

SIMULASI DESAIN ELECTRIC TRIP WHEELCHAIR DRIVE UNIT UNTUK PENGGUNA DISABILITAS MENGGUNAKAN SOFTWARE ANSYS WORKBENCH

Afrizal Aji Prayoga¹, Sibut², Rosadila Febritasari³
Program Studi Teknik Mesin S-1, Institut Teknologi Nasional Malang, Kota Malang, Indonesia
Email : Afrizal131100@gmail.com

ABSTRAK

Selama dua tahun terakhir kebutuhan akan kursi roda dengan bantuan daya semakin meningkat, diperkuat dengan kondisi era new normal setelah kondisi covid-19 yang terjadi tiga tahun silam. Dan selama dua dekade terakhir juga, berbagai add-on mobilitas untuk kursi roda manual telah tersedia muncul di pasaran, dan sampai saat ini cukup banyak yang tidak memenuhi semua kebutuhan pengguna, terutama dalam portabilitas dan kapasitas daya yang besar. Penelitian ini dilakukan dengan cara merancang desain electric trip wheelchair drive unit dengan bantuan CAD software, kemudian menganalisis kekuatan material pada rancangan seperti nilai jarak titik pergeseran, distribusi tegangan, dan nilai faktor keamanan dengan material kombinasi aluminium 7075 pada bagian fork dan komponen lain menggunakan aluminium 6061 dan keergonomisan berkendara. Hasil yang didapat dari penelitian ini berupa rancangan electric trip wheelchair drive unit model front-attachment memiliki panjang 90 cm. rancangan ini mampu menahan beban pengemudi maksimal 100 kg dan akan digunakan di jalan menanjak. Hasil analisis kekuatan material menunjukkan nilai total deformasi maksimal pada rancangan desain sebesar 2,1994 mm. Nilai distribusi tegangan maksimal pada rancangan desain sebesar 95,541 Mpa, dimana Nilai tersebut masih jauh dibawah kekuatan titik luluh aluminium 6061-T6 sebesar 256 Mpa dari tegangan yang diijinkan sehingga dinyatakan aman. Nilai angka keamanan minimal pada rancangan desain tersebut sebesar 2,8954 dari minimum nilai angka 2 untuk bahan diketahui dan beban dapat ditentukan.

Kata kunci : Front attachment, manual wheelchair, Wheelchair drive unit.

PENDAHULUAN

Perkembangan teknologi yang semakin maju di berbagai bidang dapat membantu orang untuk melakukan aktivitas bahkan dengan disabilitas. Salah satu contohnya adalah merancang kursi roda konvensional menjadi otomatis, setidaknya satu orang diperlukan untuk mendorong kursi roda. Jika tidak ada yang mendorong kursi roda, pengguna kursi roda harus menggunakan tenaganya untuk menggerakkan kursi roda secara manual [1].

Ada banyak jenis penggerak elektrik yang digunakan pada kursi roda, baik yang memang dirancang sebagai kursi roda elektrik maupun sebagai penggerak elektrik tambahan untuk kursi roda. Biasanya kursi roda yang memang dirancang full elektrik tidak dirancang untuk diangkat dan cenderung lebih berat dan karena itu lebih sulit untuk digunakan dibandingkan dengan kursi roda konvensional yang lebih ringan yang dilengkapi dengan tambahan unit penggerak elektrik sebagai daya dorong [2].

Sepeda listrik ini digerakkan oleh motor Brushless DC hub yang dapat diatur kecepatannya dengan jari tangan atau switch yang diletakkan di kemudi, Sehingga memudahkan sewaktu pengendalian sepeda. Sumber daya sistem ini berupa baterai. Kursi Roda konvensional dapat disambungkan dengan kerangka dan dilengkapi pengunci agar kursi roda tetap statis ditempat sehingga pengguna tidak perlu berpindah tempat duduk, dilengkapi pula dengan sistem berjalan mundur secara otomatis [3].

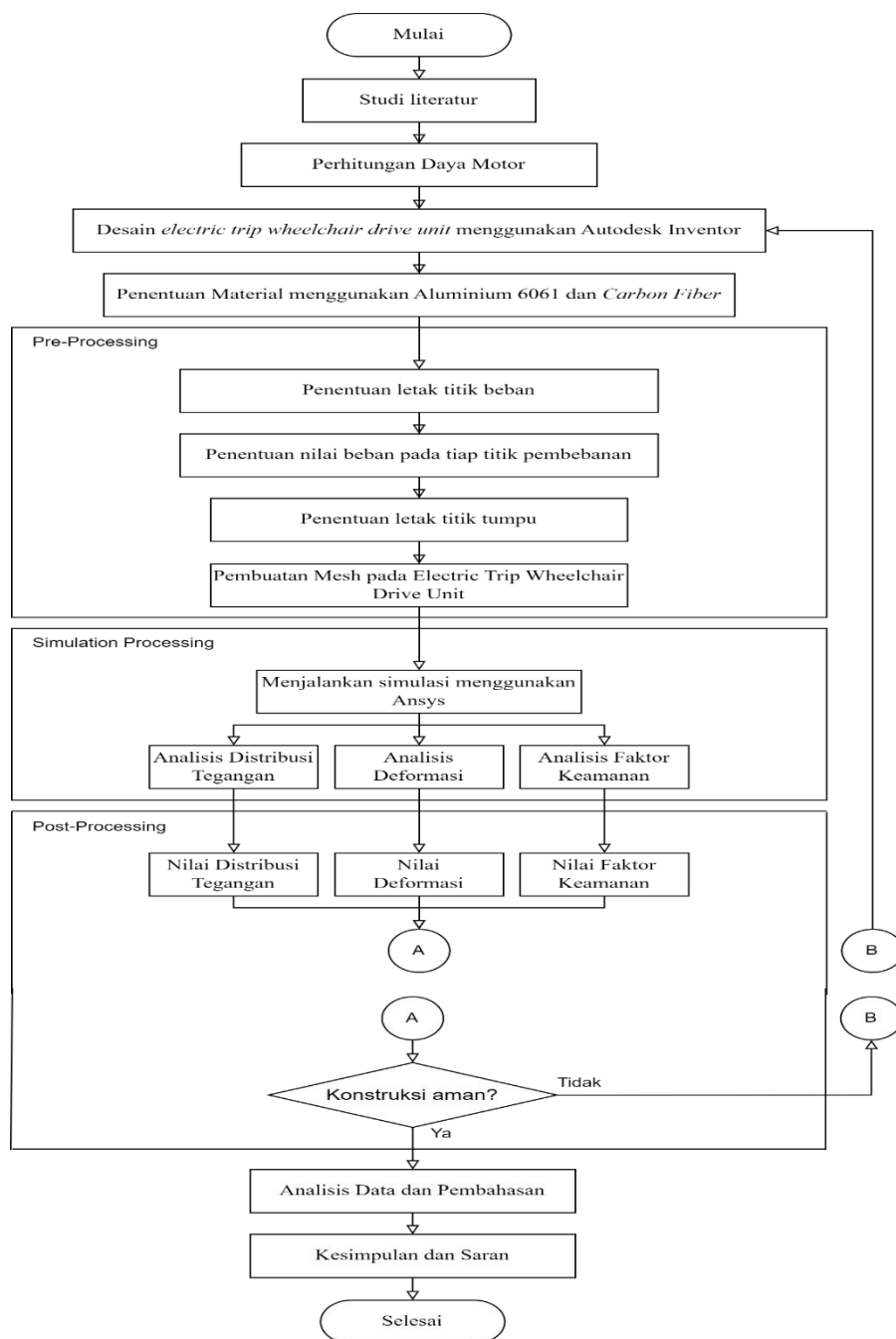
Menilai dari kondisi diatas maka penulis ingin merancang unit tambahan untuk kursi roda konvensional yaitu desain *electric trip wheelchair drive unit*. Penelitian ini akan dilaksanakan dengan bantuan CAD software yaitu Autodesk Inventor untuk membuat model 3D dan Ansys Workbench untuk menganalisis kekuatan struktur *electric trip wheelchair drive unit* seperti parameter distribusi tegangan, *displacement*, dan nilai faktor keamanan yang maksimal dan optimal, baik dari mekanik maupun elektriknya sehingga dengan harapan produk tersebut dapat menjadi alat bantu tambahan pada kursi roda konvensional mereka dan dapat mempermudah pengguna disabilitas dalam melakukan aktivitas di luar ruangan.

METODE PENELITIAN

Perancangan electric trip wheelchair drive unit ini dilakukan dengan proses pembuatan rancangan desain model rangka dengan software Autodesk Inventor dan kemudian melakukan analisa kekuatan struktur rangka terhadap pembebanan melalui pemograman simulasi menggunakan software Ansys. Variabel pada penelitian kalin sebagai berikut:

- Variable terikat : nilai stress, nilai deformasi dan nilai factor keamanan.
- Variable terkontrol : beban pengendara max. 100kg.
- Variable bebas : desain rangka electric trip wheelchair drive unit.

Alur penelitian kali ini dijelaskan pada diagram alir berikut:



Massa komponen electric trip wheelchair drive unit

Massa seluruh komponen sepeda yang perlu dipertimbangkan dalam perhitungan tenaga dorong dapat dilihat pada tabel 1.

Table 1. Daftar Massa Komponen yang Dipertimbangkan

Komponen	Massa (KG)	Keterangan
Pengendara	100	Berat maksimal pengendara
Kursi roda	17	Berat rata-rata kursi roda konvensional
Bracket	1,638	Berat rancangan di autodesk inventor
Drive unit	5,773	Berat rancangan di autodesk inventor
Komponen	3,5	Total berat throttle, handle grip, controller dan baterai
Total Mass	127,911	

Perhitungan Tenaga Dorong

Perancangan desain dimulai dari analisis daya motor yang dibutuhkan dengan menganalisis gaya-gaya yang bekerja pada *electric trip wheelchair drive unit*. Adapun gaya hambat total pada kendaraan yang terdiri dari gaya hambat *aerodynamic resistance* (drag), gaya hambat *rolling resistance*, gaya hambat tanjakan/*slope resistance*.

Berat total (mt) yang digunakan adalah total berat pengendara, berat kursi roda, berat *bracket*, berat *electric drive unit* dan berat komponen, sebesar :

$$m_t = m_{pengendara} + m_{kursi\ roda} + m_{bracket} + m_{drive\ unit} + m_{komponen}$$

$$m_t = 100\ kg + 17\ kg + 1,638\ kg + 5,773\ kg + 3,5\ kg$$

$$m_t = 127,911\ kg$$

A. Aerodynamic resistance

Untuk mengetahui nilai gaya hambat aerodinamis dilakukan perhitungan berdasarkan persamaan:

$$R_A = 0,5 \times \rho \times A_f \times Cd \times v^2$$

Dimana:

- R_A = Gaya hambat angin pada pengendara dan *drive unit*
- ρ = Massa jenis udara (1,2 kg/m³)
- A_f = Luas frontal pengendara dan kursi roda (0,5 m²) (Paul L. Coe, Jr., 1979)
- Cd = Koefisien hambatan (1,4) (Paul L. Coe, Jr., 1979)
- V^2 = Kecepatan relatif antara kendaraan dengan udara m/s (20 km/h)

Maka perhitungannya adalah :

$$R_A = 0,5 \times 1,2 \times 0,5 \times 1,4 \times 5,5^2$$

$$R_A = 12,705\ N$$

B. Rolling resistance

Merupakan gaya gesek pada roda yang berhubungan dengan jalan. Hal ini dipengaruhi oleh kualitas kendaraan , roda, permukaan jalan, tekanan roda, berat pengendara dan kendaraan.

$$R_R = m_t \times g \times C_r$$

Dimana:

- RR = Gaya rolling resistance
- Mt = Massa total
- g = Percepatan gravitasi (9,8 m/s²)
- C_r = koefisien rolling resistance ban pada jalan aspal 0,004 (pratama et al,2017)

Maka perhitungannya adalah :

$$R_R = 127,911 \times 9,8 \times 0,004$$

$$R_R = 5,014\ N$$

C. Slope resistance

Merupakan gaya yang diperlukan untuk membawa beban pengendara serta kendaraan pada jalan yang memiliki kemiringan dan kecepatan, semakin bertambahnya ketinggian, maka energi potensial juga meningkat.

$$R_s = m_t \times g \times \sin \theta$$

Dimana:

- Rs = Gaya slope resistance

Mt = Massa total

g = Percepatan gravitasi (9,8 m/s²)

Cr = gradien kemiringan jalan untuk pengguna disabilitas 4,8° (American Disabilities Act Standards for ramps)

Maka perhitungannya adalah :

$$R_s = 127,911 \times 9,8 \times \sin(4,8^\circ)$$

$$R_s = 104,999 \text{ N}$$

D. Hambatan total

Setelah semua perhitungan hambatan yang diperlukan didapat maka selanjutnya menjumlah hambatan diatas untuk mendapatkan nilai beban hambatan total.

Hambatan pada jalan mendatar

$$F_t = R_A + R_R$$

$$F_t = 12,705 + 5,014$$

$$F_t = 17,719 \text{ N}$$

Hambatan pada jalan menanjak

$$F_t = R_A + R_R + R_s$$

$$F_t = 12,705 + 5,014 + 104,999$$

$$F_t = 122,718 \text{ N}$$

E. Daya motor

Daya motor yang dibutuhkan diperoleh dengan mengalikan bebant total (Ft) dengan kecepatan (V). kecepatan diperoleh dengan asumsu perkiraan kecepatan yang diharapkan. Pada rancangan *electric trip wheelchair drive unit* yang akan dibuat saat ini diharapkan dapat dikendarai dengan kecepatan 20 km/jam. Maka daya motor yang dibutuhkan sebesar:

Daya motor pada jalan mendatar

$$P = F_t \times V$$

$$P = 17,719 \text{ N} \times 20 \text{ km/jam}$$

$$P = 17,719 \text{ N} \times 5,5 \text{ m/s}$$

$$P = 17,719 \text{ N} \times 5,5 \text{ m/s}$$

$$P = 97,455 \text{ watt}$$

Daya motor pada jalan mendatar

$$P = F_t \times V$$

$$P = 122,718 \text{ N} \times 20 \text{ km/jam}$$

$$P = 122,718 \text{ N} \times 5,5 \text{ m/s}$$

$$P = 122,718 \text{ N} \times 5,5 \text{ m/s}$$

$$P = 674,949 \text{ watt}$$

Dari data diatas dibutuhkan motor penggerak dengan daya 97,455 watt sampai dengan 674, 949 watt, dan untuk motor yang digunakan memiliki spesifikasi sebagai berikut:

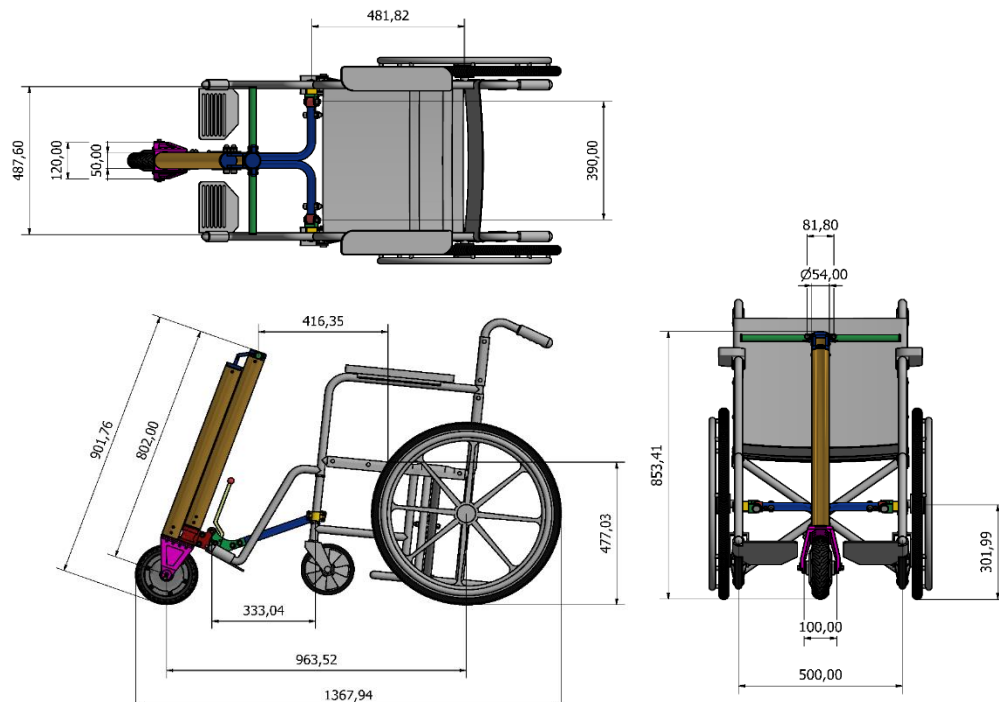
Nama	: BLDC motor hub 8 inch ninebot es2
Ukuran lebar poros	: 135 mm
Diameter poros	: 14 mm
Nilai tegangan	: 36 volt
Power	: 350 watt up to 700 watt
Kecepatan	: 20 km/jam up to 25 km/jam
Ban model	: 8 x 2,125
Desain rem	: <i>electronic bracke system</i>
Lokasi kabel	: Kiri



Gambar 1. BLDC motor hub 8 inch ninebot es2

Dengan demikian daya motor yang diperlukan sebesar 674,949 watt pada kondisi menanjak dengan spesifikasi motor yang akan dipakai dapat mencapai 700 watt sudah lebih dari cukup untuk memenuhi hambatan maksimal yang diterima pada *electric trip wheelchair drive unit*.

Pemodelan Rangka Electric Trip Wheelchair Drive Unit



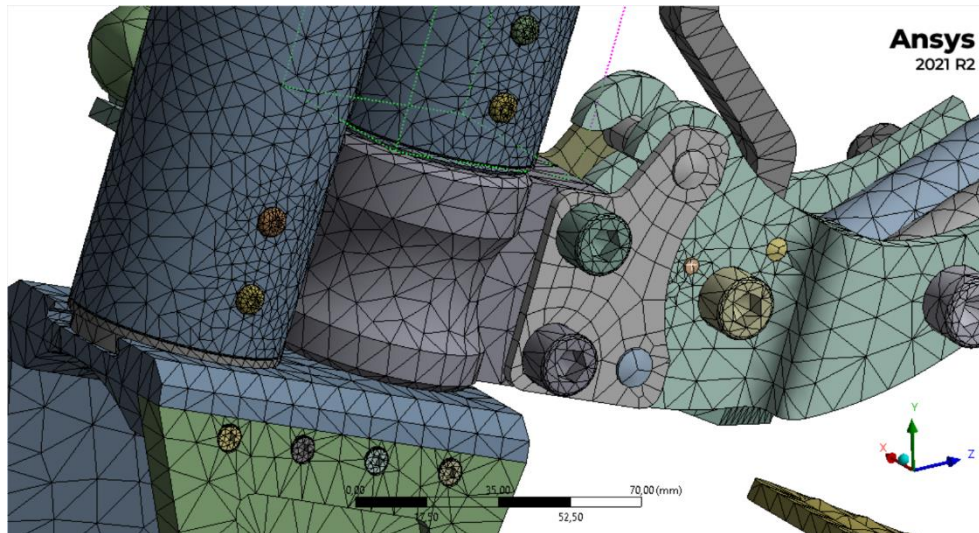
Gambar 2. Proyeksi Electric Trip Wheelchair Drive Unit

Engineering Data

Pada simulasi Ansys Workbench kali ini menggunakan fitur analysis static structural. Tahap awal Pada proses simulasi ini menentukan material. Material yang digunakan ada 3 material diantaranya material Aluminium 7075 dengan nilai young modulus sebesar 71.7 Gpa dan nilai poison ratio 0.33, Aluminium 6061 dengan nilai young modulus sebesar 69 Gpa dan nilai poison ratio 0.33 dan steel mild dengan nilai young modulus sebesar 220 Gpa dan nilai poison ratio 0.28 yang kemudian nilai material *properties* tersebut di inputkan ke *engineering data* sebagai material baru yang akan dipakai untuk *electric trip wheelchair drive unit*,

Meshing

wheelchair drive unit, menentukan koordinat sistem, menentukan *connection* atau bagian mana saja yang akan diubah, dalam kasus ini roda atau hub di abaikan dalam proses ini, dan kemudian proses *meshing geometry* rancangan, proses *meshing* bertujuan agar proses simulasi numerik dapat dilakukan pada *geometry electrip trip wheelchair drive unit*. Pada simulasi *meshing* ini digunakan *meshing* dengan ukuran *element size* mesh sebesar 8 mm, dengan *element size* tersebut didapatkan *nodes* sebanyak 489.664 dan *elements* sebanyak 246.510 dan bentuk *meshing* berupa *tetrahedon* serta *hexahedon*.



Gambar 3. Hasil Meshing Ansys

Penetapan Boundary Condition

tumpuannya *fixed support* terletak pada as roda *electric trip wheelchair drive unit* dan *displacement* as roda belakang kursi roda pada dikarena pembebanan yang dilakukan dapat membuat gaya *horizontal* pada rancangan desain.

Pemberian Beban/Load

Pembebanan yang dilakukan sebagai salah satu langkah proses simulasi *static structural* dalam perangkat lunak ANSYS. Beban Pengendara didistribusikan kepada rangkaian struktur rangka *electric trip wheelchair drive unit* dengan ergonomi bentuk tubuh pengendaranya. Pembebanan dari berat yang disederhanakan akan ditempatkan pada rangka untuk simulasi *static structural* akan ditempatkan pada titik clamp bracket yaitu total berat pengendara dan berat kursi roda dengan berat pengendara yang ditetapkan sebesar $W=100\text{kg}$, berikut perhitungan pada titik pembebanan:

- Titik pertama adalah gaya F_{p1} , dimana gaya yang dibutuhkan *electric trip wheelchair drive unit* untuk menarik beban kursi roda serta berat pengendara. Perhitungan gaya F_{p1} yaitu total berat kursi roda dan pengendara dikali dengan gravitasi:

$$F_{p1} = (100 \text{ kg} + 17 \text{ kg}) \times 9,81\text{m/s}^2$$

$$F_{p1} = 1147,77 \text{ N}$$

- Berat Komponen 1

$$F_{BK1} = (m_{throttle \ brake \ set} + m_{hand \ grip}) \times 9,81\text{m/s}^2$$

$$F_{BK1} = (0,3 \text{ kg} + 0,1 \text{ kg}) \times 9,81\text{m/s}^2$$

$$F_{BK1} = 3,924 \text{ N}$$

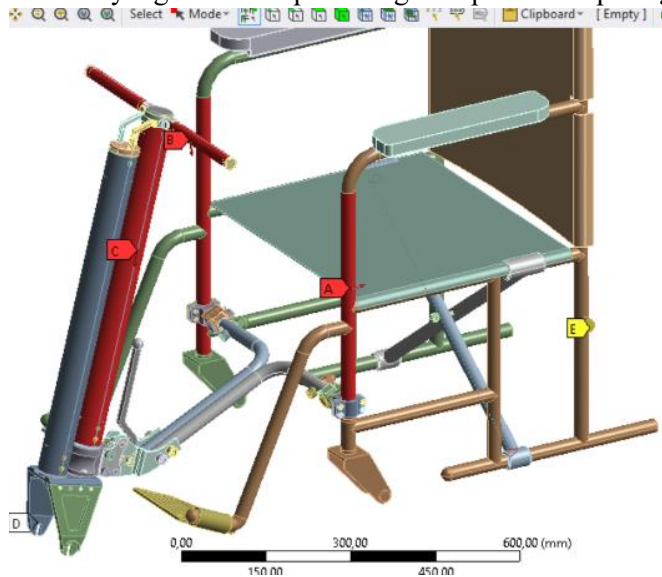
- Berat Komponen 2

$$F_{BK2} = (m_{controller} + m_{battery \ 1} + m_{battery \ 2}) \times 9,81\text{m/s}^2 \times \cos(20,02^\circ)$$

$$F_{BK2} = (0,244 \text{ kg} + 1,2 \text{ kg} + 1,5 \text{ kg}) \times 9,81\text{m/s}^2 \times 0,940$$

$$F_{BK2} = 27,135 \text{ N}$$

Pembebanan/load yang diberikan pada rangka dapat dilihat pada gambar



Keterangan	Simbol	Keterangan
	A	Fp1
	B	Fbk1
	C	Fbk2
	D	Fixed Support
	E	Displacement

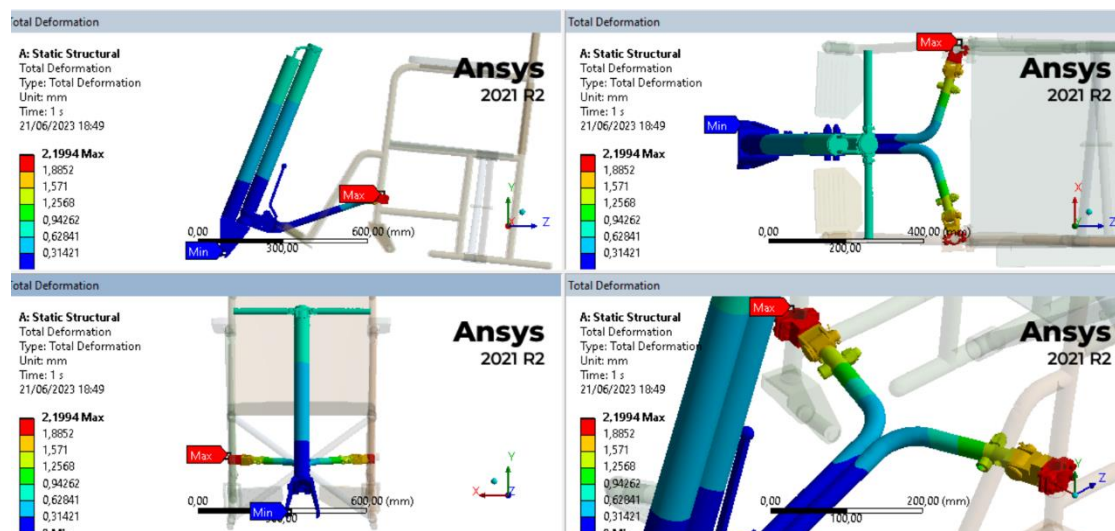
Gambar 4. letak titik tumpu dan pembebanan

HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil simulasi

A. Nilai jarak titik pergeseran

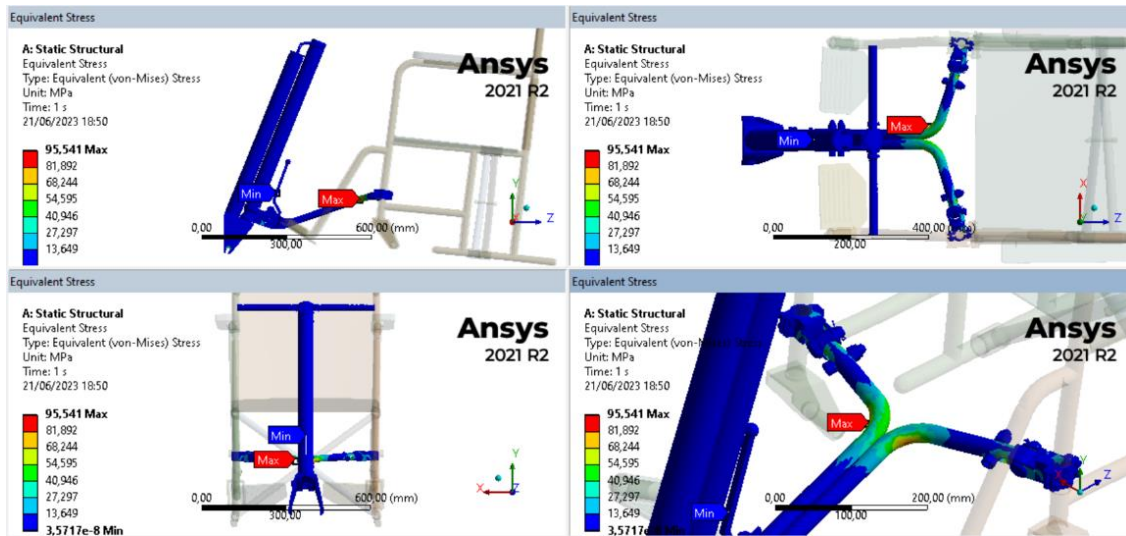
Pada gambar data menunjukkan detail rangka dengan material kombinasi aluminium 7075 pada *fork* dan komponen lain menggunakan aluminium 6061 mengalami tegangan dengan nilai *total deformation* maksimal sebesar 2,1994 mm pada *clamp bracket* ke kursi roda, nilai *total deformation* minimal sebesar 0 mm pada as roda *electric trip wheelchair drive unit* dan nilai *total deformation* rata-rata sebesar 0,69014 mm.



Gambar 5. Data nilai jarak titik pergeseran rangka

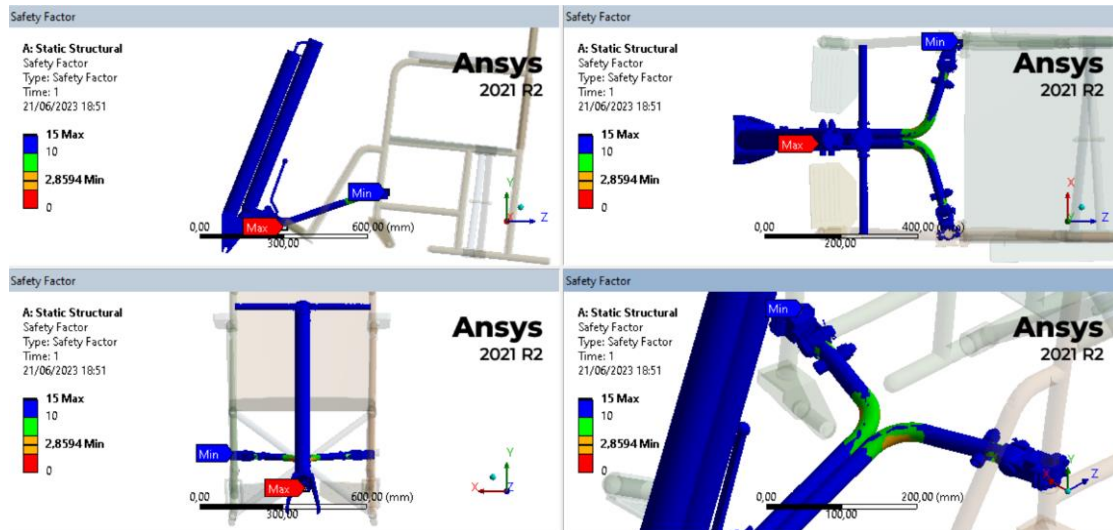
B. Nilai distribusi tegangan

Pada gambar data menunjukkan detail rangka dengan material kombinasi aluminium 7075 pada *fork* dan komponen lain menggunakan aluminium 6061 mengalami tegangan dengan nilai *equivalen stress* maksimal sebesar 95,541 Mpa pada *bending pipe docking bracket*, nilai *equivalen stress* minimal sebesar $3,5717 \times 10^{-9}$ Mpa pada *knob quick release*, dan nilai *equivalen stress* rata-rata sebesar 2,5801 Mpa.



Gambar 6. Data nilai distribusi tegangan rangka

C. Nilai faktor keamanan



Gambar 7. Data nilai faktor keamanan rangka

Pada gambar data menunjukkan detail rangka dengan material kombinasi aluminium 7075 pada *fork* dan komponen lain menggunakan aluminium 6061 mengalami tegangan dengan nilai *safety factor* maksimal sebesar 15 pada sambungan *pipe docking* dan *quick release*, nilai *safety factor* minimal sebesar 2,8594 pada baut pengunci antara *clamp* dengan kursi roda, dan nilai *safety factor*

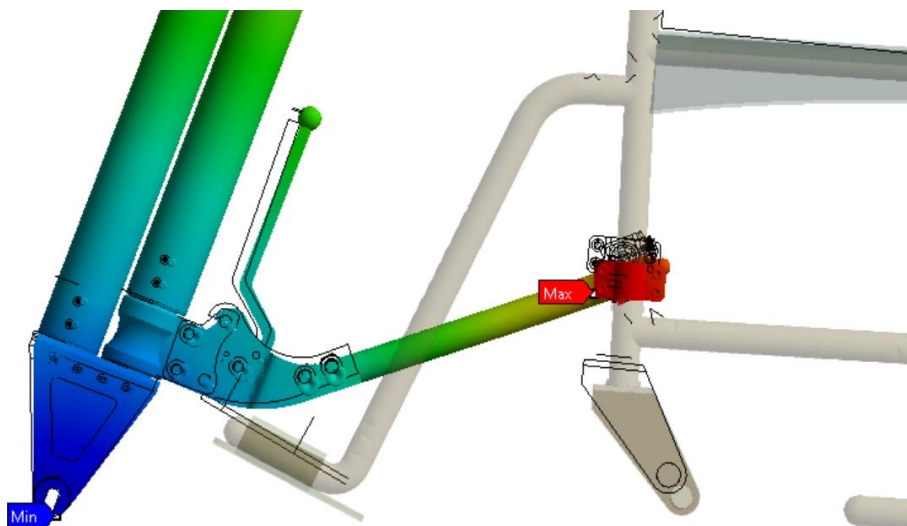
factor rata-rata sebesar 15. Nilai ini menunjukkan bahwa desain rangka mampu menahan gaya yang ditopang maksimal 2,8954 dari gaya semula.

Pembahasan

Dari hasil simulasi FEM yang telah dilakukan pada *rancangan electric trip wheelchair drive unit* menggunakan material aluminium 7075 pada *fork* dan komponen lain menggunakan aluminium 6061, telah didapat sebagaimana data pada tabel dibawah ini.

Tabel 1. Data hasil simulasi

Aluminium 7075 & Aluminium 6061			
	Total deformasi (mm)	Distribusi tegangan (Mpa)	Faktor keamanan
Maks	2,1994	95,541	15
Min	0	3,5717e-9	2,8954
Average	0,69014	2,5801	15



Gambar 8. Tampilan penurunan akibat deformasi

Dari tabel hasil data simulasi *electric trip wheelchair* diatas didapat bahwa nilai deformasi terbesar terjadi pada bagian *clamp bracket* pada kursi roda sebesar 2,1994 mm, ini menyebabkan perubahan sudut tekukan *pipe docking* yang mengakibatkan menurunkan ketinggian kursi roda bagian depan seperti gambar 4.34, deformasi ini dapat terjadi dikarenakan rancangan *bracket* yang tidak memiliki struktur penguat di *pipe docking* oleh karena itu dibuatkan fitur *clamp side angle*, untuk mengatasi penurunan kursi roda yang sudah dipasangkan *electric trip wheelchair drive unit*, sehingga pengendara dapat mengatur ketinggiannya dengan memutar *clamp side angle* disesuaikan dengan berat pengendaranya. Disisi lain, memiliki variasi *clamp side angle* memberikan keuntungan dengan menentukan sudut tempat duduk pengendara yang dapat meningkatkan kenyamanan bagi pengguna[4] dan dapat mengurangi wheelie atau terjungkal karena model desain *front attachment* seperti pada penelitian ini [5].

Sedangkan titik kritis tegangan maksimum ditemukan pada bagian bending *pipe docking bracket* seperti gambar 4.32, dengan nilai *stress* sebesar 95,541 Mpa. Nilai ini masih jauh dibawah kekuatan titik luluh aluminium 6061-T6 sebesar 256 Mpa. Namun mengingat bahwa beban yang diberikan oleh massa pengguna bersifat dinamis dan bervariasi berdasarkan posisi dan pergerakan pengguna, dapat diperkirakan bahwa tekanan akan sering terjadi lebih tinggi dari perhitungan statis. *stress* pada titik ini dapat menyebabkan deformasi pada *pipe docking*, ini dapat disebabkan karena berat pengendara, kursi roda dan rancangan *electric wheelchair drive unit* yang kurang baik, oleh karena itu diperlukan optimalisasi desain *bracket electric trip wheelchair drive unit* seperti ketebalan pipa, diameter pipa, sudut pipa dan jarak antara kursi roda dengan *electric trip wheelchair drive unit*, dengan harapan dapat menghasilkan rancangan yang optimal dan efisien.

Dan dilihat dari hasil data analisis safety factor yang mendapatkan nilai 2,8954 yang dimana dengan nilai safety faktor sekian dapat dikatakan rancangan desain *electric trip wheelchair drive unit* ini layak dan aman

untuk digunakan, dikarenakan rancangan *electric trip wheelchair drive unit* termasuk dalam beban yang ditentukan dan bahan diketahui sehingga nilai safety factor yang dapat diterima kursi roda minimum sama dengan 2 [6], sehingga hasil nilai dari hasil total deformasi, dan distribusi tegangan dapat diabaikan dikarenakan masih masuk dalam toleransi.

Kesimpulan

Metode perancangan desain electric trip wheelchair drive unit menggunakan software Autodesk Inventor 2021 dibagi menjadi 2 bagian yaitu: electric drive unit sebagai perangkat penggerak dan bracket drive unit sebagai penghubung electric drive unit ke kursi roda.

Rancangan rangka electric trip wheelchair drive unit dengan material kombinasi aluminium 7075 pada fork dan komponen lain menggunakan aluminium 6061 dengan massa sebesar 7.414,5 kg. Pada simulasi telah didapatkan nilai equivalen stress, total deformasi dan nilai safety factor. nilai total deformation maksimal sebesar 2,1994 mm pada clamp bracket ke kursi roda, nilai total deformation minimal sebesar 0 mm pada as roda electric trip wheelchair drive unit dan nilai total deformation rata-rata sebesar 0,69014 mm.

Selanjutnya nilai equivalen stress maksimal sebesar 95,541 Mpa pada bending pipe docking bracket, nilai equivalen stress minimal sebesar $3,5717e-9$ Mpa pada knob quick release, dan nilai equivalen stress rata-rata sebesar 2,5801 Mpa.

Dari nilai equivalen stress maksimal didapat nilai safety factor maksimal sebesar 15 pada sambungan pipe docking dan quick release, nilai safety factor minimal sebesar 2,8594 pada baut pengunci antara clamp dengan kursi roda, dan nilai safety factor rata-rata sebesar 15. Nilai ini menunjukkan bahwa desain rangka mampu menahan gaya yang ditopang maksimal 2,8954 dari gaya semula.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] B. Wajdi, S. Sapiruddin, T. Hizbi, and S. Hafizin, "Rancang Bangun Kursi Roda Elektrik untuk Disabilitas Berbasis Mikrokontroler Atmega 328," *Kappa J.*, vol. 5, no. 2, pp. 269–276, 2021, doi: 10.29408/kpj.v5i2.4809.
- [2] Jacobsson, "DRIVE UNIT FOR A WHEELCHAIR AND A WHEELCHAIR PROVIDED WITH SUCH A DRIVE UNIT," vol. 2, 2020, [Online]. Available: <https://patents.google.com/patent/US10555846B2/en>
- [3] K. R. Pradana, "Rancang Bangun Motor Listrik Beroda Tiga Trike Yang Terintegrasi Dengan Kursi Roda," pp. 1–6, 2013.
- [4] M. 9, "Manual wheelchairs and propulsion-assist devices," *Spinal Seat. Modul.*, [Online]. Available: <https://www.aci.health.nsw.gov.au/networks/spinalcord-injury/spinal-seating/module-9/wheelchair-configuration-for-the-clientsphysical-attributes-and-functionality>.
- [5] and K. P. R. Kirby, C. . Smith, R. Seaman, D. Macleod, "The manual wheelchair wheelie: a review of our current understanding of an important motor skill," *Disabil Rehabil Assist Technol*, vol. 1, no. 1–2, pp. 119–27, 2006.
- [6] R. H. Putra, A. G. W. Rahman, E. S. Ningrum, and D. S. Purnomo, "Design and stress analysis on electric standing wheelchair," *Proc. IES-ETA 2017 - Int. Electron. Symp. Eng. Technol. Appl.*, vol. 2017-Decem, pp. 112–117, 2017, doi: 10.1109/ELECSYM.2017.8240388.