

Desain Iterasi Dudukan Pelat Pengukur Gaya Pada RIG Alat Uji Jatuh Bebas Menggunakan Optimasi *Topology*

Ilham Maulana*¹, Sahril Afandi², Bismil Rabeta³, Rizky Fitriansyah⁴, Abian Nurrohmad⁵

⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾ Prodi Teknik Penerbangan, Fakultas Teknologi Kedirgantaraan, Universitas Suryadarma Komplek Bandara Halim Perdanakusuma, Jakarta 13610, Indonesia.

^{4,5} Pusat Teknologi Penerbangan, Lembaga Penerbangan dan Antariksa Nasional (LAPAN), Indonesia

Corresponding Author: ilham9850@gmail.com

Abstract - *This research was conducted based on data obtained during testing at LAPAN (Lembaga Antariksa dan Penerbangan Nasional), where there was a case that became a concern. The test is about the free fall test, which results in a deflection that is considered too large. From these results it was decided to investigate further. This free fall test uses impact testing where a material is measured for its shock load resistance. Impact testing simulates the operating conditions of a material where the loading that occurs is not only in static conditions but also occurs in dynamic conditions. In the free fall test, a test was carried out to measure and see the resistance of the landing gear and crash box in receiving dynamic loads, when the aircraft landed. The main purpose of simulating this tool is for research and development of the free fall test equipment itself, as well as the design of the landing gear of the LSU (Lapan Surveillance UAV) drone in the future. The impact platform on the free fall test equipment plays an important role in impact testing, where the deformation of the plate holder will be converted by the load cell, into a signal received by the acquisition system. So it is designed to fit the existing needs. In this test equipment, the test object is given a load (50 kg and 200 kg), height (4.72 m and 1,204 m), so that it reaches a velocity (9,623 m/s and 4,861 m/s) with impactor crash box geometry and main landing gear as well as plate holder design based tools in the field. Based from testing, impact, and analysis using the finite element method in this study, it was found that the deflection value was 1.771 mm which reduced 94.61% for the crash box case and the deflection value was 2.696 mm with a reduction value of 87.85 % for the main landing gear case from the existing initial design.*

Keywords : *Free fall test equipment, impact platform, landing gear, plate mount, main landing gear, crash box, finite element method, LSU..*

I. Pendahuluan

Landing gear merupakan satu-satunya komponen pada struktur pesawat yang pertama kali menerima *contact* pada *ground*. Salah satu beban yang terjadi pada *landing gear* adalah beban *impact* ketika awal pendaratan. Beban ini dapat menimbulkan kerusakan pada struktur *landing gear*. Dalam hal ini *landing gear* memainkan peran penting untuk keselamatan pesawat selama lepas landas dan mendarat yang mana kepentingan seperti itu menjadi jelas bagi pesawat tak berawak^[1].

Selama bertahun-tahun, para peneliti telah mempelajari bahwa hasil yang diperoleh dari uji *impact* bergantung pada ukuran geometri dari *specimen*, dan juga geometri dari landasan. Selain faktor tersebut hasil pengujian *impact* juga tergantung pada variabel lainnya seperti kecepatan *impact*, berat, geometri, serta energi yang hilang saat pengujian dan gesekan.

Alat uji jatuh bebas berfungsi untuk mengevaluasi dampak dari kekuatan *impact* pada berbagai macam material dalam berbagai ukuran dan hasilnya prinsip kerja dari ini adalah suatu benda (pendulum) yang diberikan beban tertentu dan dibiarkan jatuh bebas dengan jarak yang diukur sedemikian rupa sehingga menumbuk *specimen*. Sebuah *massa* yang dibiarkan jatuh bebas atau benda bergerak, yang menabrak sebuah struktur memberikan apa yang dinamakan beban atau gaya dinamik (*dynamic impact load and force*). Dari pengujian ini dapat dilihat kerusakan dari *specimen* yang mengalami *impact* dan ketahanan dari *specimen* setelah jatuh bebas^[2].

Dudukan pelat pada alat dalam penelitian ini adalah bagian penting dan sangat berpengaruh dimana pelat pada dudukan adalah benda yang pertamakali berbenturan dengan *specimen* ketika diuji sehingga menahan semua energi yang diciptakan ketika *specimen* dijatuhkan. Dudukan pelat

juga berfungsi untuk menerima deformasi yang dikonversi oleh *load cell* menjadi sinyal dan diterima sistem akuisisi sehingga harus benar-benar kuat dan *rigid* dalam menahan beban *impact*. Dudukan pelat dikembangkan agar bisa efisien dalam memenuhi kebutuhan riset serta pengembangan *landing gear* UAV maupun *crash box*.

II. Metode Penelitian

2.1. Objek Penelitian

Objek dari penelitian yang dilakukan pada skripsi ini adalah alat uji jatuh bebas yang berfokus pada simulasi numerik *struktur* dudukan pelat pengukur gaya. Dudukan pelat pengukur gaya merupakan bagian komponen utama dari alat uji jatuh bebas yang diteliti oleh LAPAN (Lembaga Penerbangan dan Antariksa Nasional).



Gambar 2.1 Pelat Pengukur Gaya

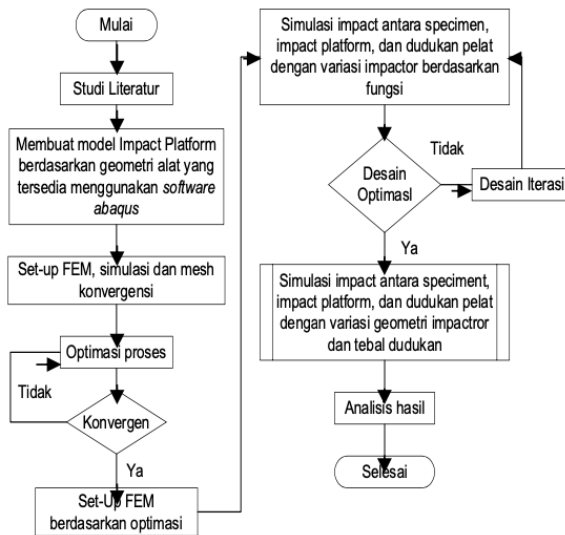
Adapun spesifikasi yang dimiliki oleh alat uji ini adalah sebagai berikut :

1. Mampu membawa beban sampai dengan 200 kg
2. Mampu membawa beban sampai dengan
3. ketinggian 4.72 meter.
4. Dapat mensimulasikan kecepatan jatuh sampai
5. dengan 9.623 m/s.
6. Dapat digunakan untuk uji *Crashworthiness*
7. pada *Crash Box*.

8. Mampu membawa varian *Nose Landing Gear* dan *Main Landing Gear* LSU 02-05
9. Dapat membawa varian pemberat

2.2. Prosedur Penelitian

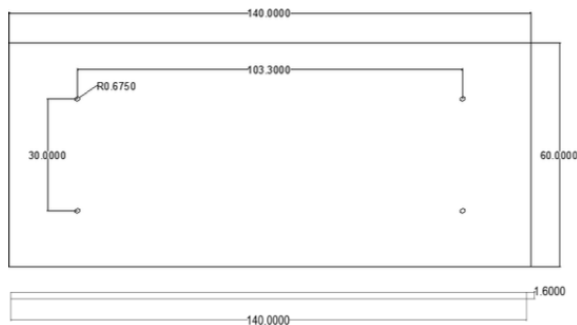
Berikut adalah *flowchart* penelitian yang disajikan dalam **Gambar 2.2**.



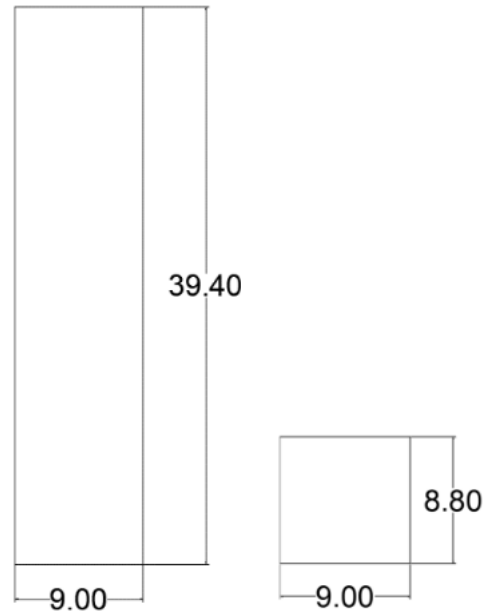
Gambar 2.2 Diagram Alir Penellitian

2.3. Geometri Alat Uji

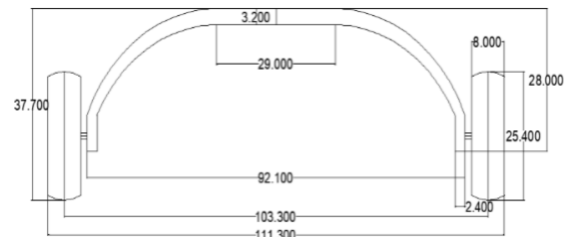
Proses pemodelan pada bagian-bagian alat uji yang akan disimulasikan pada penelitian ini menggunakan *software abaqus 2017*, bagian-bagian tersebut yaitu *impact platform*, balok kayu sebagai kasus pada *crash box*, main landing gear LSU-05 sebagai referensi titik jatuh, dan *tire contact* sebagai kasus *main landing gear*. Dibawah ini merupakan geometri dari alat tersebut :



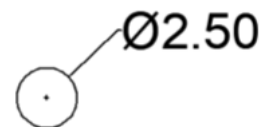
Gambar 2.3 Diagram Alir Penellitian



Gambar 2.4 Geometri Balok



Gambar 2.5 Geometri *main Landing Gear* LSU-05



Gambar 2.6 Geometri *Tire Contact*

2.4. Sifar Mekanik Material

Material yang digunakan dalam pengujian geometri struktur dukungan pelat, *impact platform*, kayu balok, dan *tire contact* adalah *Steel A36* dan Mahoni. Data-data tersebut disajikan dalam tabel berikut :

Tabel 2.1 Sifat Mekanik *Steel A36*[20], dan Mahoni^[21]

Keterangan	Mahoni	Steel
Density, (tonne/mm ³)	6.00e-10	7.85e-9
Modulus Elastisitas, E1,E2,E3 (MPa)	64 77 107	200000
Poisson Ratio, Nu12,13,23 (%)	0.314 0.533 0,326	0.26
Shear Modulus, G12,13,23 (MPa)	66 28 86	-
Ultimate Strength, (MPa)	-	450.23
Yield Stress (MPa)	-	250
Elongation at Break, (%)	-	0.28

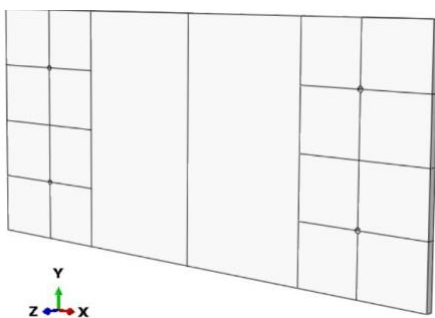
2.5. Set-Up Simulasi

2.5.1 Module Part

Module Part Mencakup Struktur *impact platform* pada alat uji jatuh bebas, dudukan pelat yang akan ditambahkan dan dioptimasi balok kayu, dan *tire contact*, dimodelkan menggunakan perangkat lunak dengan spesifikasi pemodelan yang ditunjukkan pada **Tabel 2.2**.

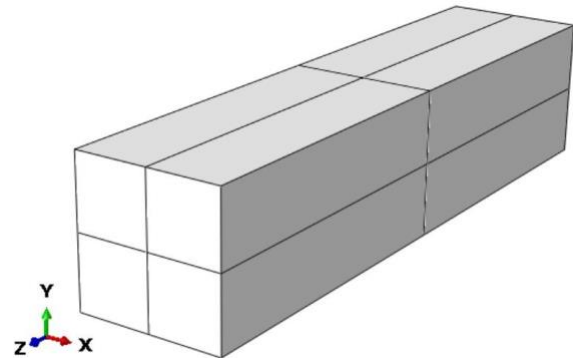
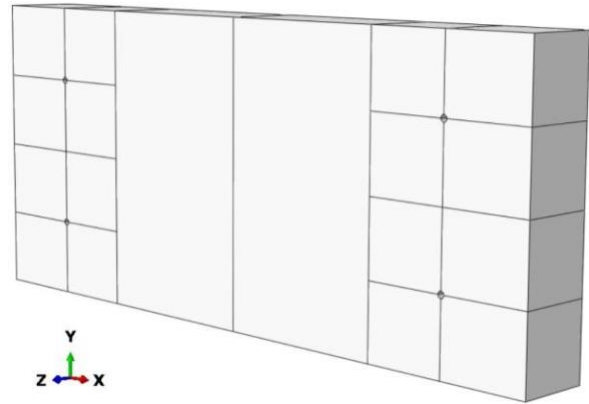
Tabel 2.2 Set-Up Module Part

Part	Modeling space	type	Base Feature	
			shape	type
Impact Platform	3D	Deformable	Solid	Extrusion
Dudukan Pelat	3D	Deformable	Solid	Extrusion
Balok Kayu	3D	Deformable	Shell	Planar
Tire Contact	3D	Deformable	Shell	Planar

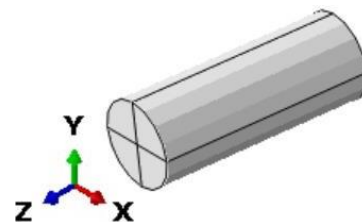


Gambar 2.7 Model Impact Platform

Gambar 2.8 Model Dudukan Pelat



Gambar 2.9 Model Balok Kayu



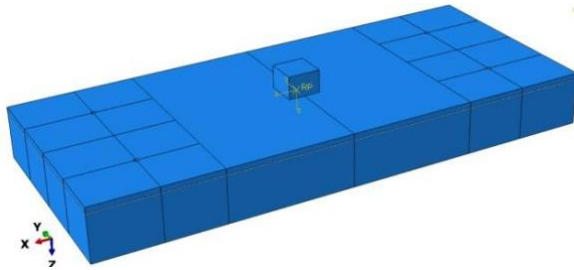
Gambar 2.10 Model Tire Contact

2.5.2 Module Property

Material yang akan digunakan adalah Steel/A36 menggunakan tipe “isotropic” dan Mahoni menggunakan tipe “engineering constant”. Pada *module* ini, pembebanan untuk kasus pada *main landing gear* dan kasus *crash box* ditambahkan “Inertia” dengan berat total masing-masing yaitu 200 kg dan 50 kg. Property dari material seperti *Density*, *Young’s Modulus*, dan *Poisson Ratio* pada *module property* sudah dijelaskan dalam **Tabel 2.1**. Simulasi ini menggunakan kategori “Solid” dan “Homogenous”.

2.5.3 Module Assembly

Module assembly berfungsi untuk menggabungkan beberapa part menjadi satu kesatuan bagian atau letak (*instance*) dan mengubah sudut jatuh (*rotate*) sehingga menjadi variasi simulasi.



Gambar 2.11 Module Assembly

2.5.4 Module Step

Module step digunakan untuk menentukan langkah yang akan dilalui selama proses simulasi, pada *module* ini digunakan jenis step “*Dynamic, Explicit*” karena sistem kerja alat yang terjadi dilapangan menggunakan metode jatuh bebas. *Time period* yang digunakan adalah “0.02” dengan total *frame* sebanyak “200”.

2.5.5 Module Interaction

Pada *Module interaction*, *Set-up* yang digunakan akan disajikan pada table berikut :

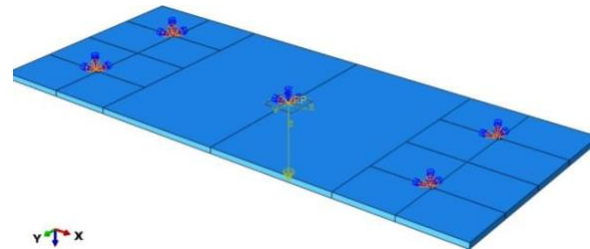
Tabel 2.3 Set-Up Module Interaction

Type	Contact Property	Constrain Manager
General Contact, Ekplicit	- Hard Contact - Frictionless	- Surface to surface - Tie

2.5.6 Module Load

Module load digunakan untuk menentukan jenis, kecepatan jatuh, dan kondisi batas yang diberikan pada model simulasi. Untuk jenis yang digunakan adalah berat dari “gravitasi” yaitu 9.81 m/s^2 .

Kondisi batas yang digunakan pada dudukan dan pelat utama ditempatkan pada *hole* untuk *load cell*, terlihat pada Gambar 2.10 dimana struktur tidak dapat bergerak dalam arah translasi pada sumbu x, y, dan z maupun tidak dapat bergerak dalam arah rotasi pada sumbu x, y, dan z. Untuk kondisi batas yang digunakan pada *impactor* adalah jenis *displacement/rotation* sehingga membebaskan arah gerak pada sumbu z dan membatasi pergerakan pada sumbu lain serta gerak rotasi pada sumbu x, y, dan z.



Gambar 2.12 Set-Up module Load

Kecepatan jatuh yang digunakan dalam simulasi ini yaitu 9.623 m/s untuk kasus *crash box* mengikuti kecepatan *max* yang dapat dilakukan oleh alat yang ada ditempat penelitian, sedangkan untuk kasus *main landing gear* digunakan kecepatan sebesar 4.861 m/s berdasarkan rumus *Rate Of Descent*^[6] berikut :

$$\text{ROD} = \tan(\theta) \times \text{Air Speed}$$

$$\text{Air Speed} = \text{Ground Speed} - \text{Wind Speed}$$

(assumption)

$$\text{Ground Speed} = V_{\text{approach}}$$

$$\text{Air Speed} = 37.9 \text{ knots} - 0 \text{ knots}$$

$$\text{ROD} = \tan(14^\circ) \times 37.9 \text{ knots}$$

$$= 9.45 \text{ knots} \sim 4.86 \text{ m/s}$$

2.5.7 Module Mess

Module Mesh digunakan untuk membuat model menjadi beberapa *element* dan *node*. Pada Simulasi ini yang digunakan *element solid* tipe C3D8R dan *shell S4R* dengan *shape* "Hex" dan "Quad-dominated" teknik *structured*, dengan nilai "Seed" 6 pada *Approximate global size*.



Gambar 2.13 Set-Up Module Mesh

Tabel 2.5 Detail Mesh Pada Pemodelan

Element dan nodes	Impact platform	Dudukan Pelat	Kayu Balok	Tire Contact
Total Number of nodes	94556	615290	256	42
Total number of element	69873	582900	255	32

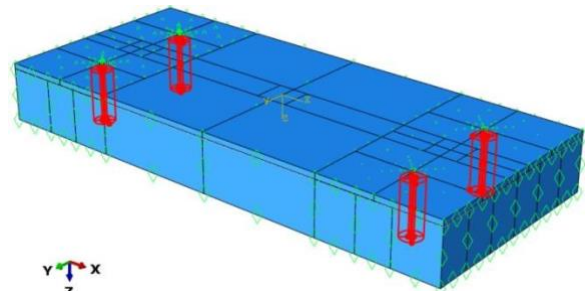
2.5.8 Module Optimasi Topology

Setelah Dudukan pelat dilakukan FEM kemudian masuk ketahap optimisasi pada *abaqus topology optimisasi module*, untuk jenis algoritma dipilih "Base Condition" karena lebih efisien karena mencari solusi hingga mencapai jumlah siklus maksimum yaitu 15iterasi, kemudian "Strain Energy" dan "Volume" menjadi pilihan utama, sebagai Batasan Setelah Dudukan pelat dilakukan FEM kemudian masuk ketahap optimisasi pada *abaqus topology optimisasi module*, untuk jenis algoritma dipilih "Base Condition" karena lebih efisien karena mencari solusi hingga mencapai

jumlah siklus maksimum yaitu 15iterasi, kemudian "Strain Energy" dan "Volume" menjadi pilihan utama, sebagai Batasan

III. Penentuan Geometri Retraction

Geometri retraction ditentukan berdasarkan *set area* sebagai batasan optimisasi yang dilakukan oleh *abaqus topology*, untuk mengetahui pola yang akandihasilkan oleh dudukan pelat pada modul optimisasi, area yang harus dibatasi adalahpartisi sekitar *hole* untuk penempatan *load cell*,pada bagian *hole* sebagai "Frozen Area" yangmana tidak difokuskan untuk optimisasi, maka *abaqus* mengabaikan kondisi bagian *hole*.

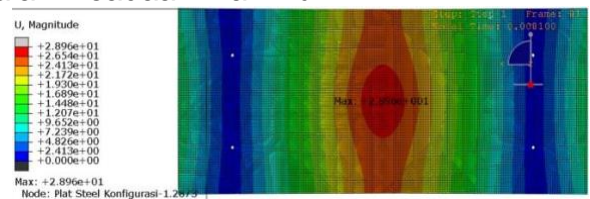


Gambar 2.14 Set-Up Geometri Retraction

IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Hasil Simulasi Dinamik Impact Platform Tanpa dudukan Pelat Pada Kasus Crash Box

Simulasi dilakukan pada pelat untuk kasus *crash box* menggunakan balok kayu sesuai dengan keadaan yang terjadi dilapangan dengan berat dan kecepatan yang telah di sesuaikan yaitu 50 kg dan 9.623 m/s untuk mengetahui berapakah nilai defleksi yang didapatkan dalam keadaan maximum



Gambar 3.1 Nilai Defleksi Pada *Impact Platform* Kasus *Crash Box*

Hasil simulasi yang didapat berdasarkan pelat konfigurasi :

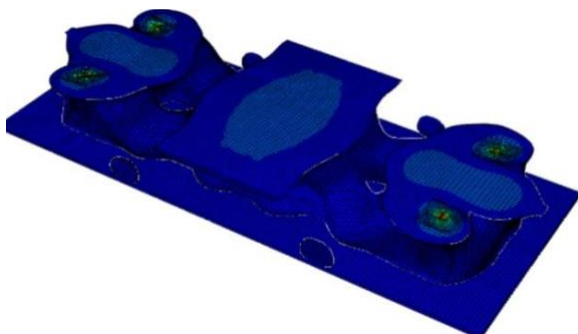
U, <i>Magnitude max</i>	= 28.96 mm
S, <i>Mises max</i>	= 386.4
MPa <i>Reaction Force (Z)</i>	= 39097.99N
Energi Kinetik	= 2401742 mJ
<i>Error</i>	= 3.744
<i>Margin Safety</i>	= 0.165

4.2. Hasil Optimasi Topology Dudukan Pelat

Optimisasi topologi pada dudukan pelat dilakukan untuk mengetahui *pattern* yang dihasilkan, yang akan digunakan dalam proses uji dan analisis. Dengan menggunakan *3D solid* model, menggunakan *isotropic* material dengan interpolasi *solid isotropic penalization* model. Berikut adalah hasil yang didapatkan.

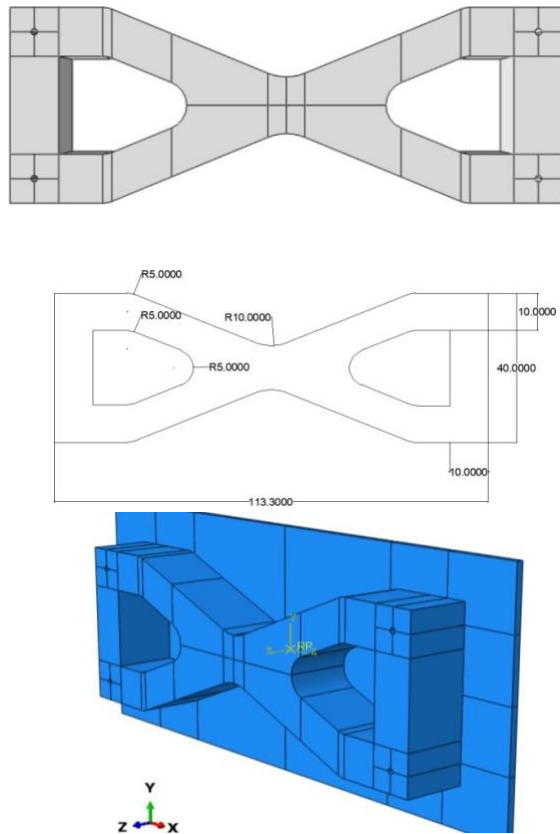


Gambar 3.2 *Constrain Volume* $\leq 60\%$



Gambar 3.4 *Constrain Volume* $\leq 40\%$

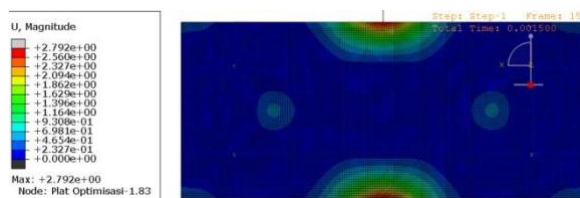
Dari hasil visualisasi topologi optimasi dudukan pelat dengan ketebalan 15 cm terlihat *pattern* yang terbentuk memiliki pola yang sama sehingga dilakukan pembuatan desain berdasarkan topologi yang terlihat seperti pada **Gambar 3.4**, lalu kemudian dilakukan simulasi *impact* dengan kasus *crash box* pada keseluruhan *impact platform* menggunakan balok kayu dengan kecepatan 9.623 m/s dan berat 50 kg seperti pada **Sub Bab 3.3**.



Gambar 3.5 Hasil Pola, Geometri, dan Assembly Iterasi Ke-1

4.3. Hasil Simulasi Iterasi Desain Dudukan Pelat

Berikut adalah nilai yang didapatkan dari dudukan pelat dengan tebal yang sama yaitu 15 cm berdasarkan *pattern* dari optimasi topology dan juga iterasi desain untuk mencapai nilai defleksi terkecil.

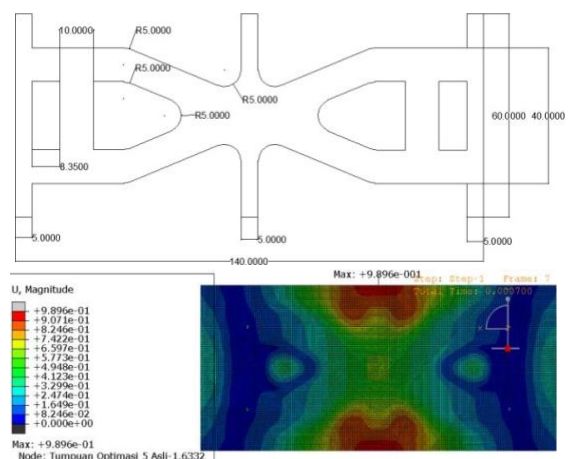
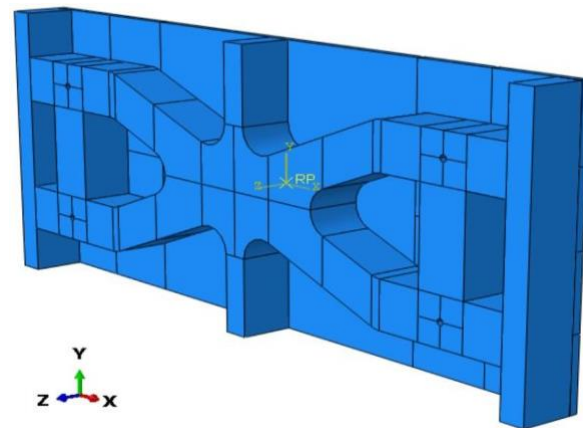


Gambar 3.6 Defleksi Pada Dudukan Iterasi Ke-1

U, Magnitude max	= 2.792	mm
S, Mises max	= 321.8	MPa
Reaction Force (Z)	= 27765.29	N

Energi Kinetik	= 2402261	mJ
Error	= 3.766	
Margin Safety	= 0.399	

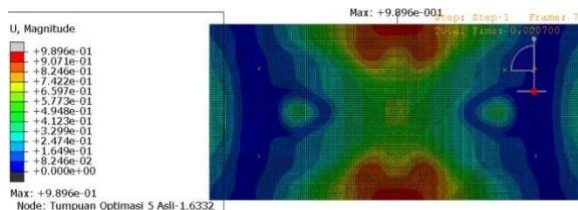
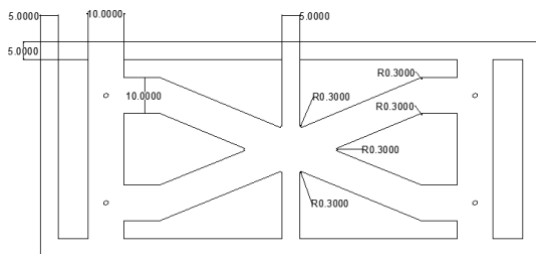
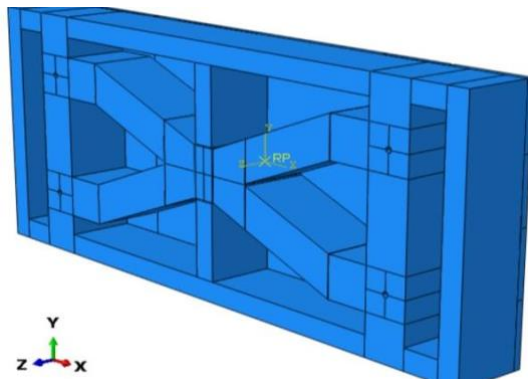
Berdasarkan hasil simulasi *impact* yang dilakukan pada desain iterasi pertama, desain yang dihasilkan dari *topology* masih memiliki nilai defleksi yang besar pada bagian sisi-sisi pelat. Sehingga, ditambahkan *beam* di kedua sisi dudukan serta bagian tengah berdasarkan hasil dari pengujian pada simulasi untuk menghilangkan nilai defleksi yang berlebihan, agar desain memiliki nilai defleksi terkecil seperti yang terlihat pada **Gambar 3.7**.



Gambar 3.7 Hasil Assembly, Geometri, dan Defleksi Iterasi Ke-2
 Hasil simulasi yang didapat berdasarkan desain iterasi ke-2 :

U, Magnitude max = 2.366 mm
S, Mises max = 333.1 MPa
Reaction Force (Z) = 34490.81 N
 Energi Kinetik = 2402197 mJ
Error = 3.764 %
Margin Safety = 0.351

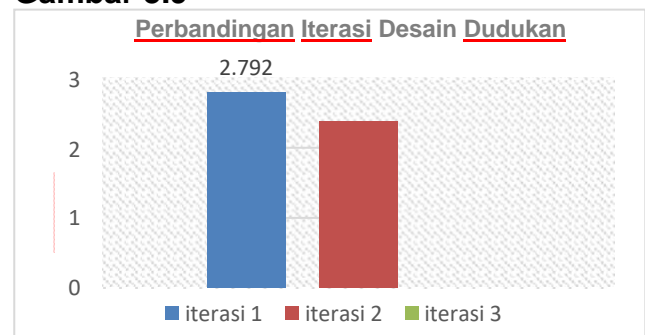
Berdasarkan hasil pengujian simulasi *impact* yang dilakukan pada desain iterasi kedua, desain masih tetap memiliki nilai defleksi yang besar pada bagian ujung dari beam yang terdapat dibagian tengah pelat. Sehingga, ditambahkan lagi *beam* dibagian *vertical* atas dan bawah pelat untuk mendapatkan nilai defleksi terkecil seperti yang terlihat pada **Gambar 3.8**.



Gambar 3.8 Hasil Assembly, Geometri, dan Defleksi Iterasi Ke-3
 Hasil simulasi yang didapat berdasarkan desain iterasi ke-3 :

U, Magnitude max = 0.9896 mm
S, Mises max = 327.1 MPa
Reaction Force (Z) = 27892.68 N
 Energi Kinetik = 2402332 mJ
Error = 3.770 %
Margin Safety = 0.376

Berdasarkan hasil pengujian simulasi *impact* yang dilakukan pada desain iterasi ketiga, desain telah memiliki nilai defleksi yang kecil sehingga iterasi desain telah dianggap cukup, Berikut adalah grafik perbandingan nilai defleksi pada setiap iterasi yang disajikan pada **Gambar 3.9**

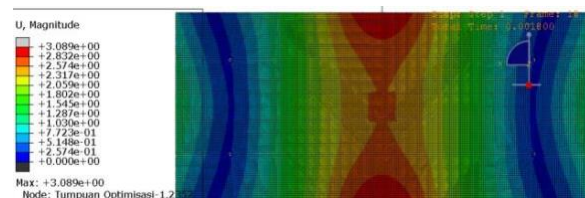


Gambar 3.9 Perbandingan Iterasi Desain

4.4. Simulasi Keseluruhan Impact Platform Pada Kasus Crash Box

4.4.1. Hasil Simulasi Sebelum Optimasi

Pengujian ini dilakukan untuk melihat perbandingan nilai defleksi pada desain dudukan pelat sebelum optimasi dengan variasi ketebalan, berikut adalah hasilnya :

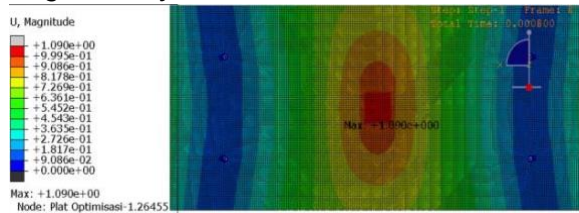


Gambar 3.10 Simulasi *Crash Box* Tebal 5 cm Sebelum Optimasi

Hasil simulasi crash box sebelum optimasi dengan tebal 5 cm:

U, Magnitude max = 3.089 mm
S, Mises max = 351.9 MPa

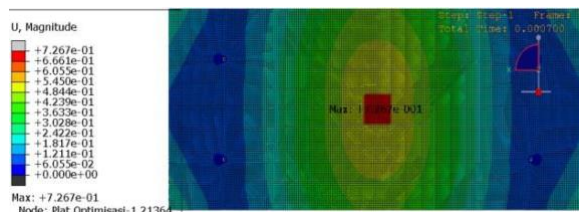
Reaction Force (Z) = 10761.89 N
 Energi Kinetik = 2402281 mJ
 Error = 3.767 %
 Margin Safety = 0.279



Gambar 3.11 Simulasi *Crash Box* Tebal 10 cm Sebelum Optimasi

Hasil simulasi *crash box* sebelum optimasi dengan tebal 10 cm:

$U, Magnitude\ max$ = 1.090 mm
 $S, Mises\ max$ = 346.3 MPa
 Reaction Force (Z) = 30929.39 N
 Energi Kinetik = 2402181 mJ
 Error = 3.763 %
 Margin Safety = 0.300



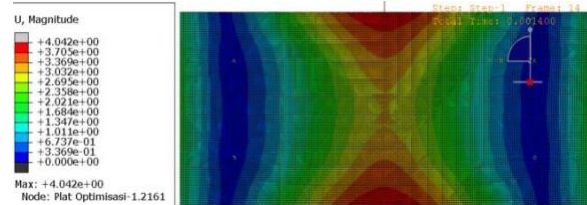
Gambar 3.12 Simulasi *Crash Box* Tebal 15 cm Sebelum Optimasi

Hasil simulasi *crash box* sebelum optimasi dengan tebal 15 cm:

$U, Magnitude\ max$ = 0.7267 mm
 $S, Mises\ max$ = 340.2 MPa
 Reaction Force (Z) = 35355.68 N
 Energi Kinetik = 2402181 mJ
 Error = 3.763 %
 Margin Safety = 0.324

4.4.2. Hasil Simulasi Setelah Optimasi

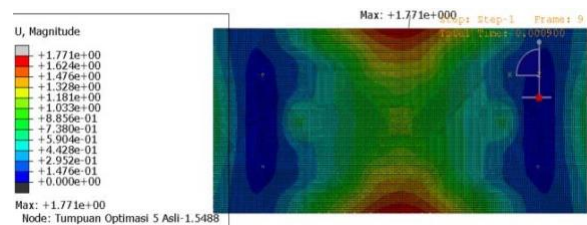
Pengujian ini dilakukan untuk melihat perbandingan nilai defleksi pada desain yang telah ditetapkan setelah optimasi dengan variasi ketebalan dudukan.



Gambar 3.13 Simulasi *Crash Box* Tebal 5 cm Setelah Optimasi

Hasil simulasi *crash box* setelah optimasi dengan tebal 5 cm :

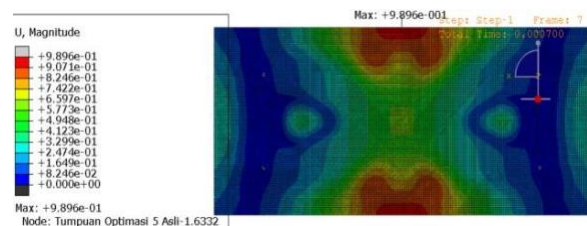
$U, Magnitude\ max$ = 4.042 mm
 $S, Mises\ max$ = 331.8 MPa
 Reaction Force (Z) = 32361.53 N
 Energi Kinetik = 2402332 mJ
 Error = 0.3769
 Margin Safety = 0.376



Gambar 3.14 Simulasi *Crash Box* Tebal 10 cm Setelah Optimasi

Hasil simulasi *crash box* setelah optimasi dengan tebal 10 cm :

$U, Magnitude\ max$ = 4.042 mm
 $S, Mises\ max$ = 331.8 MPa
 Reaction Force (Z) = 32361.53 N
 Energi Kinetik = 2402332 mJ
 Error = 0.3769
 Margin Safety = 0.376



Gambar 3.15 Simulasi *Crash Box* Tebal 15 cm Setelah Optimasi

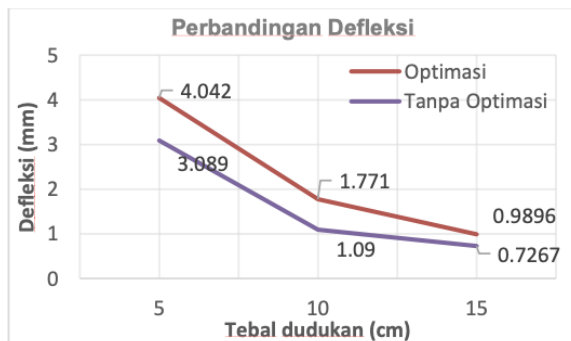
Hasil simulasi *crash box* setelah optimasi dengan tebal 15 cm :

$U, Magnitude\ max$ = 0.9896 mm
 $S, Mises\ max$ = 327.1 MPa

Reaction Force (Z) = 27892.68 N
 Energi Kinetik = 2402332 mJ
 Error = 3.770 %
 Margin Safety = 0.376

4.4.3. Perbandingan Hasil Simulasi Pada Kasus Crash Box

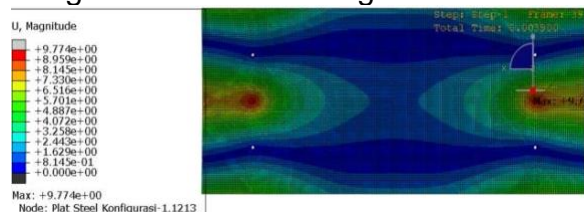
Berikut adalah grafik perbandingan defleksi pada kasus *crash box* berdasarkan variasi ketebalan dudukan.



Gambar 3.16 Perbandingan Defleksi Pada Kasus *Crash Box*

4.5. Hasil Simulasi Dinamik Impact Platform Tanpa dudukan Pelat Pada Kasus Main Landing Gear

Simulasi ini dilakukan berdasarkan perhitungan *Tire Contact* dengan diameter 2.503 cm pada kasus pelat tanpa dudukan, titik *impact* pada kasus main landing gear disesuaikan berdasarkan konfigurasi UAV terbesar saat ini yaitu LSU-05. Simulasi pada kasus *main landing gear* ini dilakukan dengan kecepatan jatuh 4.86 m/s dengan berat total 200 kg.



Gambar 3.17 Nilai Defleksi Pada Impact Platform kasus Main Landing Gear Hasil simulasi *main landing gear* berdasarkan diameter *Tire Contact* 2.503

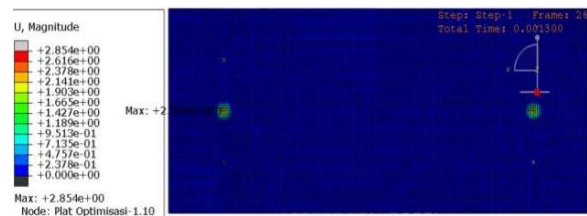
cm dimana pelat konfigurasi tanpa dudukan :

$U, Magnitude max$ = 9.774 mm
 $S, Mises max$ = 352.2 MPa
 Reaction Force (Z) = 31931.76 N
 Energi Kinetik = 2365372 mJ
 Error = 0.103 %
 Margin Safety = 0.279

4.6. Simulasi Keseluruhan Impact Platform Pada Kasus Main Landing Gear

4.6.1 Hasil Simulasi Sebelum Optimasi

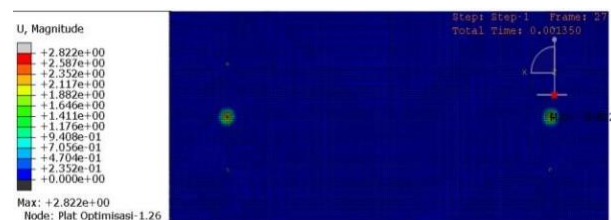
Pengujian ini dilakukan untuk melihat perbandingan nilai defleksi pada desain dudukan pelat sebelum optimasi dengan variasi ketebalan, berikut adalah hasilnya :



Gambar 3.18 Simulasi *Main Landing Gear* Tebal 5 cm Sebelum Optimasi

Hasil simulasi *main landing gear* berdasarkan diameter *Tire Contact* 2.503 cm dengan tebal dudukan pelat 5 cm

$U, Magnitude max$ = 2.854 mm
 $S, Mises max$ = 397.6 MPa
 Reaction Force (Z) = 32017.94 N
 Energi Kinetik = 2365255 mJ
 Error = 0.098 %
 Margin Safety = 0.132

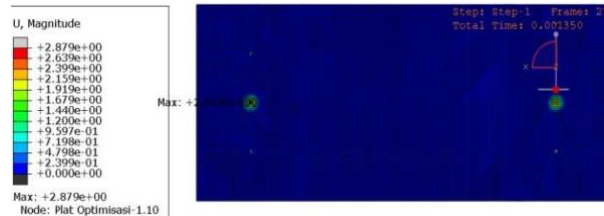


Gambar 3.19 Simulasi *Main Landing Gear* Tebal 10 cm Sebelum Optimasi

Hasil simulasi *main landing gear* berdasarkan diameter *Tire Contact* 2.503 cm dengan tebal dudukan pelat 10 cm :

<i>U, Magnitude max</i>	= 2.882	mm
<i>S, Mises max</i>	= 404.2	MPa
<i>Reaction Force (Z)</i>	= 7669.474	N
Energi Kinetik	= 2365289	mJ
<i>Error</i>	= 0.099 %	
<i>Margin Safety</i>	= 0.113	

<i>Mises max</i>	= 409.8	Mpa
<i>Reaction Force (Z)</i>	= 29613.28	N
Energi Kinetik	= 2365064	mJ
<i>Error</i>	= 0.090 %	
<i>Margin Safety</i>	= 0.098	



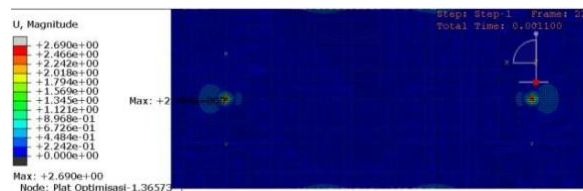
Gambar 3.20 Simulasi *Main Landing Gear* Tebal 15 cm Sebelum Optimasi

Hasil simulasi *main landing gear* berdasarkan *Tire Contact* 2.503 cm dengan tebal dudukan pelat 10 cm :

<i>U, Magnitude max</i>	= 2.979	mm
<i>S, mises max</i>	= 399.3	MPa
<i>Reaction Force (Z)</i>	= 6896.013	N
Energi Kinetik	= 2365285	mJ
<i>error</i>	= 0.099 %	
<i>Margin Safety</i>	= 0.127	

4.6.2 Hasil Simulasi Setelah Optimasi

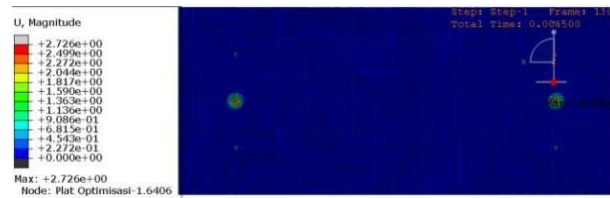
Pengujian ini dilakukan untuk melihat perbandingan nilai defleksi pada desain yang telah ditetapkan setelah optimasi dengan variasi ketebalan dudukan.



Gambar 3.21 Simulasi *Main Landing Gear* Tebal 5cm Setelah Optimasi

Hasil simulasi *main landing gear* berdasarkan diameter *Tire Contact* 2.503 cm dengan tebal dudukan pelat 5 cm :

<i>U, Magnitude max</i>	= 2.690	mm
-------------------------	---------	----

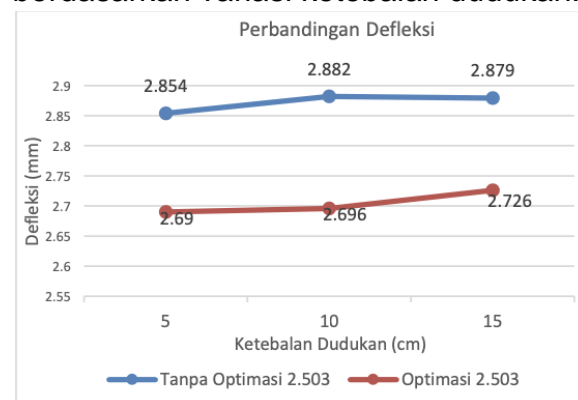


Gambar 3.23 Simulasi *Main Landing Gear* Tebal 15 cm Setelah Optimasi

<i>U, Magnitude max</i>	= 2.726	mm
<i>S, Mises max</i>	= 402.5	MPa
<i>Reaction Force (Z)</i>	= 4318.123	N
Energi Kinetik	= 2365659	mJ
<i>Error</i>	= 0.115 %	
<i>Margin Safety</i>	= 0.118	

4.6.3 Perbandingan Hasil Simulasi Pada Kasus *Main Landing Gear*

Berikut adalah grafik perbandingan defleksi pada kasus *main landing gear* berdasarkan variasi ketebalan dudukan.



Gambar 3.24 Perbandingan Defleksi Pada Kasus *Main Landing Gear*

V. Kesimpulan

Pada tugas akhir ini telah membuat rancangan desain iterasi dudukan pelat pada alat uji jatuh bebas untuk pesawat nirawak LSU(LAPAN Surveillance UAV). Berdasarkan hasil dari penelitian dapat diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Dengan konfigurasi *load cell* pada kasus *crash box*, desain iterasi terbaik adalah iterasi ke-tiga dimana :
 - Hasil iterasi pertama didapat nilai defleksi sebesar = 2.792 mm
 - Hasil iterasi kedua didapat nilai defleksi sebesar = 2.366 mm
 - Hasil iterasi ketiga didapat nilai defleksi sebesar = 0.9896 mm
2. Dengan variasi ketebalan dudukan pada kasus *crash box*, defleksi terkecil adalah ketebalan dengan dudukan pelat 15 cm dimana :
 - Pada ketebalan dudukan pelat 5 cm didapat defleksi dengan nilai sebesar = 4.042 mm
 - Pada ketebalan dudukan pelat 10 cm didapat defleksi dengan nilai sebesar = 1.771 mm
 - Pada ketebalan dudukan pelat 15 cm didapat defleksi dengan nilai sebesar = 0.9896 mm
3. Dengan konfigurasi *load cell* pada kasus *main landing gear* variasi ketebalan dudukan pelat tidak memiliki perbedaan defleksi yang signifikan, dikarenakan *impact* yang terjadi terkonsentrasi serta penempatan *load cell* dekat dengan titik *impact* yang menjadikan ketebalan 5 cm menjadi *rigid* dan kuat dimana :
 - Dengan diameter contact area 2.503 cm, dudukan pelat dengan ketebalan 5 cm didapat nilai defleksi sebesar = 2.690 mm
 - Dengan diameter contact area 2.503 cm, dudukan pelat dengan ketebalan 10 cm didapat nilai defleksi sebesar = 2.696 mm
 - Dengan diameter contact area 2.503 cm, dudukan pelat dengan ketebalan 15 cm didapat nilai defleksi sebesar = 2.726 mm
4. Berdasarkan hasil simulasi yang telah dilakukan, maka desain yang paling

efisien adalah dudukan pelat dengan tebal 10 cm dimana :

- Perbedaan dudukan pelat 10 cm dan 15 cm pada kasus *crash box* adalah 0.7814 mm dengan nilai reduksi defleksi sebesar 94.614 % dari keadaan awal,
- Menimbang kebutuhan *impact* pada *crash box* dan *main landing gear* LSU 02-05 dudukan pelat dengan ketebalan 10 pada kasus *Main Landing Gear* dipilih dimana nilai defleksi yang dimiliki adalah 2.696 mm dan mereduksi defleksi s

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Widanto, Muhamad Hadi, 2019, Desain Rancangan Alat *Uji Drop Test Landing Gear* Pesawat Nirawak LSU, Skripsi, Program Studi Teknik Penerbangan, Universitas Dirgantara Marsekal Suryadarma, Jakarta.
- [2] Maudina, Anggun Rizka, 2017, Karakteristik Alat *Drop Weight Tester* (DWT) Dengan Standar Astm d5420-04, Skripsi, Program Studi Teknik Mesin, President University, Bekasi.
- [3] Bintoro, Atik, 2013, Analisa Beban Hentak Struktur Penyangga Landing Gear Pesawat Nirawak LSU 03, Jurnal Teknologi Dirgantara, No.2, Vol. 10, 167- 174.
- [4] Lei, Wang., Changxu, Wu., Ruishan, Sun., Prof. Zhenxin, Cui., 2017, *An Analysis of Hard Landing Incidents Based on Flight QAR Data*, Journal, Institute of Psychology, Chinese Academy of Sciences, Beijing.
- [5] Raymer D, P, 1999, *Aircraft Design : A Conceptual Approach*, Journal, American institute of Aeronautics and Astronautics Inc., Washington, D.C.
- [6] K, Haroon, 2016, *Jurnal, Managing a Descent Profil*.Dae, Wook Park., Emmanuel, Fernando., and Joe, Leidy., 2005, *Journal, Evaluation of Predicted Pavement Response with Measured Tire Contact Stresses*.

- [7] Logan, D.L., 2012, *Book, A First Course in the Finite Element Method, Fifth Edition*, Cengage Learning, USA.
- [8] Mustufa, Ilham, 2009, Analisis Numerik Optimisasi Berat Struktur Sayap Pesawat Terbang Tanpa Awak LSU-05 Dengan Adopsi *Pattern Topology*, Skripsi, Program studi Teknik Penerbangan, Univ Dirgantara Marsekal Suryadarma, jakarta.
- [9] Hans A, Eschenauer, 2001, *Journal, Topology optimization of continuum structures: A review*.
- [10] Esteco, 2008, *Mode Frontier User Manual, Book 4 edition*.
- [11] M.P, Bendsøe., and O, Sigmund., 2004, *Topology Optimization; Theory, Methods and Applications, Book, Springer, 2 edition*.
- [12] Andi., Rahayu, Sri., Lestari, Diza., et.al, 2018, Jurnal, *Physical and Mechanical Properties of Glued Laminated Lumber of Pine (Pinus merkusii) and Jabon (Anthocephalus cadamba)*.
- [13] Carl, Skaar., 2013, *Parametrization and multiobjective optimization*. Master's thesis, *Journal*, Norwegian University of Science and Technology.
- [14] Espen, Nilsen., 2013, *Parametrization and multiobjective optimization*. Master's thesis, *Journal*, Norwegian University of Science and Technology.
- [15] P.M, Clausen O., Sigmund., 2006, *Journal, Topology optimization using a mixed formulation: An alternative way to solve pressure load problems, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, (196):1874-1889.
- [16] Marco, Cavazzuti., and Luca, Splendi., *Structural optimization of automotive chassis: Theory, set up, design, Journal*, Technical report Mille Chili Lab, Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Civile, Modena, Italy.
- [17] Rodrigo, Benevides., 2011, *Boosting the concept of topography optimized parts. Presentation*; Altair HTC Congress.
- [18] Pusat Teknologi Penerbangan, 2017, LAPAN *Surveillance UAV*, <http://pustekbang.lapan.go.id> diakses pada 12 Desember 2020.
- [19] Sajid, Hizb Ullah., Kiran, Ravi., 2018, *Journal, Influence of high stress triaxiality on mechanical strength of ASTM A36, ASTM A572 and ASTM A992 steels*, Dept. of Civil & Env. Engg., North Dakota State University, ND 58105, United States