). *Improved vehicle Crashworthiness design by control of the energy absorption for different collision situations* [Ph. D. Thesis]. University of Technology.
- World Economic Forum. (2022). Annual Report 2021|2022. *The Veterinary record*, 191(4), 174–181. <https://doi.org/10.1002/vetr.2169>
- Xu, T., Liu, N., Yu, Z., Xu, T., & Zou, M. (2017). *Crashworthiness* Design for Bionic Bumper Structures Inspired by Cattail and Bamboo. *Applied Bionics and Biomechanics*, 2017. <https://doi.org/10.1155/2017/5894938>
- Yusof, N. S. B., Sapuan, S. M., Sultan, M. T. H., Jawaid, M., & Maleque, M. A. (2017). Design and materials development of automotive *crash box*: a Review. Dalam *Ciencia e Tecnologia dos Materiais* (Vol. 29, Nomor 3, hlm. 129–144). Elsevier B.V. <https://doi.org/10.1016/j.ctmat.2017.09.003>
- Zhang Z, L. S. T. Z. (2009). Design optimization of cross-sectional configuration of rib-reinforced thin-walled beam. *Thin Walled Struct*, 47, 868–878.

[Halaman ini sengaja dikosongkan]

LAMPIRAN

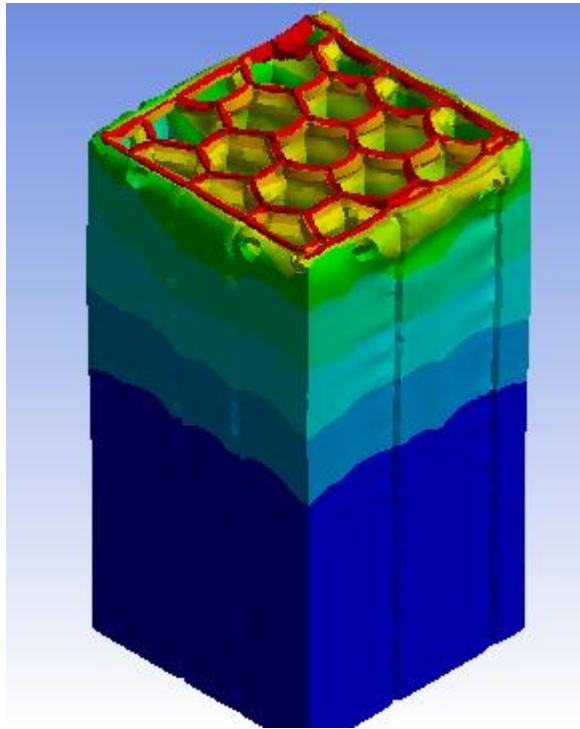
Lampiran 1 *Crash Box Square*



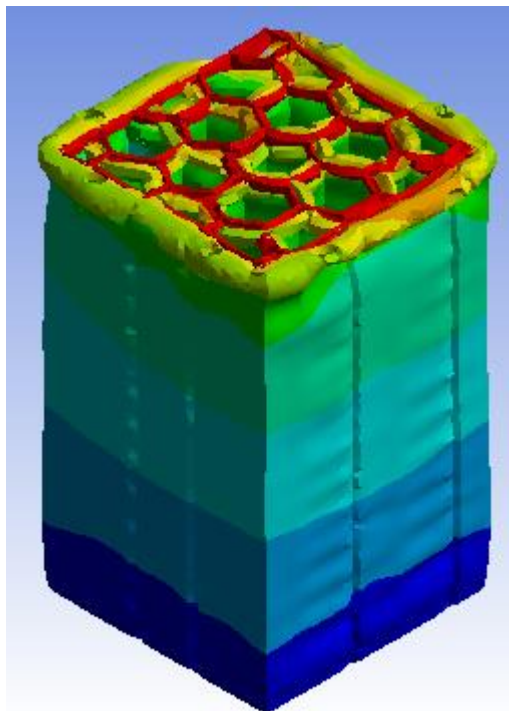


Lampiran 2. Deformasi Pada Tiap waktu pada *Crash Box Square*

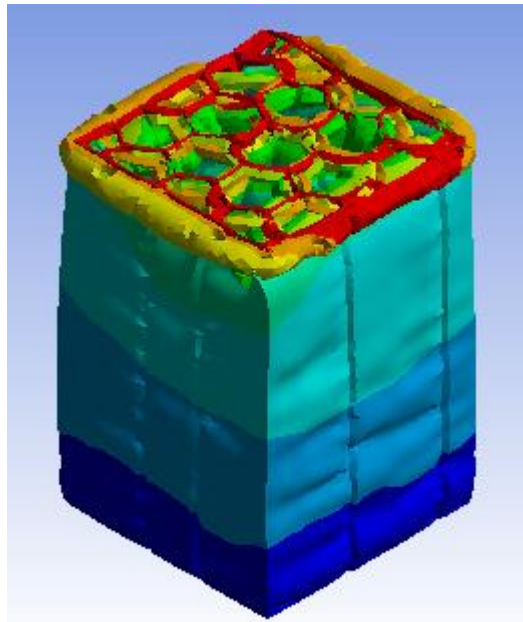
A. Deformasi pada detik 0,00091043 s



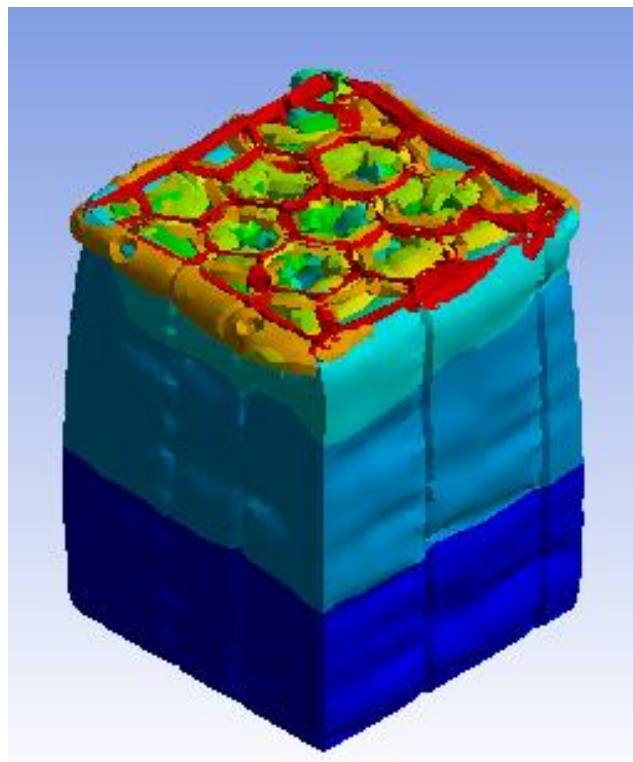
B. Deformasi pada detik 0,0018207 s



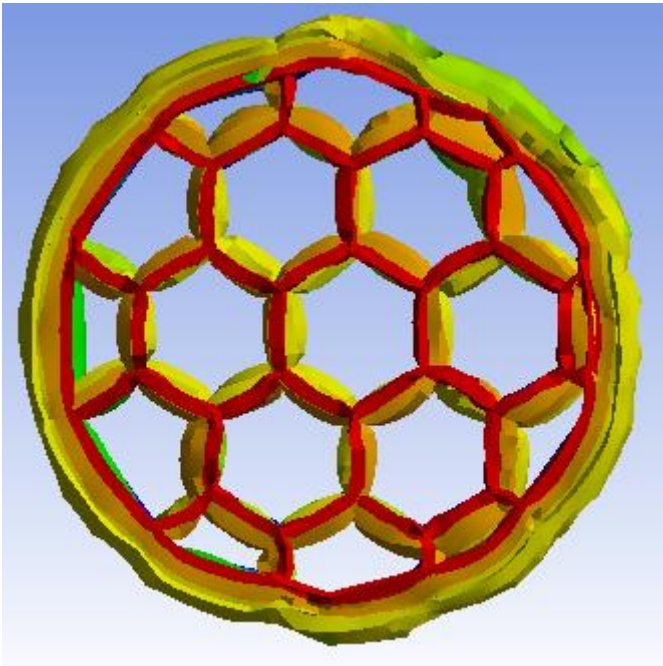
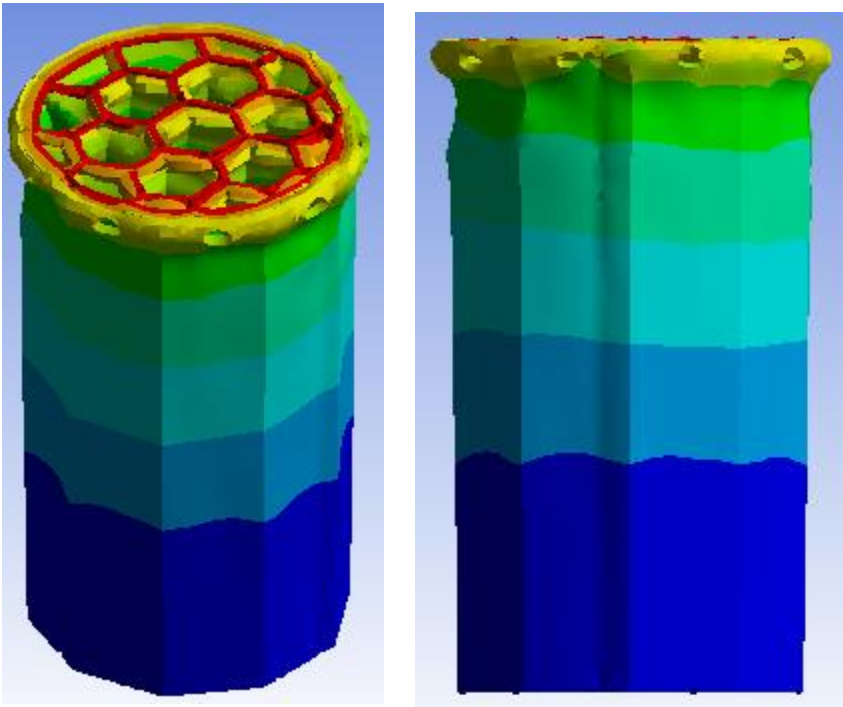
C. Deformasi pada detik 0,0027301 s

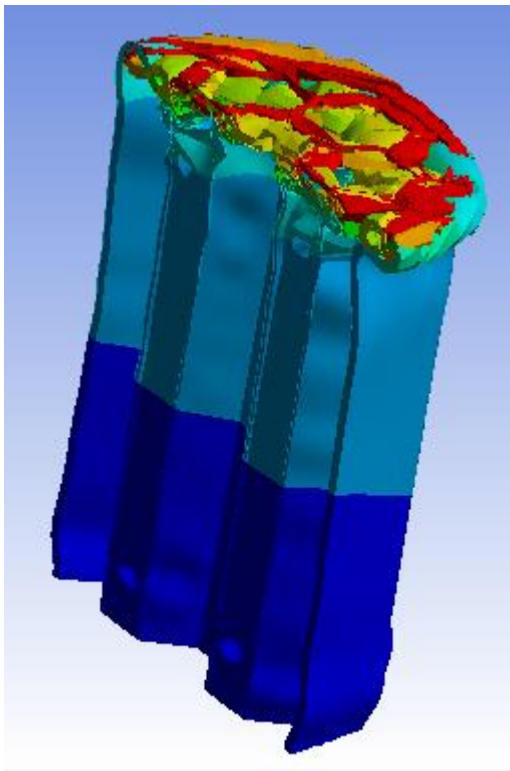
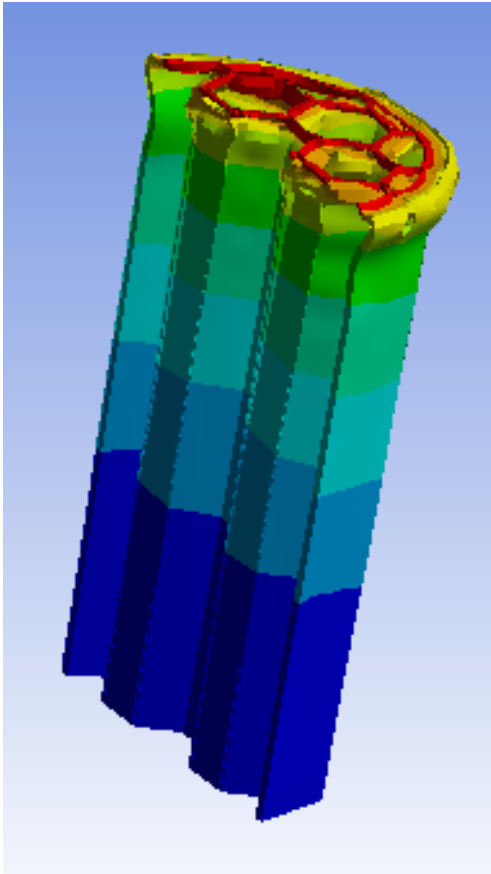


D. Deformasi akhir



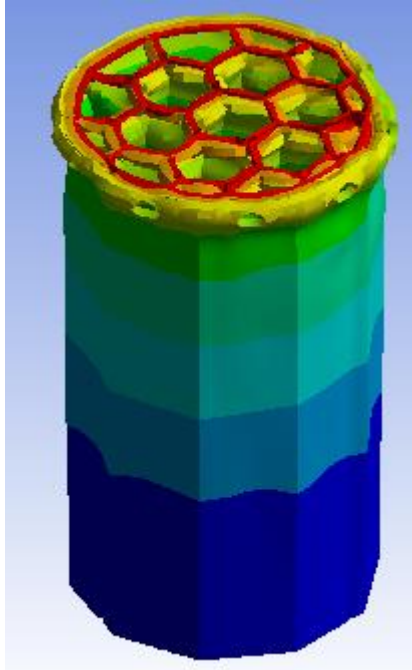
Lampiran 3. *Crash Box Decagonal*





Lampiran 4. Deformasi Pada Tiap waktu pada *Crash Box Decagonal*

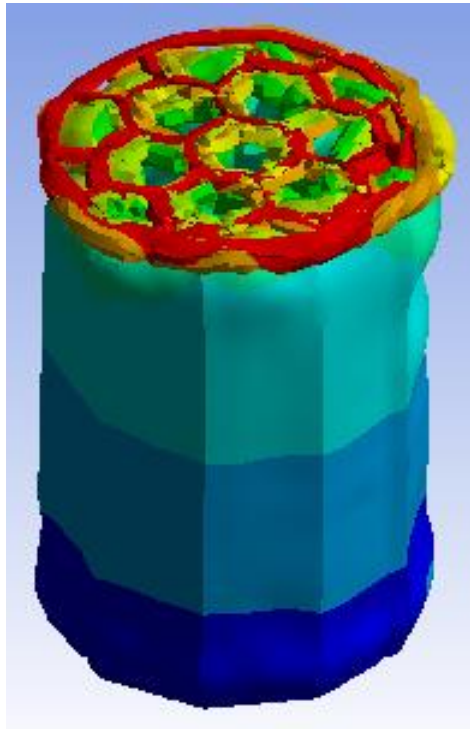
A. Deformasi pada detik 0,0011904 s



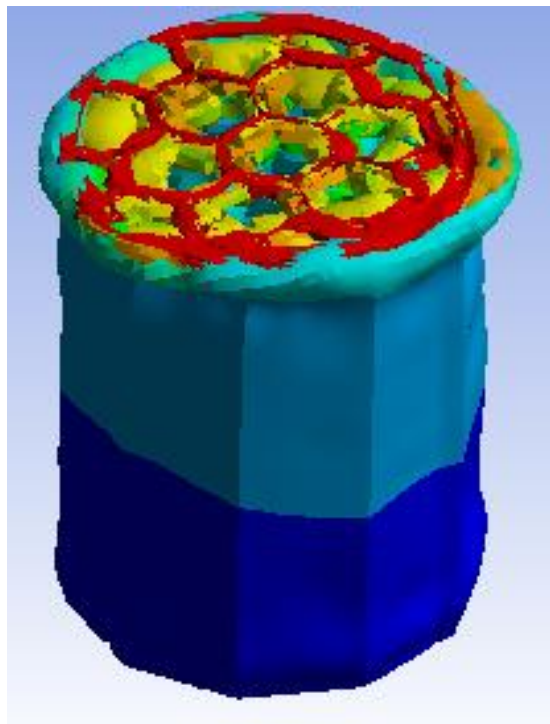
B. Deformasi pada detik 0,0020303 s



C. Deformasi pada detik 0,0025901 s



D. Deformasi akhir



BIOGRAFI PENULIS



Penulis lahir di Kabupaten Berau, 27 April 1994. Putra Terakhir dari Pasangan Alm. Bapak Ahmad dan Almh. Ibu Rubiah. Penulis menyelesaikan pendidikan di SD Negeri 013 Tasuk, SMPN 8 Berau, SMK Muhammadiyah Berau, dan S1 Mesin otomotif Politeknik Negeri Jember. Setelah lulus penulis bekerja di Politeknik Sinar Mas Berau Coal sebagai instruktur dan mendapatkan beasiswa pendidikan untuk melanjutkan Pendidikan Magister di Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada Tahun 2022. Selama menempuh pendidikan jenjang magister, penulis mengambil bidang keahlian *Design* dan *Structure Mechanics* di Lab. Rekayasa Vibrasi dan Sistem Otomotif. Jika ada informasi atau pertanyaan yang berkaitan dengan penelitian tesis ini Maka dapat disampaikan melalui email renalfajri22@gmail.com.