

# ANALISIS STRUKTUR KURSI RODA MULTI GUNA MENGGUNAKAN FINITE ELEMEN ANALISIS DAN ANALITIK

Rahel Ponseka<sup>(1)</sup>, Imam Akbar<sup>(2\*)</sup>, Madagaskar<sup>(2)</sup>, Togar PO Sianipar<sup>(2)</sup> dan Sasut Analar Valianta<sup>(2)</sup>

<sup>(1)</sup>Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Tridianti, Palembang, Sumatera Selatan, Indonesia

<sup>(2)</sup>Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Tridianti, Palembang, Sumatera Selatan, Indonesia

<sup>(\*)</sup>E-mail *Corresponding Author* : [imam@univ-tridianti.ac.id](mailto:imam@univ-tridianti.ac.id)

## Abstrak

Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis kinerja struktur kursi roda multi guna menggunakan metode elemen hingga (FEA) dan perhitungan analitik. Model kursi roda dibangun dan dianalisis menggunakan perangkat lunak FEA untuk mendapatkan distribusi tegangan, perpindahan, dan tegangan lentur. Hasil FEA menunjukkan nilai tegangan maksimum sebesar 415 MPa, perpindahan maksimum 46 mm, dan tegangan lentur maksimum 407 MPa, melebihi batas sifat mekanik material aluminium 6061. Hasil analitik menghasilkan nilai tegangan sebesar 57 MPa pada struktur bagian depan, sedangkan FEA menghasilkan nilai 46 MPa. Perbedaan hasil antara kedua metode ini dapat disebabkan oleh beberapa faktor, seperti asumsi yang digunakan dalam perhitungan analitik dan kompleksitas geometri model FEA. Kesimpulan yang bisa kita ambil dari penelitian tersebut bahwa desain/struktur kursi roda multi guna telah melampaui terhadap nilai-nilai sifat mekanik dari material Aluminium 6061, yang bisa menyebabkan kegagalan struktural pada komponen-komponennya.

**Kata Kunci:** kursi roda multiguna, finite elemen analisis, analisis struktur

## Abstract

*This research aims to analyze the performance of multi-purpose wheelchair structures using the finite element method (FEA) and analytical calculations. A wheelchair model was built and analyzed using FEA software to obtain stress, displacement and bending stress distributions. The FEA results show a maximum stress value of 415 MPa, a maximum displacement of 46 mm, and a maximum bending stress of 407 MPa, exceeding the mechanical properties limit of 6061 aluminum material. The analytical results produce a stress value of 57 MPa in the front structure, while the FEA produces a value of 46 MPa. The difference in results between these two methods can be caused by several factors, such as the assumptions used in analytical calculations and the geometric complexity of the FEA model. The conclusion we can draw from this research is that the design/structure of the multi-purpose wheelchair has exceeded the mechanical property values of the Aluminum 6061 material, which can cause structural failure in the components when fabricated.*

**Keywords:** multipurpose wheelchair, finite element analysis, structural analysis

## 1 PENDAHULUAN

Kursi roda merupakan alat bantu mobilitas yang esensial bagi individu dengan keterbatasan fisik [1]. Bagi mereka yang memiliki disabilitas sementara atau permanen, kursi roda bukan hanya alat transportasi, melainkan juga alat yang memberikan kebebasan dan meningkatkan kualitas hidup. Namun, kursi roda konvensional sering kali memiliki keterbatasan dalam hal fleksibilitas dan kenyamanan, terutama ketika pengguna perlu berbaring untuk beristirahat atau tidur. Hal ini memicu perlunya pengembangan kursi roda yang lebih fleksibel dan

dapat beradaptasi dengan berbagai kebutuhan pengguna [2].

Permintaan akan kursi roda yang dapat beralih dari posisi duduk ke posisi berbaring terus meningkat, terutama di kalangan pengguna yang menghabiskan waktu lama di kursi roda. Kursi roda yang dapat berbaring tidak hanya memberikan kenyamanan tambahan tetapi juga membantu dalam mengurangi risiko luka tekan dan masalah kesehatan lainnya yang terkait dengan penggunaan kursi roda dalam jangka panjang. Desain kursi roda yang inovatif ini harus mempertimbangkan aspek ergonomis [3], kekuatan

struktur [4], serta kestabilan untuk memastikan keselamatan dan kenyamanan pengguna [5].

*Finite Element Analysis* (FEA) merupakan teknik yang telah terbukti efektif dalam perancangan dan analisis struktur mekanik. FEA memungkinkan insinyur untuk memodelkan dan mensimulasikan perilaku material dan struktur di bawah berbagai kondisi beban, sehingga membantu dalam mengidentifikasi titik lemah dan mengoptimalkan desain sebelum diproduksi secara fisik [6]. Dalam konteks perancangan kursi roda fleksibel, FEA sangat penting untuk memastikan bahwa desain tersebut mampu menahan beban yang diharapkan dan memberikan stabilitas serta kenyamanan maksimal.

Penggunaan FEA dalam desain kursi roda telah dibuktikan oleh berbagai penelitian sebelumnya. Misalnya, penelitian oleh Liu menunjukkan bahwa analisis elemen hingga pada rangka komposit kursi roda dapat mengidentifikasi urutan penumpukan optimal untuk kekuatan maksimum [7]. Penelitian lain oleh Kalyanasundaram menggunakan FEA untuk mengoptimalkan desain roda kursi roda Paralympic, menemukan bahwa desain pelek dorong yang lebih tipis dengan pola jari-jari tangensial memberikan hasil yang paling optimal [8].

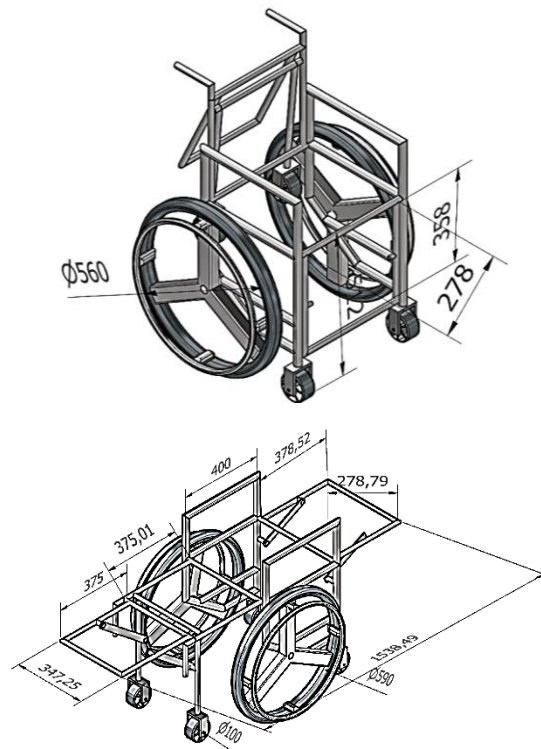
Di samping itu, penelitian oleh Marques mengevaluasi aspek fungsional dan struktural dari kursi roda komersial melalui FEA, menunjukkan bahwa beberapa bagian rangka kursi roda tidak memenuhi standar keselamatan berdasarkan simulasi yang dilakukan [9]. Temuan-temuan ini menegaskan pentingnya penggunaan FEA dalam perancangan kursi roda untuk memastikan bahwa desain akhir tidak hanya nyaman tetapi juga aman dan tahan lama.

Penelitian ini bertujuan untuk mengembangkan kursi roda fleksibel yang dapat digunakan untuk berbaring menggunakan pendekatan FEA. Penelitian ini akan berfokus pada pengembangan desain yang mampu memenuhi kebutuhan dinamis pengguna, sambil memastikan kekuatan dan kestabilan struktur melalui analisis mendalam menggunakan FEA. Melalui pendekatan ini, diharapkan kursi roda yang dihasilkan dapat memberikan kenyamanan dan keamanan yang lebih baik, serta mengurangi risiko masalah kesehatan yang sering terkait dengan penggunaan kursi roda konvensional.

## 2 METODOLOGI

### 2.1 Geometri Kursi Roda Multi Guna

Dalam penelitian ini, kami telah mengembangkan desain kursi roda multi guna berdasarkan antropometri [10] menggunakan perangkat lunak Autodesk Inventor 2024 dapat dilihat pada Gambar 1.



**Gambar 1.** Desain Kursi Roda Multi Guna

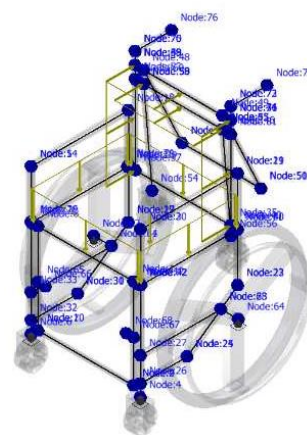
Berdasarkan desain kursi roda multi guna pada Gambar 1, untuk menganalisis struktur rangkanya maka material yang digunakan adalah Aluminium 6061, dapat dilihat pada Tabel 1.

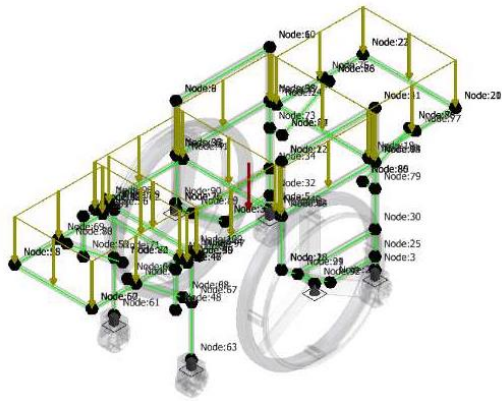
**Tabel 1.** Sifat Mekanik Aluminium 6061[11]

Mechanical	Nilai
Youngs Modulus	689 000 MPa
Poissons Ratio	0,330 ul
Mass Density	2,700 g/cm <sup>3</sup>
Strenght	Nilai
Yield Strenght	275 MPa
Ultimate Tensile Strenght	310 MPa

### 2.2 Meshing

Pada penelitian ini *mesh*/elemen yang digunakan adalah element bar dengan jumlah node dan elemen seperti Gambar 2.

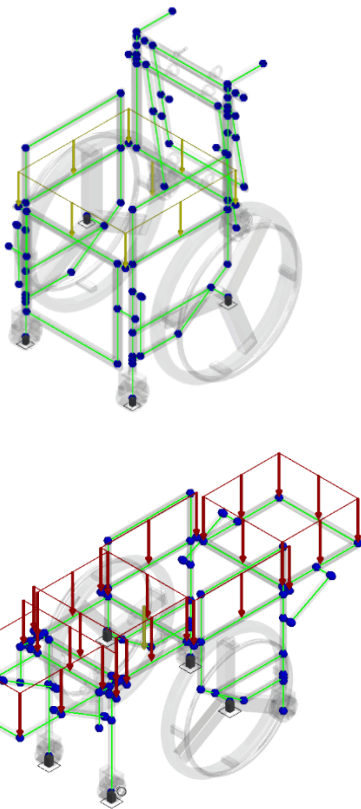




**Gambar 2.** Elemen Bar dan Node

### 2.3 Penerapan Kondisi Batas

Pada penelitian ini kondisi batas seperti beban dan tumpuan yang diterapkan pada kursi roda ada dua metode penerapan beban, yaitu pada saat posisi duduk dan posisi berbaring. Beban merata dari berat badan rata-rata orang Indonesia sebesar 85 kg, dimana tumpuan yang di terapkan adalah tumpuan *fix* (tetap) Gambar 3.



**Gambar 3.** Beban dan Kondisi Batas

### 2.4 Persamaan Keseimbangan

Di bawah ini adalah beberapa persamaan dasar yang digunakan dalam FEA untuk analisis tegangan dan deformasi pada struktur seperti kursi roda. Untuk sistem yang dalam keseimbangan statis, persamaan keseimbangan dapat dinyatakan dalam bentuk matriks sebagai berikut [12]:

$$[K]\{u\} = \{F\}$$

Di mana  $[K]$  adalah matriks kekakuan (*stiffness matrix*), yang mempresentasikan kekakuan struktur,  $\{u\}$  adalah vektor perpindahan (*displacement vector*), yang menunjukkan perpindahan di setiap titik dalam struktur,  $\{F\}$  adalah vektor gaya (*force vector*), yang menunjukkan gaya yang diterapkan pada struktur [12].

$$K \text{ lokal } \frac{EA}{L} = \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$

Di mana  $E$  adalah modulus elastisitas material,  $A$  adalah luas penampang elemen,  $L$  adalah panjang elemen.

#### 2.4.1 Penyelesaian Persamaan *Displacement*

Untuk mencari *displacement* persamaan yang digunakan sebagai berikut.

$$[K]\{u\} = \{F\}$$

$$\{u\} = \frac{\{F\}}{[K]}$$

$$\{u\} = \{F\}[K^{-1}]$$

Dimana  $\{u\}$  adalah vektor perpindahan, (*displacement*),  $\{F\}$  adalah vektor gaya,  $[K^{-1}]$  adalah invers matriks kekakuan.

#### 2.4.2 Penyelesaian Persamaan Tegangan (*Stress*)

Untuk mencari tegangan persamaan yang digunakan sebagai berikut.

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon}$$

$$\sigma = E \times \frac{\Delta u}{L}$$

Dimana  $E$  adalah modulus elastisitas material,  $\sigma$  adalah tegangan (*stress*),  $\Delta u$  adalah selisih nilai perpindahan antar node,  $L$  adalah panjang elemen.

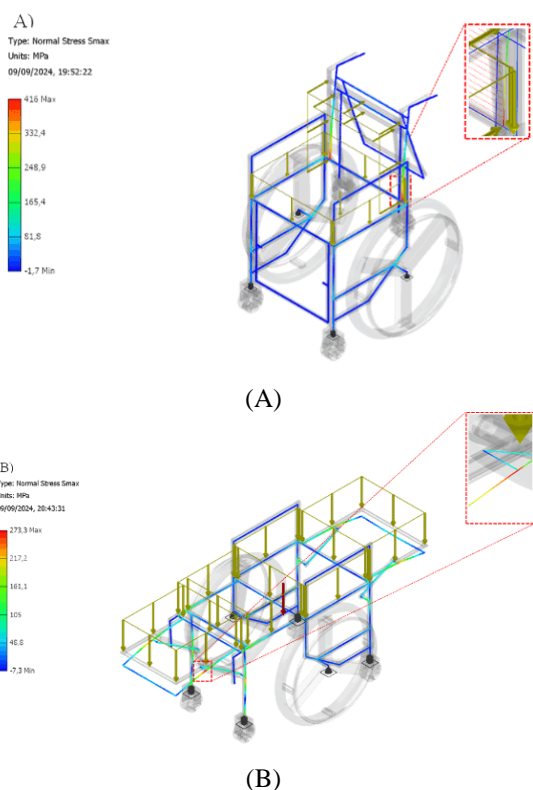
## 3 HASIL DAN PEMBAHASAN

### 3.1 Tegangan (*Stress*) Normal Maksimum

Dalam analisis ini, tegangan normal maksimum pada kondisi duduk yang dihasilkan pada struktur adalah 415,961 MPa Gambar 3-A, sedangkan pada kondisi berbaring adalah 273,300 MPa Gambar 3-B. Aluminium 6061 yang digunakan dalam model ini, memiliki *Yield Strength* sebesar 275 MPa dan *Ultimate Tensile Strength* sebesar 310 MPa. Tegangan normal maksimum yang melebihi kedua batas ini menunjukkan bahwa ada area dalam struktur yang mengalami tegangan jauh melampaui kapasitas material untuk mempertahankan deformasi elastis. Ini menandakan bahwa material pada daerah tersebut

telah mengalami *deformasi plastis*, yang tidak dapat dibalik, dan ini bisa menyebabkan kegagalan struktural. Sedangkan pada kondisi berbaring nilai tegangannya hampir mendekati nilai *Yield Strength* yang dimana nilai tersebut hampir mendekati titik deformasi plastis dan ketika di fabrikasi maka design/material tersebut tidak akan bertahan lama.

Menggunakan aluminium sebagai material utama seharusnya mempertimbangkan bahwa tegangan maksimum tidak boleh melampaui/mendekati *Yield Strength* untuk menjaga integritas struktur. Karena tegangan yang tercatat melebihi *Ultimate Tensile Strength* dari aluminium, hal ini menunjukkan bahwa desain struktural saat ini tidak aman dan kemungkinan besar akan mengalami kerusakan serius di bawah beban yang diterapkan.



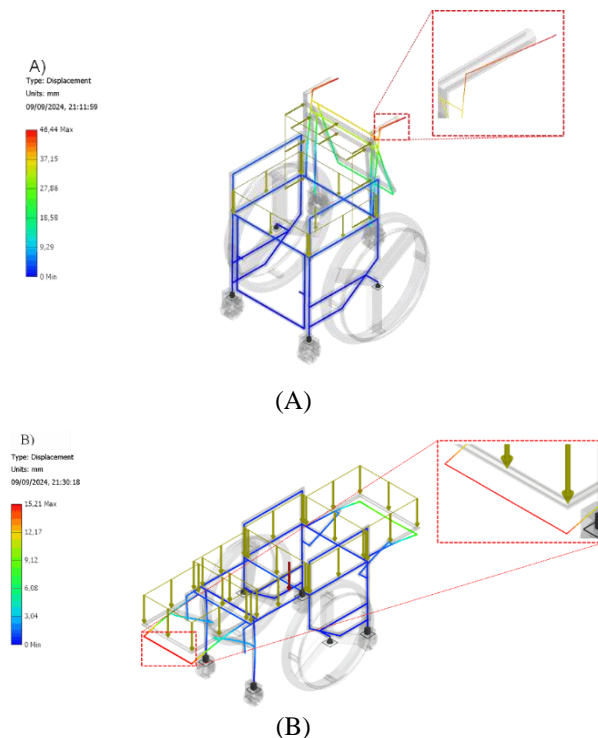
**Gambar 3.** (A) Tegangan normal maksimum kondisi duduk, (B) Tegangan normal maksimum kondisi berbaring

### 3.2 Perpindahan (*Displacement*) Maksimum

Perpindahan maksimum yang dihasilkan dari analisis ini adalah 46,440 mm pada kondisi duduk Gambar 4-A dan 15,210 mm pada kondisi berbaring Gambar 4-B. Ini merupakan nilai yang sangat signifikan, terutama untuk struktur yang diharapkan memiliki stabilitas tinggi dan deformasi minimal. Perpindahan sebesar ini mengindikasikan bahwa struktur mengalami deformasi yang sangat besar di bawah beban, yang dapat menyebabkan masalah pada fungsi atau bahkan kegagalan struktur secara keseluruhan.

Nilai perpindahan ini harus dipertimbangkan dengan sangat hati-hati. Aluminium, dengan *Young's*

*Modulus* sekitar 68,9 Gpa, memiliki kecenderungan untuk mengalami deformasi yang lebih besar dibandingkan dengan baja pada beban yang sama. Namun, perpindahan sebesar 46,440 mm pada kondisi duduk dan perpindahan sebesar 15,210 mm pada kondisi berbaring menunjukkan bahwa ada kekurangan kekakuan dalam desain, atau beban yang diterapkan jauh melampaui kapasitas struktur untuk menahannya.



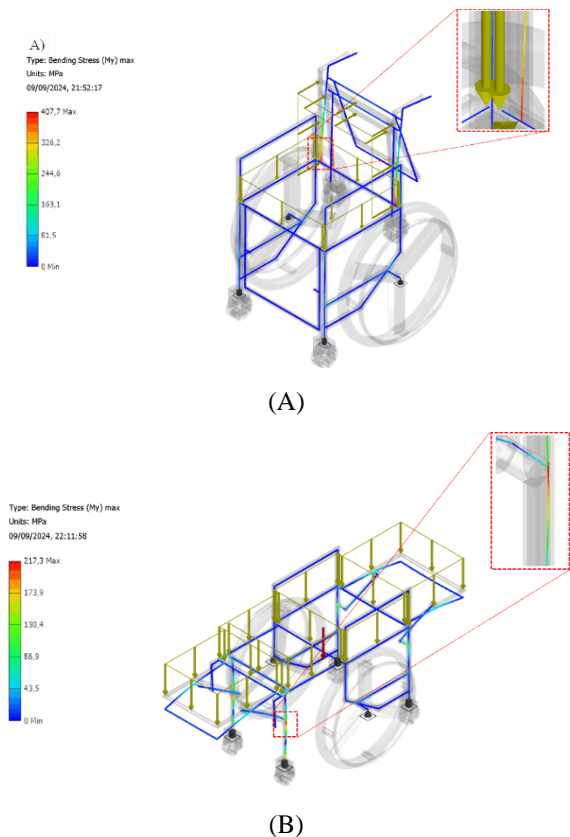
**Gambar 4.** (A) Perpindahan maksimum kondisi duduk, (B) Perpindahan maksimum kondisi berbaring

### 3.3 Tegangan Lentur (*Bending*) Maksimum

Tegangan lentur maksimum yang tercatat dalam simulasi ini adalah 407,737 MPa pada kondisi duduk Gambar 5-A dan pada kondisi berbaring sebesar 217,300 MPa Gambar 5-B. Seperti halnya tegangan normal, nilai tegangan lentur ini jauh melampaui *Yield Strength* dan *Ultimate Tensile Strength* dari Aluminium 6061. Tegangan lentur yang tinggi ini biasanya terjadi akibat momen lentur besar yang bekerja pada bagian tertentu dari struktur, dan menunjukkan bahwa bagian tersebut mungkin telah mengalami deformasi plastis atau kerusakan struktural. Sedangkan pada kondisi berbaring tegangan lentur memiliki nilai 217,300 MPa yang masih di bawah nilai *Yield Strength* aluminium yang masing tergolong aman jika di fabrikasi, tetapi lebih baik dipertimbangkan lagi dengan cara mengoptimasi batang/desigannya biar lebih aman ketika di frabrikasi.

Dalam aplikasi praktis, tegangan lentur yang melebihi *Yield Strength* dari material akan mengakibatkan pembengkokan atau pembelokan yang permanen. Dalam kasus ini, nilai tegangan lentur yang melebihi *Ultimate Tensile Strength* mengindikasikan bahwa

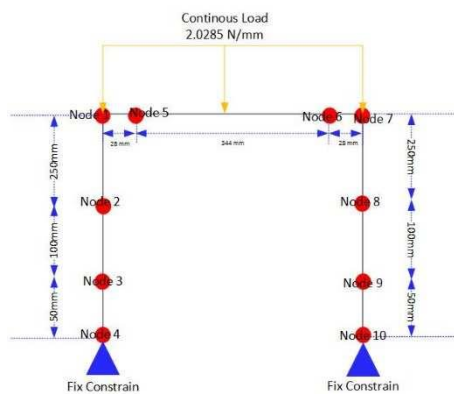
beberapa bagian struktur mungkin telah mencapai titik kegagalan, dan ini memerlukan tindakan korektif segera.



**Gambar 5.** (A) Tegangan lentur kondisi duduk, (B) Tegangan lentur kondisi berbaring

### 3.4 Hasil Perhitungan Analitik

Pada Gambar 6 merupakan struktur yang dianalisis menggunakan pendekatan analitik dengan 10 jumlah node dan tiap-tiap node memiliki 1 derajat kebebasan (DOF).



**Gambar 6.** Diagram Benda Bebas

#### 3.4.1 Matriks Kekakuan Lokal

Pada penelitian ini perhitungan persamaan matematika yang digunakan ialah persamaan matriks hasil di bawah ini. Matriks kekakuan lokal untuk setiap elemen batang 1D diberikan oleh:

$$K_e = \frac{EA}{L} = \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$

Dimana  $E = 689\,000$  MPa adalah modulus elastisitas,  $A = 301.59 \text{ mm}^2 = 301.59 \times 10^{-6} \text{ m}^2$  adalah luas penampang,  $L$  adalah panjang elemen.

#### Langkah 1: Defenisi Panjang Elemen

Berikut adalah panjang elemen-elemen yang relavan:

##### 1. Elemen horizontal:

$$\begin{aligned} L_{1-5} &= 28 \text{ mm} = 0.028 \text{ m} \\ L_{5-6} &= 344 \text{ mm} = 0.344 \text{ m} \\ L_{6-7} &= 28 \text{ mm} = 0.028 \text{ m} \end{aligned}$$

##### 2. Elemen vertikal:

$$\begin{aligned} L_{1-2} &= L_{7-8} = 250 \text{ mm} = 0.250 \text{ m} \\ L_{2-3} &= L_{8-9} = 100 \text{ mm} = 0.100 \text{ m} \\ L_{3-4} &= L_{9-10} = 50 \text{ mm} = 0.050 \text{ m} \end{aligned}$$

#### Langkah 2 : Hitung matriks kekakuan lokal

Berikut adalah matriks kekakuan lokal untuk masing-masing elemen, dihitung berdasarkan panjang elemen yang benar.

##### 1. Elemen 1-5 :

$$K_{1-5} = \begin{bmatrix} 7.42 \times 10^8 & -7.42 \times 10^8 \\ -7.42 \times 10^8 & 7.42 \times 10^8 \end{bmatrix}$$

##### 2. Elemen 6-7:

$$K_{6-7} = \begin{bmatrix} 7.42 \times 10^8 & -7.42 \times 10^8 \\ -7.42 \times 10^8 & 7.42 \times 10^8 \end{bmatrix}$$

##### 3. Elemen 5-6:

$$K_{5-6} = \begin{bmatrix} 6.04 \times 10^7 & -6.04 \times 10^7 \\ -6.04 \times 10^7 & 6.04 \times 10^7 \end{bmatrix}$$

##### 4. Elemen 1-2 dan 7-8 (panjang yang sama) :

$$K_{1-2}, K_{7-8} = \begin{bmatrix} 8.31 \times 10^7 & -8.31 \times 10^7 \\ -8.31 \times 10^7 & 8.31 \times 10^7 \end{bmatrix}$$

##### 5. Elemen 2-3 dan 8-9 (panjang yang sama)

$$K_{2-3}, K_{8-9} = \begin{bmatrix} 2.08 \times 10^8 & -2.08 \times 10^8 \\ -2.08 \times 10^8 & 2.08 \times 10^8 \end{bmatrix}$$

##### 6. Elemen 3-4 dan 9-10 (panjang yang sama)

$$K_{3-4}, K_{9-10} = \begin{bmatrix} 4.15 \times 10^8 & -4.15 \times 10^8 \\ -4.15 \times 10^8 & 4.15 \times 10^8 \end{bmatrix}$$

#### 3.4.2 Membentuk Matriks Kekakuan Global

Setelah kita memiliki matriks kekakuan lokal, langkah berikutnya adalah menggabungkannya ke dalam matriks kekakuan global. Berikut hasil perhitungan matriks kekakuan global.

Matriks Kekakuan Global: Satuan N/m<sup>2</sup>

$$\begin{bmatrix} 825245025 & -83118204 & 0 & 0 & -742126821 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -83118204 & 290913714 & -207795510 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -207795510 & 346325850 & -41559102 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -41559102 & 41559102 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -742126821 & 0 & 0 & 0 & 802532493 & -60405672 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -60405672 & 802532493 & -742126821 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -742126821 & 825245025 & -83118204 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -83118204 & 290913714 & -207795510 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -207795510 & 346325850 & -138530340 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -138530340 & 138530340 \end{bmatrix}$$

3.4.3 Matriks Kekakuan Global yang Diterapkan Kondisi Batas

Tahap berikutnya adalah menerapkan kondisi batas pada node 4 dan node 10, yang merupakan tumpuan tetap. Ini berarti perpindahan pada node-node tersebut adalah nol, sehingga kita akan menghapus baris dan

$$\begin{bmatrix} 825245025 & -83118204 & 0 & -742126821 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -83118204 & 290913714 & -207795510 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -207795510 & 346325850 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -742126821 & 0 & 0 & 802532493 & -60405672 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -60405672 & 802532493 & -742126821 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -742126821 & 825245025 & -83118204 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -83118204 & 290913714 & -207795510 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -207795510 & 346325850 \end{bmatrix}$$

3.4.4 Mendefinisikan Vektor Gaya

Tahap selanjutnya, kita akan mendefinisikan vektor gaya. Gaya yang bekerja adalah beban kontinu yang dibagi di antara Node 1, 5, 6, dan 7. Setelah mendefinisikan vektor gaya, kita dapat menyelesaikan sistem untuk menemukan perpindahan.

{f} sebelum dimodifikasi

Node	Force (N)
Node 1	87,2255
Node 2	0
Node 3	0
Node 4	<i>fiks constrain</i>
Node 5	174,451
Node 6	174,451
Node 7	87,2255
Node 8	0
Node 9	0
Node 10	<i>fiks constrain</i>

kolom yang terkait dengan node 4 dan 10 dari matriks kekakuan global.

Matriks Kekakuan Global Modifikasi: Satuan N/m<sup>2</sup>

3.4.5 Hasil nilai Analitik untuk Displacement

Pada penelitian ini perpindahan (Diplacement) didapat dengan cara mengalikan matriks (F) dengan matriks kekakuan global invers ( $K^{-1}$ ) lihat hasil di bawah ini.

$$\{U\} = \begin{bmatrix} 87,2255 \\ 0 \\ 0 \\ 174,451 \\ 174,451 \\ 87,2255 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \times$$

Setelah di modifikasi dengan di terapkan kondisi batas:

{f} setelah dimodifikasi

Node	Force (N)
Node 1	87,2255
Node 2	0
Node 3	0
Node 5	174,451
Node 6	174,451
Node 7	87,2255
Node 8	0
Node 9	0

$K^{-1}$  (N/m<sup>2</sup>)

0,000000015469	0,000000007734	0,000000004641	0,000000014987	0,000000009075	0,000000008594	0,000000004297	0,000000002578
0,000000007734	0,000000009883	0,000000005930	0,000000007494	0,000000004537	0,000000004297	0,000000002148	0,000000001289
0,000000004641	0,000000005930	0,000000006445	0,000000004496	0,000000002722	0,000000002578	0,000000001289	0,000000000773
0,000000014987	0,000000007494	0,000000004496	0,000000015827	0,000000009583	0,000000009075	0,000000004537	0,000000002722
0,000000009075	0,000000004537	0,000000002722	0,000000009583	0,000000015827	0,000000014987	0,000000007494	0,000000004496
0,000000008594	0,000000004297	0,000000002578	0,000000009075	0,000000014987	0,000000015469	0,000000007734	0,000000004641
0,000000004297	0,000000002148	0,000000001289	0,000000004537	0,000000007494	0,000000007734	0,000000009883	0,000000005930
0,000000002578	0,000000001289	0,000000000773	0,000000002722	0,000000004496	0,000000004641	0,000000005930	0,000000006445

**Node            Displacement {U} m**

Node 1	0,00000629649071820656
Node 2	0,00000314824535910328
Node 3	0,00000188894721546197
Node 5	0,00000653155970501915
Node 6	0,00000653155970501915
Node 7	0,00000629649071820656
Node 8	0,00000314824535910328
Node 9	0,00000188894721546197

### 3.4.6 Hasil nilai Analitik untuk Tegangan (*Stress*)

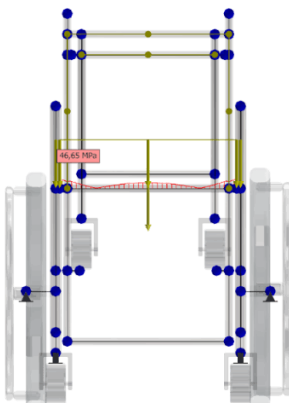
Nilai Tegangan didapat dengan cara mengalikan modulus elastisitas (E) dari Aluminium 6061 dengan Delta U ( $\Delta u$ ) dan dibagi dengan panjang elemen (L). Adapun pada penelitian ini perbedaan displacement pada tiap elemen sebagai berikut.

$\Delta u$	mm	L (m)
$\Delta u$ elemen 1	3,14825E-06	0,250
$\Delta u$ elemen 2	1,2593E-06	0,100
$\Delta u$ elemen 3	1,88895E-06	0,50
$\Delta u$ elemen 4	2,35069E-07	0,028
$689,000 \text{ MPa} \times \Delta u$ elemen 5	6,53156E-06	$\div$ 0,344
$\Delta u$ elemen 6	2,35069E-07	0,028
$\Delta u$ elemen 7	3,14825E-06	0,250
$\Delta u$ elemen 8	1,2593E-06	0,100
$\Delta u$ elemen 9	1,88895E-06	0,50

Tegangan	MPa	Node
tegangan elemen 1	86,7656421	Node 1-2
tegangan elemen 2	86,7656421	Node 2-3
tegangan elemen 3	26,02969263	Node 3-4
tegangan elemen 4	57,8437614	Node 1-5
Hasil nya tegangan elemen 5	130,821065	Node 5-6
tegangan elemen 6	57,8437614	Node 6-7
tegangan elemen 7	86,7656421	Node 7-8
tegangan elemen 8	86,7656421	Node 8-9
tegangan elemen 9	26,02969263	Node 9-10

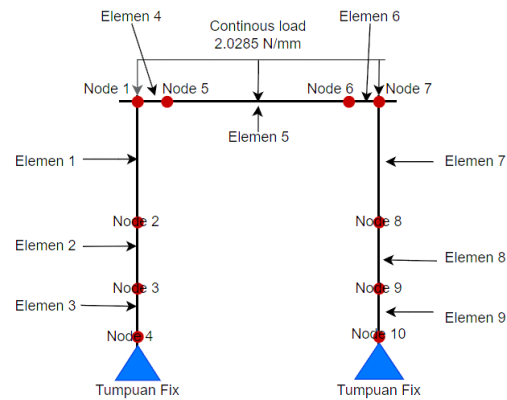
### 3.4.7 Hasil perbandingan nilai Tegangan Simulasi dengan nilai Tegangan Analitik

Berdasarkan hasil tegangan simulasi dan hasil tegangan analitik terdapat perbedaan nilai tegangan di antara keduanya lihat pada Gambar 7 dan Gambar 8.



Gambar 7. Hasil Tegangan dari Simulasi

Nilai Tegangan sebesar 57 MPa pada elemen 4 dan elemen 6



Gambar 8. Hasil Tegangan dari Analitik

Berdasarkan hasil analisis finite elemen yang dilakukan, terdapat perbedaan antara nilai tegangan yang diperoleh dari simulasi numerik dan perhitungan analitik. Simulasi numerik menghasilkan tegangan sebesar 46 MPa, sedangkan perhitungan analitik menunjukkan nilai tegangan yang lebih tinggi, yaitu 57 MPa pada elemen 4 dan elemen 6 horizontal. Terdapat perbedaan sekitar 19% antara nilai simulasi (46 MPa) dan nilai analitik (57 MPa). Ini berarti nilai simulasi sekitar 80% dari nilai analitik.

## 4 KESIMPULAN

Berdasarkan hasil simulasi yang dilakukan pada struktur kursi roda multiguna menggunakan material aluminium 6061 telah menghasilkan beberapa temuan penting. Berdasarkan hasil analisis, diperoleh nilai tegangan normal maksimum sebesar 416 MPa, nilai perpindahan maksimum sebesar 15 mm, dan nilai tegangan lentur maksimum sebesar 407 MPa.

Nilai tegangan normal 416 MPa yang tercatat melebihi nilai *ultimate tensile strength* (UTS) material aluminium 6061 yang hanya 310 MPa. Hal ini mengindikasikan adanya potensi terjadinya kegagalan material pada titik-titik tertentu struktur kursi roda akibat beban yang diberikan.

Perpindahan maksimum sebesar 15 mm menunjukkan deformasi yang cukup signifikan pada struktur kursi roda. Besarnya deformasi ini perlu dipertimbangkan lebih lanjut, terutama pada komponen-komponen yang berhubungan langsung dengan kenyamanan dan keamanan pengguna.

Nilai tegangan lentur 407 MPa juga perlu diperhatikan, karena menunjukkan tingkat tegangan yang cukup tinggi pada area-area yang mengalami lenturan. Hal ini dapat berpotensi menyebabkan deformasi permanen atau bahkan patahnya komponen.



## UCAPAN TERIMA KASIH

Dengan hormat, saya sampaikan ucapan terima kasih kepada seluruh Dosen Teknik Mesin Universitas Tridinanti dan juga rekan-rekan yang telah banyak membantu.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] M. R. Haholongan and M. Subroto, "Pelayanan Kesehatan dan Pembinaan Khusus terhadap Narapidana Penyandang Disabilitas dalam Pemenuhan HAM di Lembaga Pemasyarakatan," *J. Pendidik. Tambusai*, vol. 5, pp. 6131–6137, 2021, [Online]. Available: <https://jptam.org/index.php/jptam/article/view/1922>
- [2] I. T. Anggoro, R. D. Purwaningrum, N. A. B. Prakoso, A. Rahmawati, R. A. Apriani, and M. Arifai, "Inovasi kursi roda fleksibel berdasarkan otonom sistem cerdas untuk penyandang cacat dan lansia menggunakan metode PDCA," *Semin. dan Konf. Nas. IDEC 2022*, p. A12.1-A12.5, 2022.
- [3] H. Soewardi and M. K. A. Afgani, "Innovative Design of Ergonomic Wheelchair for Disabled People," in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2019. doi: 10.1088/1757-899X/598/1/012033.
- [4] M. Z. Mistarihi, R. A. Okour, and A. A. Mumani, "An integration of a QFD model with Fuzzy-ANP approach for determining the importance weights for engineering characteristics of the proposed wheelchair design," *Appl. Soft Comput. J.*, 2020, doi: 10.1016/j.asoc.2020.106136.
- [5] C. W. Chen and D. C. Cai, "A wheelchair design for topple prevention," in *Applied Mechanics and Materials*, 2014. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.590.561.
- [6] J. Rui and Q. Gao, "Design and Analysis of A Multifunctional Wheelchair," in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2019. doi: 10.1088/1757-899X/538/1/012045.
- [7] T. J. Liu, J. Liang, W. Chen, T. Chen, and A. W. Frame, "Finite Element Analysis of Composite Frames in Wheelchair under Upward Loading," vol. 8, no. 1, pp. 1–6, 2014.
- [8] S. Kalyanasundaram, A. Lowe, and A. J. Watters, "Finite element analysis and optimization of composite wheelchair wheels," *Compos. Struct.*, 2006, doi: 10.1016/j.compstruct.2006.04.011.
- [9] L. S. Marques, R. R. Magalhães, D. A. de Lima, J. E. Tsuchida, D. C. Fuzzato, and E. T. de Andrade, "Finite element analysis of a commercial wheelchair," *Disabil. Rehabil. Assist. Technol.*, vol. 16, no. 8, pp. 890–901, Nov. 2021, doi: 10.1080/17483107.2020.1749893.
- [10] P. Antropometri, "Dimensi antropometri 1.," pp. 1–18.
- [11] T. Hong, F. Ding, F. Chen, H. Zhang, Q. Zeng, and J. Wang, "Mechanical Properties of 6061 Aluminum Alloy under Cyclic Tensile Loading," *Crystals*, 2023, doi: 10.3390/cryst13081171.
- [12] J. H. Argyris, M. Haase, and H. P. Mlejnek, "On an unconventional but natural formation of a stiffness matrix," *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, 1980, doi: 10.1016/0045-7825(80)90048-1.