

PERANCANGAN DAN ANALISIS KEKUATAN STATIS PADA *FIXED-PORTABLE HYDRAULIC SCISSOR CAR LIFT PLATFORM* DENGAN KAPASITAS 2 TON

Igor Vinicius De Souza Lima^{1,*}, J Victor Tuapetel¹, Achmad Zaki Rahman¹

¹Program Studi Teknik Mesin, Institut Teknologi Indonesia
Jln. Raya Puspiptek Serpong, Tangerang Selatan, Banten, 15320

E-mail: igorlima471@gmail.com

Diterima: 18-08-2021

Direvisi: 20-09-2022

Disetujui: 01-12-2022

ABSTRAK

Banyaknya jumlah kendaraan (mobil) yang ada pada saat ini menyebabkan meningkatnya permintaan akan pelayanan dan perawatan kendaraan. Diperlukan ketersediaan peralatan yang menghasilkan efektivitas dan efisiensi dalam perawatannya. Model *scissor lift* dipilih karena sifatnya yang portabel dan tidak memerlukan banyak ruang untuk digunakan di bengkel-bengkel. Dilakukan perancangan sebuah alat angkat yang menggunakan sistem hidrolis tipe *scissor lifting* yang dapat digunakan secara *fixed-portable* untuk kendaraan jenis MPV atau kendaraan dengan berat di bawah 2 ton. Platform yang dirancang kemudian dihitung dan dianalisis kekuatan strukturnya menggunakan software FUSION 360 dan FTOOL. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa Tegangan Total (δ_{total}) lebih kecil dari Tegangan Ijin (δ_{ijin}) maka material memenuhi syarat kekuatan ($\delta_{total} < \delta_{ijin}$) dan dinyatakan aman. Dari hasil simulasi FEA *Stress Von Mises*, Tegangan total pada struktur lebih kecil dari Tegangan Material. Dikarenakan perhitungan menggunakan SF = 1,5 dan *safety factor* dari hasil simulasi lebih besar dari *safety factor* yang digunakan pada perancangan, maka desain memenuhi syarat kekuatan dan dinyatakan aman.

Kata kunci: *Scissor car lift*, faktor keamanan, Solidworks, FTOOL

ABSTRACT

The large number of vehicles (cars) currently available causes an increase in demand for vehicle services and maintenance. Required availability of equipment that results in effectiveness and efficiency in its maintenance. The scissor lift model was chosen because it is portable and does not require much space for use in workshops. The design of a lifting device that uses a scissor lifting type hydraulic system that can be used fixed-portable for MPV type vehicles or vehicles weighing under 2 tons was carried out. The designed platform is then calculated and analyzed for its structural strength using FUSION 360 and FTOOL software. The calculation results show that the total stress (δ_{total}) is less than the permissible stress (δ_{ijin}), then the material meets the strength requirements ($\delta_{total} < \delta_{ijin}$) and is declared safe. From the FEA *Stress Von Mises* simulation results, the total stress on the structure is smaller than the material stress. Due to the calculation using SF = 1.5 and the safety factor from the simulation results is greater than the safety factor used in the design, the design meets the strength requirements and is declared safe.

Keywords: *scissor car lift*, safety factor, Solidworks, FTOOL

1. PENDAHULUAN

Banyaknya jumlah kendaraan (mobil) yang ada pada saat ini menyebabkan meningkatnya permintaan akan pelayanan dan perawatan kendaraan. Diperlukan ketersediaan peralatan yang menghasilkan efektivitas dan efisiensi dalam perawatannya. Model *scissor lift* dipilih karena sifatnya yang portabel dan tidak memerlukan banyak ruang untuk digunakan di bengkel-bengkel. Mengangkat mobil dengan *car lift* akan memberikan keleluasaan kepada mekanik di bengkel untuk bergerak secara maksimal di bawah kendaraan saat memperbaiki kerusakan. Hal ini dikarenakan hampir seluruh komponen yang ada di bawah kendaraan dapat dilepas dan digerakkan dengan mudah. Selain itu, mekanik dapat berdiri dan berjalan di bawah kendaraan sehingga proses perbaikan menjadi lebih mudah dilakukan serta menghemat waktu perbaikan.

Berdasarkan masalah di atas untuk meningkatkan efektivitas dan efisiensi dalam perawatan kendaraan khususnya pada bagian bawah kendaraan maka akan dilakukan perancangan sebuah alat angkat yang menggunakan sistem hidrolik tipe *scissor lifting* yang dapat digunakan secara *fixed-portable* untuk kendaraan jenis MPV atau kendaraan dengan berat di bawah 2 ton. Ukuran 2 ton ditentukan berdasarkan tipe-tipe mobil yang umum digunakan di Indonesia.

2. METODE PENELITIAN

Penelitian ini ditulis melalui tiga metode, yaitu studi literatur, perhitungan secara manual, dan desain yang dilakukan dengan bantuan *engineering software*. Studi literatur dilakukan melalui pencarian referensi yang serupa dengan topik penelitian yang sedang ditulis. Referensi tersebut berasal dari berbagai jurnal, skripsi, dan buku *textbook*. Setelah proses pengumpulan data selesai, maka dilanjutkan dengan menghitung komponen permesinan dengan menggunakan persamaan-persamaan yang sesuai dengan topik yang akan ditulis. Setelah hasil dari perhitungan secara manual didapat, kemudian hasil tersebut dikonversikan menjadi dimensi untuk didesain pada *engineering software* guna membuat tampilan 3 Dimensi.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Spesifikasi Perancangan

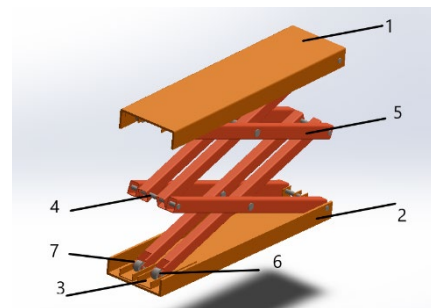
Data yang akan digunakan ditunjukkan pada Tabel 1.

Tabel 1. Data Perancangan

No	Uraian	Keterangan
1	Kapasitas	1500 X 2220 X 1800 mm
2	Dimensi maksimal	Hidrolik
3	Sistem	Profil Baja Kanal UNP, Pipa Persegi 1800 mm
4	Struktur	1800 mm
5	Tinggi maksimal	1500 X 2220 X 1800 mm

3.2 Komponen yang akan dirancang

Gambar 1 merupakan contoh beberapa komponen yang akan dirancang.



Gambar 1. Komponen yang akan dirancang

Keterangan:

1. Platform atas (rangka atas)
2. Platform bawah (rangka bawah)
3. Rails
4. Poros-poros batang
5. Batang (rangka tengah)
6. Poros bearing
7. Bearing

3.3 Bahan yang digunakan

Bahan yang dipilih untuk struktur utama peralatan (*platform* dan *batang*) adalah baja ASTM A36. Bahan tersebut dipilih karena

umum digunakan untuk konstruksi dan memiliki tingkat resistensi yang tinggi. Selain itu, ia juga memenuhi sifat mekanik yang diperlukan untuk konstruksi *platform* dan salah satu baja paling umum yang berkaitan dengan baja karbon struktural sehingga biayanya rendah dan mudah diakses. Sifat mekaniknya yaitu: Tegangan Luluh (250 MPa), Modulus Elastisitas Longitudinal (200 GPa), dan Batas Putus Tarik (450 MPa). Nilai Faktor keamanannya yaitu (SF=1,5) [1,2].

Untuk membantu perhitungan, harus ditentukan terlebih dahulu tegangan normal yang diizinkan (δ_{ijin}) dan tegangan geser yang diizinkan (τ_i) persamaan 1 dan 2 [3-6].

$$\delta_{ijin} = \frac{\delta_Y}{SF} = \frac{250 \text{ MPa}}{1,5} = 166,7 \text{ MPa} \quad (1)$$

$$\tau_{ijin} = \frac{\delta_i}{SF} = \frac{166,7 \text{ MPa}}{1,5} = 111,2 \text{ MPa} \quad (2)$$

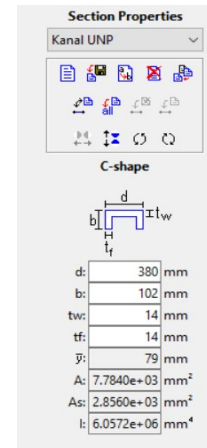
3.4 Perhitungan

Pada penjelasan selanjutnya, perhitungan yang akan dilibatkan hanya Profil Baja UNP atau *platform* utama. Bagian lain pada *platform* atas tidak dimasukkan dalam bagian perhitungan. Kanal UNP/U-beam baja ASTM A36, profil, dan material yang dipilih harus memenuhi syarat kekuatan [7].

$$\delta_{total} = \delta_b + \delta_a < \delta_{ijin} \quad (3)$$

Berarti bahwa jumlah tegangan akibat penerapan beban pada *platform* (δ_b) ditambah dengan tegangan yang berasal dari berat peralatan itu sendiri (δ_a). Agar *platform* tidak runtuh, tegangan total (δ_{total}) harus lebih kecil dari tegangan yang diizinkan (δ_{ijin}) dari material. Profil Kanal UNP yang digunakan berukuran 380 x 102x 14 mm dengan panjang 1500 mm. Karena posisi Profil Baja Kanal UNP yang digunakan ini posisinya berbeda, maka harus ditentukan terlebih dahulu: I = momen inersia dan W = modulus resistansi [8].

Pada Gambar 2 dapat dilihat dimensi dan posisi *platform* yang dibuat di Solidworks. Dengan menggunakan dimensi maka nilai I = momen inersia bisa didapatkan menggunakan aplikasi FTOOL.



Gambar 2. Section Properties profil baja kanal UNP

Untuk menghitung C1 dan C2 didapatkan dari persamaan 4 dan 5 [5,8].

$$C_1 = \frac{y_1 A_1 + 2y_2 A_2}{A_1 + 2A_2} = \quad (4)$$

$$\frac{(7 \text{ mm})(4928 \text{ mm}^2) + 2(51 \text{ mm})(1428 \text{ mm}^2)}{(4928 \text{ mm}^2) + 2(1428 \text{ mm}^2)} = 23,14 \text{ mm}$$

$$C_2 = b - C_1 = 102 \text{ mm} - 23,14 \text{ mm} = 78,86 \text{ mm} \quad (5)$$

Sekarang W = modulus resistansi W_1, W_2 sudah dapat dihitung menggunakan persamaan 6 [9].

Jika Momen Inertia $I = 6,0572 \times 10^6 \text{ mm}^4$ Nilai W = modulus resistansi W_1, W_2 , maka untuk bagian atas dan bawah balok masing-masing adalah:

$$W_1 = \frac{I}{C_1} = \frac{6,0572 \times 10^6 \text{ mm}^4}{23,14 \text{ mm}} = 261763,2 \text{ mm}^3 \quad (6)$$

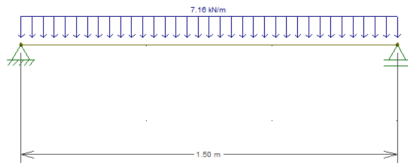
$$W_2 = \frac{I}{C_2} = \frac{6,0572 \times 10^6 \text{ mm}^4}{78,86 \text{ mm}} = 76810 \text{ mm}^3 \quad (7)$$

Jadi, untuk perhitungan selanjutnya diperlukan nilai (Mmax) yang terjadi pada *platform* untuk menghitung tegangan (δ_{total}) yang menentukan tegangan maksimal yang terjadi pada *platform* dengan menggunakan persamaan 8 [10,11].

$$\delta_{total} = \frac{M_{max}}{w} \quad (8)$$

a. Perhitungan Tegangan Maksimal

Perhitungan akan dilakukan menggunakan program FTOOL dan dapat disederhanakan serta diilustrasikan sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 3.



Gambar 3. Diagram Beban Terdistribusi

Saat *platform* sedang diukur untuk beban total 2000 kg, beban yang akan bekerja pada setiap *platform* adalah 1000 kg ditambah beban yang terjadi karena berat *platform* itu sendiri seperti berikut:

$$F_m = m_1 x g = 1000 \text{ kg} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 9800 \text{ N} \quad (9)$$

$$F_b = m_2 x g = 96,22 \text{ kg} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 943 \text{ N} \quad (10)$$

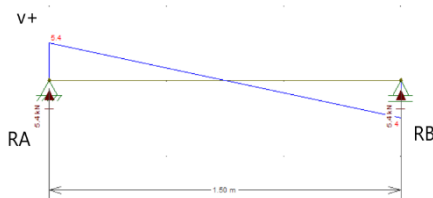
$$\begin{aligned} F_{total} &= F_m + F_b \\ &= 9800 \text{ N} + 943 \text{ N} \\ &= 10743 \text{ N} \end{aligned} \quad (11)$$

Karena pembebanan merata maka F_{total} harus dibagi dengan panjang *platform* sehingga:

$$F_{total} = \frac{10743 \text{ N}}{1,5 \text{ m}} = 7162 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (12)$$

b. Tegangan geser maksimal (τ_{max})

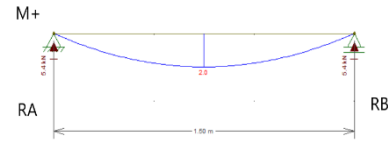
Diagram gaya geser ditunjukkan pada Gambar 4.



Gambar 4. Diagram Gaya Geser

c. Momen maksimal (M max)

Diagram momen maksimal ditunjukkan pada Gambar 5.



Gambar 5. Diagram Momen Maksimal

Besaran (M max) pada *platform* adalah (M max) = 2,0 KN.m atau demikian untuk perhitungan selanjutnya dikonversi menjadi (M max) = 2000 N.m = 2000000 N.mm.

Dengan telah diketahuinya besaran-besaran penampang, maka tegangan maksimal dari persamaan 13 dan 14 dapat dihitung [12]:

$$\delta_{total1} = \frac{M_{max}}{w_1} \quad (13)$$

$$\delta_{total2} = \frac{M_{max}}{w_2} \quad (14)$$

Tegangan maksimal penampang dimana terjadi momen lentur maksimal, tegangan tarik terbesar terjadi di bawah balok δ_{total2} dan tegangan tekan terbesar terjadi di atas balok δ_{total1} . Maka dari persamaan di atas kita didapatkan nilai berikut [12]:

$$\delta_{total2} = \frac{M_{max}}{w_2} = \frac{2000000 \text{ N.mm}}{78809,5 \text{ mm}^3} = 25,4 \text{ MPa}$$

$$\delta_{total1} = \frac{M_{max}}{w_1} = \frac{2000000 \text{ N.mm}}{261763,2 \text{ mm}^3} = 7,64 \text{ MPa}$$

Dengan mengetahui tegangan akibat aplikasi beban dan tegangan akibat beban itu sendiri, tegangan total yang bekerja pada meja *platform* telah diketahui. Agar struktur tidak runtuh maka harus disesuaikan dengan persamaan 15, [13]:

$$\delta_{total} = \delta_{total2} + \delta_{total1} < \delta_{ijin} \quad (15)$$

$$\delta_{total} = 25,4 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} + 7,64 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 33,04 \text{ MPa} < 166,7 \text{ MPa}$$

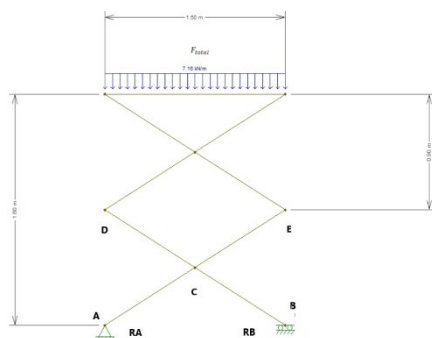
Tegangan maksimal telah ditentukan dari beban terbagi rata dan tegangan total yang bekerja pada *platform* dan dengan hasil di atas $\delta_{total} = 33,04 \text{ Mpa}$ lebih kecil dari tegangan ijin $\delta_{ijin} = 166,7 \text{ Mpa}$.

d. Perhitungan Rangka Tengah

Untuk dimensi batang akan digunakan profil persegi panjang berongga dan solid. Tabung yang dipilih adalah baja ASTM A36 dengan penampang dimensi 80x60x5 mm dan panjang 1450 mm sehingga memenuhi kebutuhan untuk mendukung permintaan yang diterapkan. Untuk dimensi batang, perhitungan yang akan dilakukan adalah sebagai berikut:

- Reaksi pada tumpuan struktur.
- Elaborasi diagram gaya normal, geser, dan momen lentur untuk batang.
- Melakukan perhitungan tegangan maksimal

Meskipun ada enam belas batang di seluruh peralatan (dua *platform*), hanya diperlukan analisis pada satu batang karena beban yang dialami *platform* adalah beban terdistribusi sehingga pembebanan yang dialami pada batang lain adalah sama. Untuk menentukan kekuatan batang dalam proses pengangkatan beban, analisis statis dilakukan pada semua struktur. Perhitungan kekuatan batang serta hasil yang diperoleh untuk gaya geser, momen lentur, dan tegangan *stress* pada batang ditunjukkan di bawah ini. Sketsa pembebanan *platform scissor car lift* ditunjukkan pada Gambar 6.



Gambar 6. Sketsa pembebanan *platform scissor car lift*

e. Distribusi beban pada batang ACE

Analisis akan dilakukan pada salah satu batang yang ada pada rangkai tengah, yaitu batang ACE.

Diketahui:

Beban pada Rangka:

$$F_p = 10743 \text{ N}$$

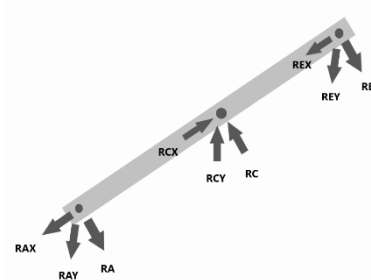
$$\text{Beban berat batang: } F_b = 14,8 \times 8 = 118,4 \text{ kg} \times 9,8 = 1160,32 \text{ N} \quad (16)$$

Beban Total:

$$F_{pb} = 10743 \text{ N} + 1160,32 \text{ N} = 11903,32 \text{ N} \quad (17)$$

Reaksi pada batang ACE ditunjukkan pada Gambar 7.

f. Reaksi R_A, R_E, R_C



Gambar 7. Reaksi pada batang ACE

$$R_A = \frac{F_{pb}}{2} = 5951,66 \text{ N} \quad (18)$$

$$R_E = R_A = 5951,66 \text{ N} \quad (19)$$

$$R_C = R_A + R_E = 2 \cdot 5951,66 \text{ N} = 11903,32 \text{ N} \quad (20)$$

g. Reaksi R_{Ay}, R_{Ey}, R_{Cy} dan R_{Ax}, R_{Ex}, R_{Cx}

Perhitungan gaya reaksi ditunjukkan pada Tabel 2.

Tabel 2. Perhitungan Reaksi

Perhitungan Reaksi Pada Batang Ace			
Reaksi	Ra	Rc	Re
Besaran (N)	5951.66	11903.32	5951.66
Cos()	45	30	15
Ray	3126.54	918.05218	4521.40416
Rcy	6253.08	1836.1044	9042.80833
Rey	3126.54	918.05218	4521.40416
Sin()	45	30	15
Rax	5064.29	5880.4283	3870.29213
Rcx	10128.6	11760.857	7740.58425
Rex	5064.29	5880.4283	3870.29213

h. Momen maksimal

Dihitung berdasarkan persamaan 21, 22, dan 23, [14,15].

$$M_A = R_{CY} \times 725 \text{ mm} - R_{EY} \times 1450 \text{ mm} = 14,5 \text{ Nmm} \quad (21)$$

$$M_C = R_{EY} \times 725 \text{ mm} = 2266741,5 \text{ Nmm} \quad (22)$$

$$M_E = R_{CY} \times 725 \text{ mm} - R_{AY} \times 1450 \text{ mm} = 14,5 \text{ Nmm} \quad (23)$$

Momen maksimal yang terjadi adalah momen MC = 2266741,5 Nmm.

i. Tegangan Maksimal

Dihitung berdasarkan persamaan 3 dan 8.

$$\delta_{total} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{226671,5 \text{ N.mm}}{28270,82 \text{ mm}^3} = 80,2 \text{ MPa}$$

$$\delta_{total} < \delta_{izin} \text{ maka } 80,2 \text{ MPa} < 166,7 \text{ MPa}$$

Dapat disimpulkan bahwa profil yang dipilih mampu mendukung permintaan beban yang akan diangkat, dihitung sesuai persamaan 24 dan 25, [16,17].

$$\tau_{total} = \frac{V}{A} = \frac{11903,32 \text{ N}}{13570000 \text{ mm}^2} = 8,172 \times 10^{-4} \text{ MPa} \quad (24)$$

$$\tau_{total} < \tau_{ijin} \text{ maka } - 8,172 \times 10^{-4} \text{ MPa} < 112 \text{ MPa} \quad (25)$$

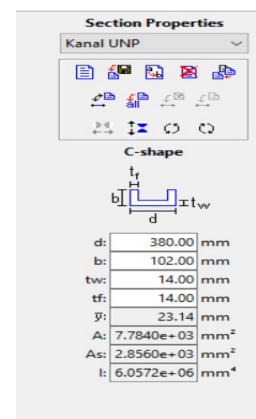
Dengan demikian, dapat disimpulkan bahwa profil yang dipilih mampu mendukung permintaan peralatan akan diserahkan.

k. Perhitungan Rangka Bawah

Perhitungan yang akan dilakukan pada rangka bawah hanya profil UNP atau *platform* utama, sedangkan bagian lain tidak. Material yang digunakan adalah baja ASTM A36. Profil dan material yang dipilih harus memenuhi syarat kekuatan dan gagasan di balik pemilihan profil baja kanal UNP menjadi rangka bawah, sesuai persamaan 3.

$$\delta_{total} < \delta_{ijin}$$

Posisi baja kanal UNP ini berbeda, tetapi nilai I = momen inersia dan W = modulus resistansi sama dengan baja kanal UNP *platform* atas. *Section properties* profil baja kanal UNP ditunjukkan pada Gambar 8.



Gambar 8. *Section Properties* profil baja kanal UNP

Dari gambar 8 di atas dapat dilihat bahwa nilai W= modulus resistansi W_1, W_2 tidak dapat ditentukan. Oleh karena itu, harus ditentukan terlebih dahulu sentroid C_1 dan C_2 untuk bisa menghitung nilai W = modulus resistansi dihitung dengan menggunakan persamaan 4 dan 5, [5,14].

$$C_1 = \frac{y_1 A_1 + 2y_2 A_2}{A_1 + 2A_2} =$$

$$\frac{(7 \text{ mm})(4928 \text{ mm}^2) + 2(51 \text{ mm})(1428 \text{ mm}^2)}{(4928 \text{ mm}^2) + 2(1428 \text{ mm}^2)} = 23,14 \text{ mm}$$

$$C_2 = b - C_1 = 102 \text{ mm} - 23,14 \text{ mm} = 78,86 \text{ mm}$$

Selanjutnya sudah bisa dihitung $W =$ modulus resistansi W_1, W_2 dengan menggunakan rumus berikut:

Jika Momen Inersia $I = 6,0572 \times 10^6 \text{ mm}^4$, maka Nilai $W =$ modulus resistansi W_1, W_2 untuk bagian atas dan bawah balok masing-masing, dapat dihitung sesuai persamaan 6 dan 7.

$$W_1 = \frac{I}{C_1} = \frac{6,0572 \times 10^6 \text{ mm}^4}{23,14 \text{ mm}} = 261763,2 \text{ mm}^3$$

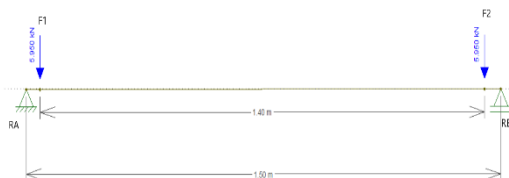
$$W_2 = \frac{I}{C_2} = \frac{6,0572 \times 10^6 \text{ mm}^4}{78,86 \text{ mm}} = 76810 \text{ mm}^3$$

Jadi, untuk perhitungan selanjutnya diperlukan nilai (M_{max}) yang terjadi pada *platform* untuk menghitung tegangan (σ_{max}) guna menentukan tegangan maksimal yang terjadi pada *platform* dengan menggunakan persamaan 8.

$$\delta_{total} = \frac{M_{max}}{w}$$

l. Perhitungan tegangan maksimal

Kanal UNP bagian bawah dibebani oleh beban dari batang-batang pada rangka tengah F1 dan F2 dengan jarak 1400 mm dari F1 ke F2. Perhitungan dilakukan untuk mengetahui apakah hal tersebut dapat ditoleransi sehingga struktur tidak runtuh saat mengalami pembebanan. Perhitungan akan dilakukan menggunakan program FTOOL dan dapat disederhanakan serta diilustrasikan sebagai berikut pada Gambar 9.



Gambar 9. Diagram pembebanan FTOOL

Pembebanan yang terjadi pada struktur adalah jumlah beban yang disebabkan oleh beban pada *platform* atas, beban karena berat *platform* itu sendiri, dan berat batang-batang

dari rangka tengah. Pada analisis yang akan dilakukan di *software* FTOOL beban yang terjadi pada baja kanal UNP *platform* bawah dibagi menjadi dua, yaitu F1 dan F2.

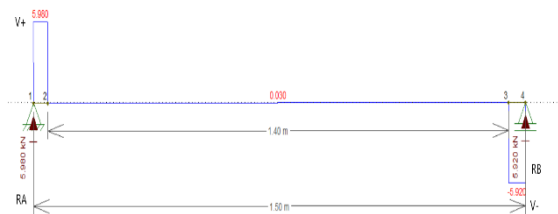
$$F1 = 5,95 \text{ KN}$$

$$F2 = 5,95 \text{ KN}$$

Setelah memasukkan nilai tersebut ke *software* FTOOL, maka didapatkan hasil sebagai berikut:

m. Tegangan geser maksimal (τ_{MAX})

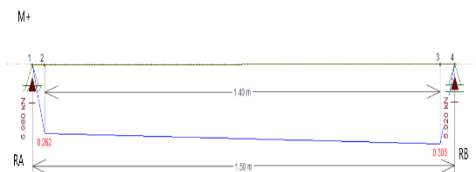
Diagram tegangan geser ditunjukkan pada Gambar 10.



Gambar 10. Diagram Tegangan Geser

n. Momen maksimal

Diagram momen maksimal ditunjukkan pada Gambar 11.



Gambar 11. Diagram Momen Maksimal

Besaran (M_{max}) pada *platform* adalah (M_{max}) = 0,305 KN.m atau demikian untuk perhitungan selanjutnya dikonversi menjadi (M_{max}) = 305 N.m = 305000 N.mm. Setelah besaran-besaran penampang diketahui, maka dapat dihitung tegangan maksimal dari persamaan 13, 14, dan 15.

$$\delta_{total1} = \frac{M_{max}}{w_1}$$

$$\delta_{total2} = \frac{M_{max}}{w_2}$$

Pada penampang dimana terjadi momen lentur maksimal, tegangan tarik terbesar terjadi di bawah balok δ_{total2} dan tegangan tekan terbesar terjadi di atas balok δ_{total1} . Maka dari persamaan 13, 14, dan 15 didapat:

$$\delta_{total2} = \frac{M_{max}}{w_2} = \frac{305000 \text{ N.mm}}{78809,5 \text{ mm}^3} = 3,9 \text{ MPa}$$

$$\delta_{total1} = \frac{M_{max}}{w_1} = \frac{305000 \text{ N.mm}}{261763,2 \text{ mm}^3} = 1,2 \text{ MPa}$$

$$\delta_{total} = \delta_{total1} + \delta_{total2}$$

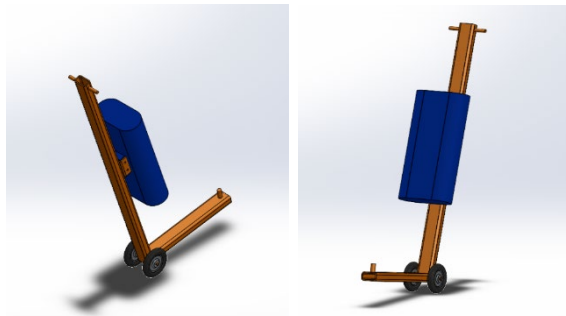
Agar struktur tidak runtuh maka harus disesuaikan dengan persamaan:

$$\delta_{total} = 3,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} + 1,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 5,1 \text{ MPa} < \delta_{ijin} = 166,7 \text{ MPa}$$

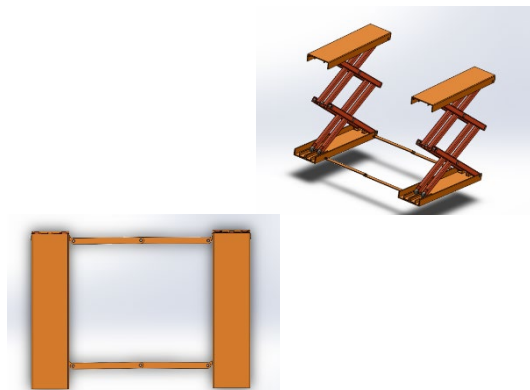
Tegangan total yang bekerja pada platform telah ditentukan dengan hasil $\delta_{total} = 5,1 \text{ MPa}$ lebih kecil dari tegangan izin $\delta_{ijin} = 166,7 \text{ MPa}$ dan dinyatakan aman.

o. Portable-Fixed Solution

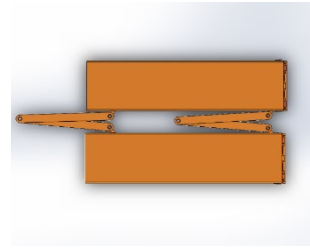
Alat pemindah telah dirancang dan ditunjukkan pada Gambar 12. Pada Gambar 13 dan Gambar 14 ditunjukkan rancangan *fixed-portable scissor lift platform* dalam posisi terbuka dan tertutup.



Gambar 12. Alat pemindah



Gambar 13. Posisi terbuka



Gambar 14. Posisi tertutup

p. Perhitungan Poros Bearing

Pada Gambar 15 ditunjukkan *model list of bearing* dan dipilih *bearing* tipe 6208-ZZ.

Frequently-used Model List of Bearing NSK 6202 series:

6200 series	ZZ Sealed	Rubber Sealed	ID (mm)	OD (mm)	B (mm)	Cr (kN)	Cor (kN)	Grease Speed (rpm)	Oil Speed (rpm)	Mass (kg)
6200	6200 ZZ	6200 -RS	10	30	9	6.1	2.38	20000	26000	0.032
6201	6201 ZZ	6201 -RS	12	32	10	6.82	3.05	19000	24000	0.037
6202	6202 ZZ	6202 -RS	15	36	11	7.66	3.72	18000	22000	0.045
6203	6203 ZZ	6203 -RS	17	40	12	8.58	4.78	16000	20000	0.055
6204	6204 ZZ	6204 -RS	20	47	14	12.8	6.65	14000	18000	0.106
6205	6205 ZZ	6205 -RS	25	52	15	14	7.85	13000	15000	0.128
6206	6206 ZZ	6206 -RS	30	62	16	19.5	11.3	11000	13000	0.199
6207	6207 ZZ	6207 -RS	35	72	17	25.2	14.4	9000	11000	0.288
6208	6208 ZZ	6208 -RS	40	80	18	29.5	18	8000	10000	0.388
6209	6209 ZZ	6209 -RS	45	90	19	35.2	21.6	7000	9000	0.507
6210	6210 ZZ	6210 -RS	50	90	20	35	23.2	6700	8500	0.483
6211	6211 ZZ	6211 -RS	55	100	21	43.2	29.2	6000	7500	0.603
6212	6212 ZZ	6212 -RS	60	110	22	47.8	32.8	5600	7000	0.789
6213	6213 ZZ	6213 -RS	60	120	23	57.2	40	5000	6300	0.99
6214	6214 ZZ	6214 -RS	70	125	24	60.8	45	4800	6000	1.084
6215	6215 ZZ	6215 -RS	75	130	25	66	49.8	4500	5800	1.171
6216	6216 ZZ	6216 -RS	80	140	26	71.5	54.2	4300	5300	1.448
6217	6217 ZZ	6217 -RS	85	150	28	83.2	63.8	4000	5000	1.803
6218	6218 ZZ	6218 -RS	90	160	30	95.8	71.5	3800	4800	2.17
6219	6219 ZZ	6219 -RS	95	170	32	110	82.8	3500	4500	2.52
6220	6220 ZZ	6220 -RS	100	180	34	122	92.8	3400	4300	3.19
6221	6221 ZZ	6221 -RS	105	190	36	133	105	3200	4000	3.78

Gambar 15. Model list of bearing

Dimensi utama *bearing* $D = 80 \text{ mm}$, $d = 40 \text{ mm}$, $b = 18 \text{ mm}$, $Co = 18 \text{ KN}$.

Beban statik maksimal yang diterima *bearing* = $RA = 5951,66 \text{ N}$

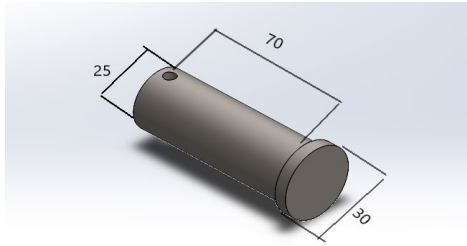
$$Co \text{ beban} = Po \times Fs \quad (26)$$

$$= 5951,66 \text{ N} \times 1 = 5951,66 \text{ N} = 5,952 \text{ KN}$$

Karena $Co \text{ beban} = 5,952 \text{ KN} < Co \text{ ijin} = 18 \text{ KN}$, maka pemilihan *bearing* sudah sesuai.

Poros *bearing* dan poros pada platform atas dan bawah.

Poros bearing ditunjukkan pada Gambar 16.



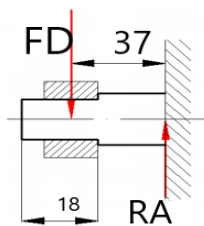
Gambar 16. Poros bearing

Material yang dipakai pada poros bearing dan poros pada platform adalah A 36 dengan $\delta_{ijin} = 166,7 \text{ N/mm}^2$ dan $\tau_{ijin} = 111,2 \text{ N/mm}^2$. Nilai dari δ_{ijin} dan τ_{ijin} tersebut sudah termasuk angka keamanan sebesar $SF = 1,5$. Beban yang akan digunakan adalah beban yang terbesar $RA = 5951,66 \text{ N}$. Momen dihitung berdasarkan persamaan 27 dan 28, [14].

$$MD = FD \times 37 \text{ mm} \quad (27)$$

$$= 5951,66 \text{ N} \times 37 \text{ mm} = 220211,40 \text{ Nmm.}$$

Pembebanan pada poros bearing bawah ditunjukkan pada Gambar 17.



Gambar 17. Pembebanan pada poros bearing bawah

$$FD = RA = 5951,66 \text{ N}$$

$$MD = FD \times 37 \text{ mm} \quad (28)$$

$$= 5951,66 \text{ N} \times 37 \text{ mm} = 220211,40 \text{ Nmm}$$

Diameter minimal yang dibutuhkan untuk poros dapat dihitung dari persamaan 8 dan 28, [15].

$$\delta_{total} = \frac{M}{W}$$

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{d^3}{10}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M}{0,1 \times \delta_{ijin}}} = \sqrt[3]{\frac{220211,40 \text{ Nmm}}{0,1 \times 166,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = 23,64 \text{ mm} \quad (29)$$

r. Tegangan geser di poros

Diameter minimal yang dibutuhkan untuk poros, dihitung dari persamaan 30, 31, dan 31, [16-18].

$$\tau_{ijin} = \frac{F}{A} = \frac{166,7 \text{ Mpa}}{1,5} = 111,2 \text{ Mpa} \quad (30)$$

$$A = \frac{F}{\tau_{ijin}} = \frac{5951,64 \text{ N}}{111,2 \text{ N/mm}^2} = 53,52 \text{ mm}^2 \quad (31)$$

$$A = \left(\frac{1}{4} \pi d^2\right)$$

$$53,52 = \left(\frac{1}{4} \pi d^2\right)$$

$$d = \sqrt[2]{\frac{53,52}{\frac{1}{4} \pi}} = 8,26 \text{ mm} \quad (32)$$

Diameter minimal yang dibutuhkan untuk poros engsel atas adalah $D = 23,64 \text{ mm}$, tetapi dengan pertimbangan ukuran diameter dalam bush ($d = 30 \text{ mm}$) sebagai pasangannya, maka untuk poros engsel atas diameternya dipilih $D = 30 \text{ mm}$.

Deformasi Total di poros untuk $D = 30 \text{ mm}$, dapat dihitung dari persamaan 8 dan 33.

$$\sigma_{beban} = \frac{M}{W}$$

$$\delta_{total} = \frac{M}{\frac{d^3}{10}} = \frac{220211,40 \text{ Nmm}}{\frac{(30)^3}{10}} = 81 \text{ MPa} \quad (33)$$

Karena $\delta_{total} = 81 \text{ MPa} < \delta_{ijin} = 166,7 \text{ MPa}$, maka desain sudah aman.

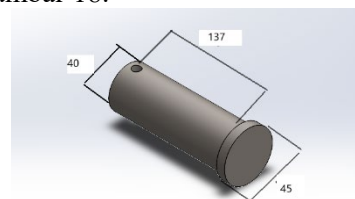
Tegangan geser di poros untuk $D = 30 \text{ mm}$, dapat dihitung berdasarkan persamaan 23.

$$\tau_{total} = \frac{F}{A} = \frac{5951,64 \text{ N}}{\frac{1}{4} \pi d^2} = \frac{5951,64 \text{ N}}{\frac{1}{4} \pi (30)^2} = 8,42 \text{ MPa}$$

Karena $\tau_{total} = 8,42 \text{ MPa} < \tau_{ijin} = 111,2 \text{ MPa}$, maka desain sudah aman.

s. Poros batang rangka tengah

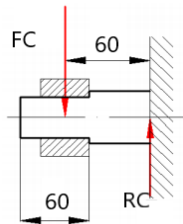
Dimensi poros rangka tengah ditunjukkan pada Gambar 18.



Gambar 18. Dimensi poros rangka tengah

Material yang dipakai pada profil konstruksi baja adalah A 36 dengan $\delta_{ijin} = 166,7 \text{ MPa}$ dan $\tau_{ijin} = 111,2 \text{ MPa}$. Nilai dari δ_{ijin} dan τ_{ijin} tersebut sudah termasuk angka keamanan sebesar $SF= 1,5$. Beban yang akan digunakan adalah beban yang terbesar $RC = 11903 \text{ N}$.

Pembebanan dan momen pada poros rangka tengah ditunjukkan pada Gambar 19, dihitung dari persamaan 34.



Gambar 19. Pembebanan pada poros rangka tengah

$$\begin{aligned} F_c &= R_c = 11903 \text{ N} \\ M_C &= F_C \times 60 \text{ mm} \\ &= 11903 \text{ N} \times 60 \text{ mm} = 714199,2 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (34)$$

t. Tegangan lentur di poros

Diameter minimal yang dibutuhkan untuk poros pejal, dapat dihitung dari persamaan 8, 28, dan 29, [19,20].

$$\begin{aligned} \delta_{total} &= \frac{M}{W} \\ W &= \frac{\pi d^3}{32} = \frac{d^3}{10} \\ d &= \sqrt[3]{\frac{M}{0,1 \times \sigma_{ijin}}} = \sqrt[3]{\frac{714199,2 \text{ Nmm}}{0,1 \times 166,6 \text{ N/mm}^2}} = 35 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter minimal yang dibutuhkan untuk poros, dihitung dari persamaan 23, 31, dan 32.

$$\begin{aligned} \tau_{ijin} &= \frac{F}{A} = \frac{166,7 \text{ Mpa}}{1,5} = 111,2 \text{ MPa} \\ A &= \frac{F}{\tau_{ijin}} = \frac{11903,32 \text{ N}}{111,2 \text{ N/mm}^2} = 107,04 \text{ mm}^2 \\ A &= \left(\frac{1}{4} \pi d^2\right) \\ 107,04 \text{ mm}^2 &= \left(\frac{1}{4} \pi d^2\right) \\ d &= \sqrt[2]{\frac{107,04 \text{ mm}^2}{\frac{1}{4} \pi}} = 11,7 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter minimal yang dibutuhkan untuk poros engsel atas adalah $D = 35 \text{ mm}$.

Tegangan lentur di poros untuk $D = 40 \text{ mm}$, dapat dihitung dari persamaan 8 dan 33.

$$\begin{aligned} \delta_{total} &= \frac{M}{W} \\ \delta_{total} &= \frac{M}{\frac{d^3}{10}} = \frac{714199,2 \text{ Nmm}}{\frac{(40)^3}{10}} = 111,6 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Karena $\delta_{total} = 111,6 \text{ MPa} < \delta_{ijin} = 166,7 \text{ MPa}$, maka desain sudah aman.

Tegangan geser di poros untuk $D = 40 \text{ mm}$, dihitung dari persamaan 23.

$$\tau_{total} = \frac{F}{A} = \frac{11903,32 \text{ N}}{\frac{1}{4} \pi d^2} = \frac{11903,32 \text{ N}}{\frac{1}{4} \pi (40)^2} = 9,4 \text{ MPa}$$

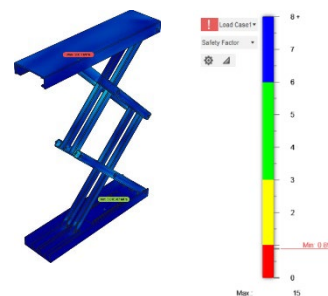
Karena $\tau_{total} = 9,4 \text{ MPa} < \tau_{ijin} = 111,2 \text{ MPa}$, maka desain sudah aman.

3.5 Analisis FEA on Fusion 360

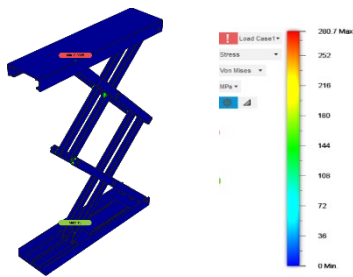
Desain di ekspor ke *software* FUSION 360 dan hasil analisis akan dibahas selanjutnya dengan memberikan pembebanan sebesar 9800 N. Beban yang diberikan pada struktur ditunjukkan pada Gambar 20 dan hasil simulasi *safety factor* dan tegangan *Von Mises* ditunjukkan pada Gambar 21 dan Gambar 22.



Gambar 20. Beban yang diberikan pada struktur



Gambar 21. Hasil simulasi *Safety Factor*



Gambar 22. Hasil simulasi *Stress Von Mises*

Dari hasil simulasi *Stress Von Mises*, bagian yang dirancang:

Poros-poros dan *bearing* = $\delta_{total} < 180 \text{ MPa}$, batang-batang dan *platform* = $\delta_{total} < 108 \text{ MPa}$.

Karena $\delta_{total} < \delta = 250 \text{ MPa}$ maka desain memenuhi syarat kekuatan dan dinyatakan aman.

Hasil analisis menunjukkan *safety factor*:

poros-poros = $sf = 2 - 3$

batang-batang = $sf > 8$.

Karena pada perhitungan menggunakan $sf = 1,5$ dan karena *safety factor* dari hasil simulasi lebih besar dari *safety factor* yang digunakan pada perancangan, maka desain memenuhi syarat kekuatan dan dinyatakan aman.

4. KESIMPULAN

Dilakukan perancangan sebuah alat angkat yang menggunakan sistem hidrolik tipe *scissor lifting* yang dapat digunakan secara *fixed-portable* untuk kendaraan jenis MPV atau kendaraan dengan berat di bawah 2 ton. Platform yang dirancang kemudian dihitung dan dianalisis kekuatan strukturnya menggunakan *software* FUSION 360 dan FTOOL. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa Tegangan Total (δ_{total}) lebih kecil dari Tegangan Ijin (δ_{ijin}) maka material memenuhi syarat kekuatan ($\delta_{total} < \delta_{ijin}$) dan dinyatakan aman. Dari hasil simulasi FEA *Stress Von Mises*, Tegangan total pada struktur lebih kecil dari Tegangan Material. Dikarenakan perhitungan menggunakan $sf = 1,5$ dan *safety factor* dari hasil simulasi lebih

besar dari *safety factor* yang digunakan pada perancangan, maka desain memenuhi syarat kekuatan dan dinyatakan aman.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] A. C. Ugural, *Mechanical design of machine components*, CRC Press, 2015.
- [2] A. M. Zainuri, *Kekuatan bahan*, Penerbit ANDI, 2008.
- [3] D. B. Firmansyah & H. Pranoto, Analisa Kekuatan Rangka Dudukan Cylinder Hidrolik Scissor Lift. *Jurnal Teknik Mesin*, vol. 8, no. 3, 2019, pp. 142-156.
- [4] D. H. Ningsih, Computer Aided Design/Computer Aided Manufactur [CAD/CAM]". *Jurnal Teknologi Informasi DINAMIK*, vol. 10, no. 3, pp. 143-149.
- [5] E. P. Popov, *Mekanika Teknik*, Penerbit Erlangga, 1991.
- [6] E. Ribut, *Pekerjaan dasar Teknik otomotif*, Kementerian Pendidikan dan Kebudayaan Republik Indonesia, 2013.
- [7] Gere and Timoshenko. *Mekanika Bahan*, Penerbit Erlangga, 1997.
- [8] R. Gunawan, *Tabel profil konstruksi baja*, Penerbit Kanisius, 1993.
- [9] Sularso & Suga K, *Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin*, PT. AKA, 2004.
- [10] G. Z. Guangli, *Scissor Lift Spray Booth*, 2021. Website: https://id.gzguangli.com/spray-booth_c2, diakses tanggal 20 Mei 2021.
- [11] Innovator, *Portable Scissor Lift*, 2021. Website: <https://www.innovator-tech.com/en/65-scissor-lift>, diakses tanggal 20 Mei 2021.
- [12] J. Muharam, dkk, *Penggunaan Dan Pemeliharaan Peralatan Dan Perlengkapan Tempat Kerja*, Direktorat Pembinaan Sekolah Menengah Kejuruan, 2005.
- [13] Wesli, *Mekanika rekayasa*, Penerbit Graha Ilmu, 2010.
- [14] R. C. Hibbeler, *Mechanics of material*, Pearson Prentice Hall, 2011.
- [15] Company. Castle Equipment, *Weaver Auto Hoist*, 2014. Website: http://www.castleequipment.com/Museum/lifts_weaver_history.htm, diakses tanggal 10 Mei 2021.
- [16] Effendi, R., Maghfurah, F., Strength Analysis of Steel Construction and Swing Hanger Using Theoretical Method and Simulation of Finite Element, *JEMMME (Journal of Energy, Mechanical, Material, and Manufacturing Engineering)*, 2019; 4: 119-128.
- [17] C. G. Dengiz, M.C. Şenel, K. Yıldızlı, E. Koç, Design and Analysis of Scissor Lifting System by Using Finite Elements Method, *Universal*

- Journal of Materials Science*, vol. 6, no. 2, 2018, pp. 58-63.
- [18] S. G. Thorat, A. R. Chiddarwar and S. P. Prusty, Design and Construction of Scissor Lift, *International Journal of Current Engineering and Technology*, special issue, no. 7, pp. 92-95.
- [19] G. G. Momin, R. Hatti, K. Dalvi, F. Bargi, and R. Devare, Design, Manufacturing & Analysis of Hydraulic Scissor Lift. *International Journal of Engineering Research and General Science*, vol. 3, Issue 2, Part 2, pp. 733-740.
- [20] L. M. Shandong, *Heavy Duty Underground Scissor Car Lift Car Parking System*, 2021. Website:
<https://www.scissorslifttable.com/quality-11351268-heavy-duty-underground-scissor-car-lift>, diakses tanggal 20 Mei 2021.