

# STUDI PARAMETRIK RANCANGAN MODUL PENYERAP IMPAK MEKANISME DEFORMASI PLASTIS TIPE AXIAL CRUSHING

Idznur Rizky Muhammad<sup>[1]</sup>, Musthafa Akbar<sup>[2]</sup>  
Laboratorium, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Riau  
<sup>[1]</sup>idznur.rizkymuhammad@student.unri.ac.id <sup>[2]</sup>akbarmst@gmail.com

## ABSTRACT

*Transportation system is an important fulfillment to simplify life in this modern era. The rising crowds in traffic is parallel with the rising of accidents. This make safety is a mandatory to noticed and a primary research on vehicles. A model of a safety system is the application of crashworthiness technology. Crashworthiness is the ability of a structure to protect cargo or passenger when a collision or impact loads take place. An application design of crashworthiness on vehicles is the Impact Absorption Module. This module is responsible for the energy absorption when a collision happen on vehicles. The module designed in this research is an axial crushing design. The research is done by using finite element method simulation. Comparison of material test in this research show that the best material for impact energy absorption is Aluminium A6063 T6. Results also show the optimum design parameter on cross-section variations is the circular cross-sectioned. The parametric study shows the optimum design parameter is on D/t 20 and L/D 3.27 ratio. This design parameter is taken based on the CFE percentage that effected by the MCF and PCF impact absorption module of 76.176%.*

**Keyword :** Crashworthiness, Impact Absorption Module, Axial Crushing, Finite Element Simulation

## 1. Pendahuluan

Sistem transportasi merupakan salah satu kebutuhan yang penting untuk dipenuhi dalam mempermudah kehidupan pada zaman modern ini. Di sisi lain, meningkatnya kebutuhan akan hal tersebut juga akan ikut meningkatkan produksi kendaraan secara tidak langsung dan juga meningkatkan jumlah kecelakaan [1].

World Health Organization (WHO) merilis sebuah laporan yang berjudul *The Global Report on Road Safety 2015*, Laporan ini berisi tentang kecelakaan lalu lintas pada 180 negara. Dalam laporan ini menempatkan Indonesia menduduki posisi ketiga di Asia dalam hal angka kematian akibat kecelakaan, setelah China dan India dengan total 38.279. Walaupun Indonesia menduduki peringkat ketiga, namun jika dilihat dari persentasi data statistik dari jumlah penduduk, Indonesia menempati peringkat pertama dengan angka kematian 0,015%, dibawah China dengan persentase 0,018% dan India 0,017% [2].

Peningkatan kepadatan lalu lintas yang menyebabkan kecelakaan lalu lintas semakin meningkat, hal inilah yang menyebabkan para pembuat kebijakan menjadikan keselamatan adalah hal yang wajib diperhatikan dan dijadikan riset utama di bidang teknik kendaraan. Bidang khusus yang menjadi kajian masalah ini adalah bagaimana membuat desain *crashworthiness* [3]. Menurut Setiawan & Pamintori [4], *crashworthiness* adalah kemampuan struktur dalam melindungi keselamatan kargo dan penumpang selama tabrakan. Penerapan rancangan desain *crashworthiness* pada kendaraan terbagi dua, yaitu memodifikasi struktur kendaraan agar dapat menyerap energi tabrakan dan menambahkan modul penyerap impact pada bagian

depan atau belakang kendaraan.

Penerapan desain *crashworthiness* dapat dilihat pada peristiwa kecelakaan kereta api tahun 2016 di Bavaria, Jerman. Tabrakan terjadi ketika satu kereta masih berjalan pada kecepatan 100 km/jam, dan dari arah berlawanan kereta lainnya berjalan pada kecepatan 50 km/jam. Kecelakaan ini merupakan kecelakaan kereta api terparah di negara Jerman dalam 4 tahun terakhir, mengakibatkan 11 orang meninggal dunia dan sekitar 100 orang mengalami luka-luka. Kecelakaan tabrakan antar kereta api di Jerman dapat dilihat Gambar 1[5].

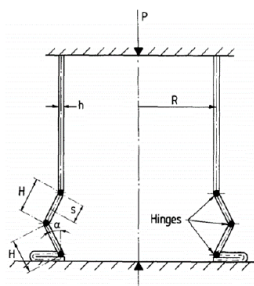
Peristiwa tabrakan kereta api terparah di Jerman ini, mengakibatkan jumlah korban jiwa tidak sebanyak yang dikhawatirkan. Hal ini dikarenakan kedua kereta tersebut telah menerapkan standar *crashworthiness* terkini. Dengan kecepatan impact yang tinggi tanpa penerapan teknologi *crashworthiness*, diperkirakan konsekuensi akan jauh lebih tinggi [4].



Gambar 1. Tabrakan Antar Kereta Api di Jerman [5]

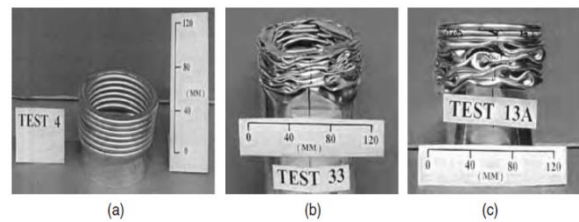
Berdasarkan peristiwa tersebut, sangat penting bagi sebuah kendaraan menerapkan desain kendaraan *crashworthiness*. Selain memodifikasi struktur kendaraan tersebut agar dapat menyerap energi tabrakan, menambahkan modul penyerap impact pada bagian depan kendaraan dapat membantu mengurangi energi tabrakan sebelum diterima struktur kendaraan. Salah satu contoh modul penyerap impact adalah modul tipe *axial crushing*. Modul tipe *axial crushing* berfungsi sebagai penyerap energi kinetik pada saat mobil mengalami benturan atau terjadi kecelakaan. Perangkat komponen *axial crushing* didesain untuk mengurangi terjadinya gaya yang terjadi ke seluruh struktur kendaraan selama mengalami tabrakan [6]. Dari berbagai penelitian yang telah dilakukan pada tipe *axial crushing* terjadi adanya perubahan deformasi plastis. Hal ini menunjukkan terjadinya penyerapan energi pada tipe *axial crushing* tersebut. Penggunaan modul tipe *axial crushing* yang banyak digunakan antara lain berbentuk lingkaran (*circle*), persegi (*square*), dan persegi panjang (*rectangular*). Jenis tipe *axial crushing* yang berbentuk lingkaran mempunyai nilai penyerapan energi paling besar [7]. Dengan acuan penelitian-penelitian sebelumnya, penulis akan meneliti studi parametrik rancangan modul penyerap impact tipe *axial crushing* yang akan menghasilkan rancangan yang dapat menyerap energi impact secara optimum.

Pada tahun 1960, Alexander membuat sebuah model *axial crushing* penampang lingkaran yang diberi sebuah beban impact [8]. Model *axial crushing* penampang lingkaran tersebut dapat dilihat pada Gambar 2.



Gambar 2. Model *axial crushing* penampang lingkaran Alexander yang diberi beban impact [8]

Menurut Lu dan Yu [9] dalam bukunya tentang energi penyerapan pada struktur dan material, model kerusakan pada modul ini ada yang berbentuk asimetris dan non-simetris. Model ini dipengaruhi oleh rasio diameter luar dan ketebalan ( $D/t$ ). Model kerusakan berbentuk asimetris sering juga disebut *concertina* atau *ring mode*, sedangkan untuk model kerusakan non-simetris biasanya disebut *diamond mode*. Pada model kerusakan yang sebagian berbentuk *ring mode* dan sebagian lagi berbentuk *diamond mode* disebut *mixed mode*. Bentuk kerusakan modul tersebut dapat dilihat pada Gambar 3.

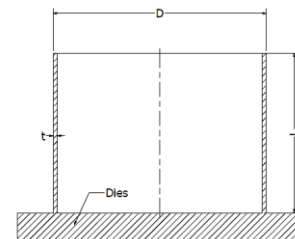


Gambar 3. Mode Deformasi pada *Axial Crushing* Penampang Lingkaran : (a) *Ring Mode*; (b) *Diamond Mode*; (c) *Mixed Mode* [9]

## 2. Metodologi

Prosedur penelitian ini terdiri dari beberapa tahapan yaitu menentukan variabel *input* pada modul penyerap impact tipe *axial crushing*, melakukan proses *modelling*, melakukan simulasi elemen hingga, validasi hasil simulasi, dan studi parametrik dengan menggunakan metode elemen hingga.

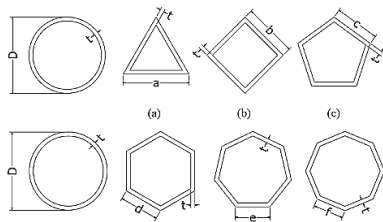
Dalam penelitian ini, parameter yang akan dibandingkan untuk mendapatkan rancangan yang optimum adalah perbandingan diameter luar tabung dan ketebalan ( $D/t$ ) pada modul penyerap impact. Parameter rasio  $D/t$  yang dibandingkan dengan mengambil sampel merujuk pada penelitian Andrews dkk dalam buku Lu dan Yu [9]. Parameter rasio  $D/t$  yang dijadikan sebagai variabel *input* adalah 10, 20, 40, 60, 80, dan 90. Untuk parameter panjang tabung ( $L$ ) dan ketebalan tabung ( $t$ ), parameter merujuk pada penelitian Hsu dan Jones [10]. Parameter panjang tabung yang dijadikan sebagai variabel *input* adalah 100 mm, 200 mm, 300 mm, dan 400 mm. Pada penelitian ini, untuk parameter ketebalan tabung ( $t$ ) ditetapkan agar bisa menjadi parameter rasio  $D/t$  dan  $L/D$ . Parameter ketebalan tabung ( $t$ ) yang merujuk pada penelitian Hsu dan Jones [10] adalah 1.53 mm. Parameter yang digunakan pada *axial crushing* penampang lingkaran dapat dilihat pada Gambar 4.



Gambar 4. Parameter Input pada *Axial Crushing* Penampang Lingkaran

Sebelum melakukan studi parametrik rancangan modul penyerap impact, penelitian dilakukan dengan membandingkan bentuk penampang yang ukurannya merujuk pada ukuran diameter lingkaran. Perbandingan bentuk penampang berfungsi untuk mengetahui pengaruh bentuk penampang terhadap penyerapan energi pada modul penyerap impact. Bentuk penampang yang dibandingkan adalah *trigonal*, *square*, *pentagonal*, *hexagonal*, *heptagonal*, *octagonal*, dan *circle*. Ukuran parameter pada bentuk penampang ini merujuk pada sampel studi parametrik pada rasio  $D/t$  20 dan panjang tabung ( $L$ ) 100 mm. Ketebalan ( $t$ ) tetap merujuk pada penelitian Hsu dan

Jones [10] sebesar 1.53 mm. Ukuran parameter variasi bentuk penampang dapat dilihat pada Gambar 5 dan Tabel 1.



Gambar 5. Variasi Bentuk Penampang (a) Trigonal; (b) Square; (c) Pentagonal; (d) Hexagonal; (e) Heptagonal; (f) Octagonal

Tabel 1. Ukuran Parameter Variasi Bentuk Penampang

Parameter Dimensi	Ukuran Dimensi (mm)
D	30.6
t	1.53
a	26.5
b	21.64
c	17.99
d	15.3
e	13.28
f	11.71

Massa *impactor* merujuk pada penelitian Hsu dan Jones [10] sebesar 200 kg, sedangkan untuk kecepatan *impactor* merujuk pada kecepatan *Test Euro NCAP (New Car Assessment Program)* sebesar 64 km/h [11]. Material yang akan digunakan pada penelitian ini adalah Aluminium A6063-T6 dan *Steel AISI 1020*. Sifat mekanis, *true stress*, dan *plastic strain* pada material Aluminium A6063-T6 tersebut dapat dilihat pada Tabel 2 dan Tabel 3.

Tabel 2. Sifat Material Aluminium A6063-T6 [10]

Kuantitas Fisik	A6063-T6	Satuan
Densitas	2700	kg/m <sup>3</sup>
Poisson's ratio	0,33	-
Yield Stress	225	Mpa
Ultimate Stress	276	Mpa
Young's Modulus	68.9	Gpa

Tabel 3. *True Stress* dan *Plastic Strain* Aluminium A6063 T6 [10]

<i>True Stress</i> (MPa)	<i>Plastic Strain</i>
225	0
239.83	0.01587
248.29	0.01808
255.33	0.02397
259.55	0.03133
267.61	0.04481
273.24	0.06831
276.06	0.09402

Sifat mekanis dan material konstan Johnson-Cook pada material *Steel AISI 1020* dapat dilihat pada Tabel 4 dan Tabel 5.

Tabel 4 Sifat Material *Steel AISI 1020* [12]

Kuantitas Fisik	AISI 1020	Satuan
Densitas	7870	kg/m <sup>3</sup>
Poisson's ratio	0,29	-
Yield Stress	265	Mpa
Young's Modulus	200	Gpa

Tabel 5. Material Konstan Johnson-Cook *Steel AISI 1020* [12]

Parameter	Nilai
A (Mpa)	187.6
B (Mpa)	199.1
N	0.1717
C	0.06324
M	0.4437
$\epsilon^0 (s^{-1})$	1

Setelah menentukan variabel terkontrol, maka akan didapatkan hasil dari penelitian ini yang masuk dalam variabel terikat, antara lain:

1. *Peak crushing force* (PCF)  
*Peak Crushing Force* (PCF) merupakan gaya puncak yang terjadi saat modul terdeformasi.
2. *Energy Absorber* (EA)  
Total energi terserap (EA) merupakan jumlah keseluruhan hasil kali antara gaya dengan perpindahan. Pada hasil simulasi atau pengujian modul penyerap impact, data yang didapatkan berupa grafik *force-displacement*. Untuk mengetahui nilai energi yang terserap maka perlu dilakukan pengolahan data. Secara sederhana, besar total energi yang terserap merupakan luas daerah terarsir dibawah grafik.
3. *Mean crushing force* (MCF)  
*Mean crushing force* (MCF) merupakan gaya rata-rata yang dibutuhkan untuk membuat suatu modul terdeformasi.
4. *Stroke Efficiency* (SE)  
Efisiensi *stroke* (*stroke efficiency*) adalah panjang total spesimen yang berkurang karena mengalami deformasi setelah tabrakan (*impact*) dibagi dengan panjang total spesimen sebelum tabrakan (*impact*). Seperti pada Persamaan 1 berikut ini [13].
5. *Crushing force efficiency* (CFE)  
Efisiensi gaya hancur merupakan suatu parameter yang membandingkan antara *mean crushing force* (MCF) dengan *peak crushing force* (PCF). Untuk mencari nilai CFE dapat menggunakan Persamaan 2 berikut [13].

$$\eta_s = (L_o - L_t) / L_o \quad (1)$$

$$CFE = \frac{MCF}{PCF} \quad (2)$$

Setelah ditentukan variabel input pada modul penyerap impact *axial crushing*, maka selanjutnya melakukan proses *modelling*. Proses *modelling* ini diantaranya membuat bagian *dies*, *tube*, dan *impactor* sesuai dengan data parameter yang sudah ditentukan. Modul penyerap impact yang akan disimulasi pada perangkat lunak metode elemen hingga ini berupa *deformable shell*.

Setelah proses *modelling* dilakukan, maka selanjutnya melakukan simulasi elemen hingga. Pada proses ini bagian yang diberikan beban impact adalah *impactor*. Penginputan beban impact berupa massa dan kecepatan. Penginputan properti material dan ketebalan juga dilakukan pada tahap ini. Proses selanjutnya dilakukan *meshing* pada bagian *impactor*,

dies, dan modul penyerap impact. *Meshing* adalah pembagian analisis untuk elemen yang akan di *running*. Ukuran *meshing* pada modul penyerap impact adalah 4 mm.

Dalam simulasi elemen hingga, validasi data dengan penelitian sebelumnya sangatlah dibutuhkan. Validasi ini berfungsi untuk memastikan bahwa hasil simulasi yang didapatkan akurat atau mendekati dengan hasil yang didapatkan dari penelitian-penelitian sebelumnya. Validasi akan dilakukan dengan hasil eksperimental yang sudah dilakukan dari penelitian Hsu dan Jones [10] tentang beban impact yang diberikan pada *axial crushing* penampang lingkaran dalam kuasi statik dan dinamik pada material *stainless steel*, *mild steel*, dan *aluminium alloys*. Penelitian ini menggunakan material Aluminium A6063-T6 dengan ukuran parameter panjang 400 mm, diameter luar 49.76 mm, dan ketebalan 1.53 mm. Penelitian ini menggunakan *impactor* dengan beban massa 200 kg dan kecepatan 9.5 m/s. Validasi juga dilakukan dengan persamaan teoritik Abramowicz dkk dalam penelitian Anh dan Thai-Quang [8]. Persamaan dari Abramowicz dkk dapat dilihat pada Persamaan 3 [8].

$$\frac{Pm}{Mo} = 62.88 \left(\frac{2R}{h}\right)^{1/3} \quad (3)$$

Keterangan :

Pm/Mo : Gaya rata rata per momen bending plastis

R : Jari-jari lingkaran luar tabung pada modul penyerap impact (mm)

h : Ketebalan tabung pada modul penyerap impact (mm)

dimana untuk mendapatkan Mo dapat dilihat pada Persamaan 4 [8].

$$Mo = \left(\frac{2\sigma}{\sqrt{3}}\right) \left(\frac{h^2}{4}\right) \quad (4)$$

Keterangan :

Mo : Momen bending plastis (N)

$\sigma$  : Tegangan luluh (*yield stress*) modul penyerap impact (N/mm<sup>2</sup>)

### 3. Hasil dan Pembahasan

#### 3.1 Validasi Data

Dalam penelitian dengan menggunakan aplikasi komputer membutuhkan validasi dengan hasil uji yang sudah dilakukan penelitian sebelumnya, baik itu dengan hasil eksperimental maupun persamaan teoritis. Adapun validasi data dengan hasil eksperimental Hsu dan Jones [10] dapat dilihat pada Tabel 6.

Tabel 6. Validasi Data dengan Hasil Eksperimental Hsu dan Jones

Validasi	Simulasi	Eksperimen (Hsu dan Jones)	Relative Error (%)
MCF	29.78806 kN	29.3 kN	1.665717
Stroke	0.809058	0.82	1.334451
EA	9.393504 kJ	9.646 kJ	2.617619

Dari data yang diperoleh, persentase *relative error* yang didapatkan sangatlah kecil. Persentase

pada MCF, EA, dan *stroke* didapatkan kecil dari 3%. Adapun validasi data dengan persamaan teoritik Abramowicz dkk dapat dilihat pada Tabel 7 [8].

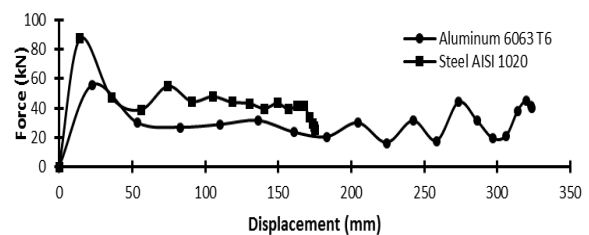
Tabel 7. Validasi Data dengan Persamaan Teoritik Abramowicz dkk

Validasi	Simulasi	Persamaan Teoritik (Abramowicz)	Relative Error (%)
MCF	29.78806 kN	30.52 kN	2.39

Persentase *relative error* terhadap persamaan teoritik pada MCF sebesar 2.39%. Berdasarkan persentase *relative error* tersebut dapat disimpulkan bahwa perangkat lunak metode elemen hingga yang digunakan sudah valid dan bisa dilanjutkan untuk melakukan penelitian.

#### 3.2 Uji Perbandingan Material

Perbedaan material untuk modul penyerap impact akan menghasilkan hasil penyerapan energi yang berbeda. Oleh karena itu, dalam penelitian ini sebelum melakukan studi parametrik dilakukan perbandingan material yang sebelumnya sudah digunakan oleh penelitian-penelitian sebelumnya. Perbandingan material yang akan digunakan adalah material Aluminium A6063-T6 dan *Steel* AISI 1020. Adapun grafik beban gaya terhadap perpindahan dan data uji perbandingan material dapat dilihat pada Gambar 6 dan Tabel 8.



Gambar 6. Grafik Uji Simulasi Perbandingan Material

Tabel 8. Data Uji Perbandingan Material

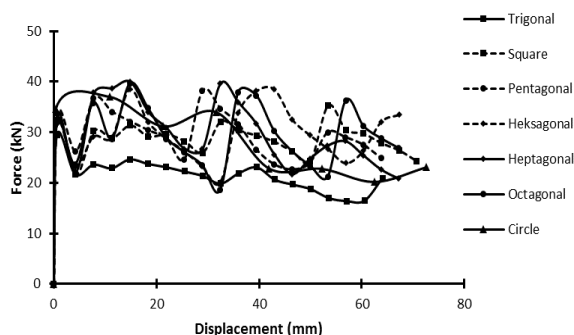
Material	PCF (kN)	MCF (kN)	EA (kJ)	Stroke
Steel AISI 1020	87.32	40.556	8.222	0.4378
Aluminium A6063-T6	55.8948	29.788	9.3935	0.80905

Pada material *Steel* AISI 1020 dapat melakukan penyerapan energi (EA) sebesar 8.222 kJ, sedangkan material Aluminium A6063 T6 dapat melakukan penyerapan energi (EA) sebesar 9.3935 kN. Berdasarkan data tersebut, material *Steel* AISI 1020 melakukan penyerapan energi lebih kecil daripada penyerapan energi material Aluminium A6063 T6. Penelitian ini sebanding dengan penelitian yang telah dilakukan Liu dan Ding [14] tentang perbandingan material baja dan aluminium. Hal ini disebabkan karena material *Steel* AISI 1020 memiliki Modulus Young (E) yang lebih besar daripada material Aluminium A6063 T6. Dengan modulus young (E) yang lebih tinggi, material cenderung lebih kaku dan sifat elastisitasnya lebih rendah. Material yang cenderung lebih kaku dan sifat elastisitas lebih rendah kurang optimum dalam menyerap energi

impak. Oleh karena itu, material yang akan digunakan untuk melakukan studi parametrik selanjutnya pada penelitian ini adalah material Aluminium A6063 T6 yang memiliki Modulus Young (E) lebih rendah sehingga menghasilkan penyerapan energi lebih optimum.

### 3.3 Variasi Bentuk Penampang

Bentuk penampang yang berbeda akan menghasilkan penyerapan energi yang berbeda pada modul penyerap impact. Oleh karena itu, dilakukan penelitian dengan membandingkan bentuk penampang pada modul penyerap impact. Bentuk penampang yang akan dibandingkan adalah bentuk penampang segitiga (*trigonal*), segiempat (*square*), segilima (*pentagonal*), segienam (*hexagonal*), segitujuh (*heptagonal*), segidelapan (*octagonal*), dan lingkaran (*circle*). Parameter rancangan yang akan dibandingkan merujuk pada ukuran diameter lingkaran yang sudah dijelaskan pada metodologi. Ukuran parameter pada variasi bentuk penampang ini merujuk pada sampel studi parametrik pada rasio D/t 20 dan panjang tabung (L) 100 mm. Ukuran parameter variasi bentuk penampang dapat dilihat pada Tabel 1. Berdasarkan simulasi yang sudah dilakukan, grafik beban gaya terhadap perpindahan dan data hasil simulasi variasi bentuk penampang dapat dilihat pada Gambar 7 dan Tabel 9.



Gambar 7. Grafik Gaya terhadap Perpindahan pada Variasi Geometri Penampang

Tabel 9. Data Hasil Simulasi pada Variasi Geometri Penampang

Bentuk Penampang	MCF (kN)	PCF (kN)	EA (kJ)	CFE (%)	Stroke Efficiency (%)
Trigonal	21.45102	29.3817	1.356	73.008	64.0374
Square	28.6512	35.3007	2.0185	81.16	70.7087
Pentagonal	29.40628	38.1519	1.867	77.076	63.7616
Hexagonal	29.83983	38.5225	1.987	77.46	67.231
Heptagonal	29.72771	40.0141	1.999	74.29	67.1762
Octagonal	29.55447	39.6462	1.9788	74.6	67.2163
Circle	28.23769	37.0689	2.04	76.176	72.6065

Berdasarkan grafik dan data yang diamati, nilai PCF terbesar dihasilkan pada bentuk penampang *heptagonal* sebesar 40.0141 kN dan nilai MCF terbesar dihasilkan pada bentuk penampang *hexagonal* sebesar 29.83983 kN. Nilai PCF dan MCF terkecil dihasilkan pada bentuk penampang *trigonal* sebesar 29.3817 kN dan 21.45102 kN. Untuk penyerapan energi (EA), modul penyerap impact yang

dapat menyerap energi impact terbesar adalah modul berbentuk penampang lingkaran (*circle*) sebesar 2.04 kJ. Untuk nilai persentase CFE terbesar didapatkan pada modul penyerap impact berbentuk penampang *square* sebesar 81.16%. Berdasarkan data hasil simulasi variasi bentuk penampang, modul penyerap impact tipe *axial crushing* yang memiliki penyerapan energi yang optimum adalah bentuk penampang lingkaran (*circle*) dengan penyerapan energi sebesar 2.04 kJ. Hasil penelitian ini merujuk pada penelitian Velmurugan dan Muralikannan [7] yang menyatakan penyerapan energi optimum diambil berdasarkan besar energi yang dapat diserap oleh modul penyerap impact tersebut.

### 3.4 Studi Parametrik Modul Penyerap Impact Tipe Axial Crushing Penampang Lingkaran

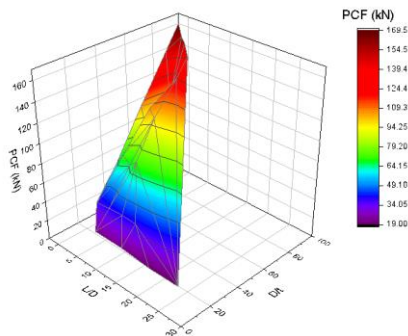
Studi parametrik ini dilakukan untuk mendapatkan modul penyerap impact yang dapat menyerap energi impact secara optimum. Setelah dilakukan studi parametrik ini, maka akan didapatkan ukuran geometri rasio D/t dan L/D yang diinginkan pada modul penyerap impact tipe *axial crushing* dengan penampang berbentuk lingkaran. Rasio D/t dan L/D adalah parameter non-dimensional yang dapat digunakan untuk acuan penelitian selanjutnya yang ingin melakukan perubahan salah satu ukuran dimensi yang dibutuhkan. Maka apabila nantinya satu ukuran dimensi itu dilakukan perubahan, ukuran dimensi lainnya dapat dicari menggunakan rasio D/t dan L/D ini. Variasi rasio D/t pada studi parametrik modul penyerap impact tipe *axial crushing* adalah 10, 20, 40, 60, 80, dan 90. Untuk variasi panjang tabung (L) pada studi parametrik modul penyerap impact tipe *axial crushing* adalah 100 mm, 200 mm, 300 mm, dan 400 mm. Adapun data hasil simulasi yang didapat dari variasi rasio D/t dan L/D dapat dilihat pada Tabel 10.

Tabel 10. Data Hasil Simulasi Studi Parametrik Modul Penyerap Impact Tipe Axial Crushing

D/t	L/D	PCF (kN)	MCF (kN)	EA (kJ)	CFE (%)	Mode Deformasi
10	26.14	19.153	5.460825	0.945303	28.51159	Euler Mode
20	13.07	38.7403	23.43042	7.093438	60.48073	Diamond Mode
40	6.54	71.5296	33.80778	10.51447	47.26404	Mixed Mode
60	4.36	98.496	41.98758	12.85123	42.62871	Mixed Mode
80	3.27	123.372	43.93521	13.65573	35.61198	Mixed Mode
90	2.9	139.969	50.54008	15.5376	36.10806	Ring Mode
10	19.6	19.2543	4.17613	0.8042	22.965	Euler Mode
20	9.8	39.6175	22.8034	5.25046	61.396	Diamond Mode
40	4.9	65.3	32.908	7.5191	52.916	Mixed Mode
60	3.27	106.569	39.8419	9.52004	39.166	Mixed Mode
80	2.45	116.519	42.394	10.400315	38.038	Mixed Mode
90	2.18	152.392	47.5627	11.60405	32.5677	Ring Mode
10	13.07	22.2442	6.865	0.6856	30.8637	Euler Mode
20	6.54	38.8164	24.9236	3.3323	64.2089	Diamond Mode
40	3.27	72.0525	41.4645	5.7913	57.5476	Ring Mode
60	2.18	84.0586	44.257	6.2641	52.6509	Mixed Mode
80	1.63	101.006	52.4630	7.428	51.9405	Ring Mode
90	1.45	157.862	53.54646	7.8195	33.919	Mixed Mode
10	6.54	22.4862	12.959	0.9701	57.632	Euler Mode
20	3.27	37.0689	28.23	2.0417	76.176	Diamond Mode
40	1.6	61.7797	37.611	2.678	60.879	Ring Mode
60	1.09	104.923	52.53	3.569	50.07	Ring Mode
80	0.817	147.579	56.46	3.7749	38.259	Ring Mode
90	0.73	169.494	61.728	4.1697	36.419	Ring Mode

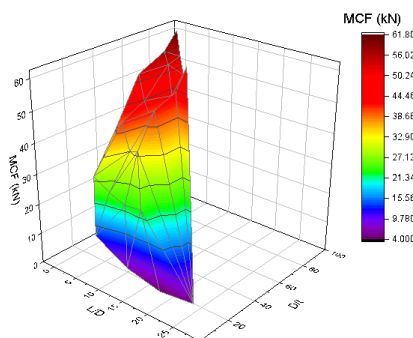
### 3.5 Pengaruh Rasio L/D terhadap Rasio D/t

Berdasarkan data yang didapatkan, maka pengaruh rasio L/D dan rasio D/t ini dapat diamati pada grafik 3D. Nilai PCF yang diterima pada rasio D/t dan rasio L/D dapat dilihat pada Gambar 8.



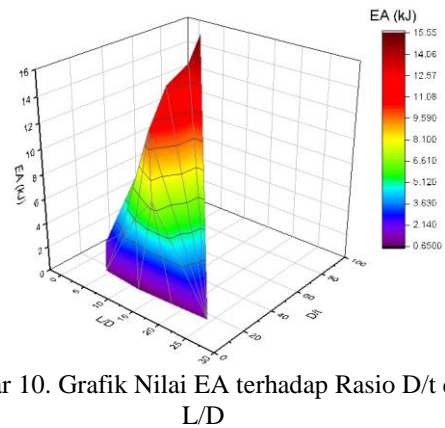
Gambar 8. Grafik Nilai PCF terhadap Rasio D/t dan L/D

Dari grafik diatas, dapat diamati bahwa tiap penambahan D/t menghasilkan *peak crushing force* (PCF) yang semakin besar. Namun sebaliknya, semakin kecil rasio L/D menghasilkan nilai PCF yang semakin besar. Artinya, nilai PCF sebanding dengan rasio D/t dan berbanding terbalik dengan rasio L/D pada modul penyerap impact tipe *axial crushing* penampang lingkaran. Selanjutnya, untuk nilai MCF yang diterima terhadap rasio D/t dan L/D dapat dilihat pada Gambar 9.



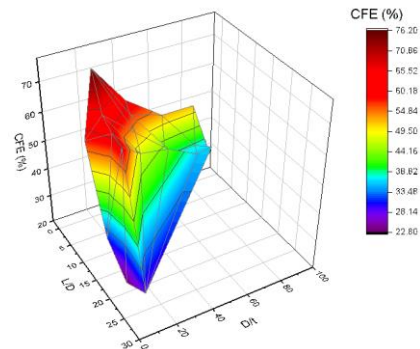
Gambar 9. Grafik Nilai MCF terhadap Rasio D/t dan L/D

Dari grafik diatas, dapat diamati bahwa penambahan rasio D/t menghasilkan *mean crushing force* (MCF) yang semakin besar. Sebaliknya, semakin kecil rasio L/D maka menghasilkan nilai MCF pada modul yang semakin besar. Artinya, nilai MCF sebanding dengan rasio D/t dan berbanding terbalik dengan rasio L/D. Kemudian, pengaruh rasio L/D dan D/t dapat dilihat dari penyerapan energi impactnya. Grafik nilai EA terhadap rasio D/t dan L/D dapat dilihat pada Gambar 10.



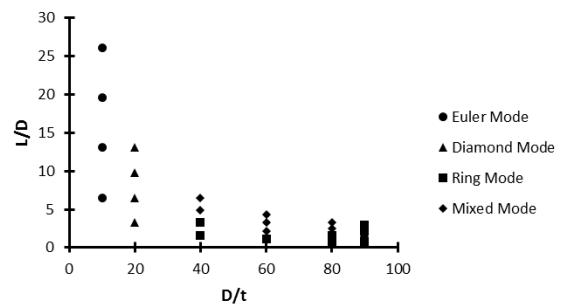
Gambar 10. Grafik Nilai EA terhadap Rasio D/t dan L/D

Dari grafik diatas, dapat dilihat bahwa nilai EA berdasarkan perbandingan rasio D/t dan L/D semakin besar rasio D/t maka semakin besar penyerapan energi pada modul tersebut. Dan sebaliknya, semakin kecil rasio L/D maka semakin besar penyerapan energi pada modul penyerap impact. Artinya, nilai EA sebanding dengan rasio D/t dan berbanding terbalik dengan rasio L/D. Selanjutnya, untuk melihat penyerapan energi impact yang optimum, maka dapat dilihat dari nilai persentase CFE nya. Nilai persentase CFE terhadap rasio D/t dan L/D dapat dilihat pada Gambar 11.



Gambar 11. Grafik Persentase CFE terhadap rasio D/t dan L/D

Berdasarkan grafik diatas, dapat dilihat bahwa nilai persentase CFE terbesar terdapat pada rasio D/t 20 dan rasio L/D 3.27. Nilai persentase CFE terkecil terdapat pada rasio D/t 10 dan rasio L/D 19.6. Mode deformasi pada studi parametrik *axial crushing* penampang lingkaran dapat dilihat pada Gambar 12.



Gambar 12. Mode Deformasi pada Tipe Axial Crushing Penampang Lingkaran

Berdasarkan grafik mode deformasi pada

Gambar 12, terdapat 4 mode deformasi yang terjadi pada studi parametrik tipe *axial crushing* penampang lingkaran. *Ring mode* dan *mixed mode* terjadi pada parameter rasio D/t 40-90. Pada parameter rasio D/t 20 terjadi *diamond mode*, sedangkan *euler mode* terjadi pada rasio D/t 10 setiap rasio L/D.

Dalam studi parametrik ini untuk mendapatkan rancangan yang optimum, tidak dapat hanya ditentukan dengan penyerapan energi paling maksimal. Hal ini karena perbedaan luasnya daerah yang diserap oleh modul penyerap impact tersebut. Maka untuk menentukan penyerapan energi yang optimum, dapat dengan mencari nilai persentase *Crushing Force Efficiency* (CFE) tiap modul penyerap impact tersebut. Berdasarkan analisa studi parametrik modul penyerap impact tipe *axial crushing* penampang lingkaran, parameter yang optimum yang diambil berdasarkan nilai persentase CFE tertinggi ialah pada rasio D/t 20 dan rasio L/D 3.27. Mode deformasi parameter rancangan yang optimum ini adalah *diamond mode*. Nilai persentase CFE pada rasio D/t 20 dan rasio L/D 3.27 adalah 76.176 %. Nilai CFE ini dipengaruhi oleh nilai MCF dan PCF. Semakin kecil perbedaan nilai PCF terhadap MCF maka nilai persentase CFE akan semakin besar, sehingga penyerapan energi impact akan lebih optimum. Menurut Pratiknyo dan Setiawan [13] nilai CFE yang rendah juga dapat menunjukkan adanya potensi kerusakan pada modul penyerap impact kendaraan saat terjadi impact. Hal ini akan menyebabkan jauhnya *range* nilai MCF terhadap nilai PCF.

#### 4. Simpulan

Berdasarkan uji perbandingan material antara Aluminium A6063 T6 dan *Steel* AISI 1020 yang dilakukan pada modul penyerap impact, material yang dapat menyerap energi impact dengan optimum adalah material Aluminium A6063 T6. Berdasarkan hasil simulasi perbandingan bentuk penampang yang parameter rancangannya merujuk pada ukuran diameter luar (D) 30.6 mm, ketebalan (t) 1.53 mm, dan panjang tabung (L) 100 mm, didapatkan parameter rancangan optimum pada bentuk penampang *circle*.

Parameter rancangan yang optimum pada modul penyerap impact tipe *axial crushing* penampang lingkaran adalah parameter rancangan pada rasio diameter luar terhadap ketebalan (D/t) 20 dan panjang tabung (L) 100 mm dengan rasio L/D 3.27. Parameter rancangan ini diambil berdasarkan nilai persentase CFE yang dipengaruhi nilai MCF dan PCF modul penyerap impact tersebut sebesar 76.176%. Nilai persentase CFE sebanding dengan nilai MCF dan berbanding terbalik dengan nilai PCF. Mode deformasi parameter rancangan yang optimum ini adalah *diamond mode*.

#### Daftar Pustaka

[1]. Choiron, M. A., Darmadi, D. B. & Anwar, B. R., 2015. Analisis Penyerapan Energi Dan Pola Deformasi Crash Box Dengan Variasi Sudut

Tirus Dinding Crash Box Pada Uji Simulasi Tabrakan Arah Frontal. *Jurnal Rekayasa Mesin*, pp. 75-83.

- [2]. World Health Organization (WHO), 2015. *The Global Report on Road Safety 2015*, s.l.: Laporan WHO/NMH/NVI/15.6.
- [3]. Bintarto, R., Atmaja, A. & Kusyairi, I., 2016. Analisis Penyerapan Energi Crash Box Pola Origami Pada Pengujian Frontal Impact Posisi Angular Frontal. *Jurnal Rekayasa Mesin*, Volume 8, pp. 47-52.
- [4]. Setiawan, R. & Pamintori, M., 2017. Analisis Crashworthiness Struktur Kereta Penumpang Indonesia. *Prosiding SNTTM XVI*, pp. 191-195
- [5]. Gazette, R., 2016. *Human error caused Bad Aibling collision*. [Online] Available at: <https://www.railwaygazette.com/news/passenger/single-view/view/human-error-caused-bad-aibling-collision.html>
- [6]. Putu Ali Putra, 2014. Mengenal Sistem Keselamatan Pada Mobil, Indonesia: s.n.
- [7]. Velmurugan, R. & Muralikannan, R., 2009. Energy absorption characteristics of annealed steel tubes of various cross sections in static and dynamic loading. *Latin American Journal of Solid and Structures*, p. 385 – 412.
- [8]. Anh, H. & Thai-Quang, T., 2015. Numerical investigation of circular and square tubes subjected to low velocity impact load. *International Journal of Mechanical Engineering and Applications*, pp. 54-62.
- [9]. Lu, G. & Yu, T., 2003. *Energy absorption of structures and materials*. NW Boca Raton: CRC Press LLC.
- [10]. Hsu, S. S. & Jones, N., 2004. Quasi-static and dynamic axial crushing of thin-walled circular stainless steel, mild steel and aluminium alloy tubes. *Woodhead*, Volume Vol. 9 No. 2, p. 195–217.
- [11]. Zarei, H., 2008. Experimental and numerical investigation of crash structures using aluminum alloys. *Cuvillier Verlag*.
- [12]. Kamal, M. et al., 2016. Study of Crashworthiness Behavior of Thin-Walled Tube under Axial Loading by Using Computational Mechanics. *International Scholarly and Scientific Research*, Volume 10.
- [13]. Pratiknyo, Y. B. & Setiawan, R., 2017. The Overview of Impact Energy Absorber Module on Plastic Deformation Mechanisms. *Prosiding SNTTM XVI*, pp. 95-100.
- [14]. Liu, Y. & Ding, L., 2015. A Study of using Different Crash Box Types in Automobile Frontal Collision.