



Universitetet
i Stavanger

DET TEKNISK-NATURVITENSKAPELIGE FAKULTET

BACHELOROPPGAVE

Studieprogram/spesialisering:
Maskiningeniør

Vår semesteret, 2021

Åpen / Konfidensiell

Forfatter: Olli Kerstan Baricako

Olli Kerstan Baricako
(signatur forfatter)

Fagansvarlig: Ove Mikkelsen

Veileder(e): Ove Mikkelsen

Tittel på masteroppgaven: **Konstruksjon av en sakselift**

Engelsk tittel: **Construction of a scissor lift**

Studiepoeng: 20

Emneord:

Elektrisk sakselift
Dimensjonering
Spenningsanalyse

Sidetall: 46

+ vedlegg/annet: 4

Stavanger, 15.05.2021
dato/år

Forord

I denne bacheloroppgaven skal en elektrisk sakselift konstrueres. For å løse denne oppgaven skal kunnskaper lært fra universitetet benyttes. Oppgaven ble gitt gjennom veilederen, Ove Mikkelsen. En stor takk går til han for god veiledning, gode samtaler og tilbakemeldinger på oppgaven. I tillegg takkes alle lærerne som har bidratt til fullførelsen av maskiningeniør studie.

Design av sakseliften skal gjøres med hensyn til «ISO 16368: 2010 Mobile elevating work platforms- Design, calculations, safety requirements and test methods». Å skaffe standarden kostet 800 kroner med rabatt fra Universitetet i Stavanger sitt bibliotek. Autodesk Inventor skal brukes for å lage et design av sakseliften.

Sammendrag

I denne oppgaven har et design av en elektrisk sakselift blitt laget ved å benytte Autodesk Inventor. For å finne kreftene som virker på sakseliften har en statisk spenningsanalyse blitt gjort. Dimensjonene til komponentene i sakseliften har blitt beregnet med hensyn til komponentenes funksjonelle krav. Krav om dimensjonering mot brudd, mot plastisk deformasjon og utmatting. Tabell 1 viser dimensjonene og spesifikasjonene til komponentene.

Tabell 1 Dimensjoner og spesifikasjoner til komponenter i sakseliften

Komponenter	Tykkelse (mm)	Nedbøying (mm)	Lovlig spenning (MPa)	Masse (kg)
Gelender	39.6	0.71	130.6	11.8
Plattform	98	$3.52 * 10^{-3}$	175	736
Støtte	47	$2.19 * 10^{-3}$	186.1	58.7
Kuleskrue	50	0.13	384	18.6
Chassis	50	0.13	535	210

I tillegg er levetiden til sakseliften blitt kalkulert og vært med på å påvirke valg av kuleskrue. Sakseliften skal operere i 10 år. Ved å bruke levetiden velges kuleskrue «SLT/TLT 50x50 R». Et design av understellet til sakseliften er gjort i Autodesk Inventor. Den er laget av mildt konstruksjonsstål, S355. En elektrisk motor, batterier, hjulaksler, hjul og bremses er festet til understellet. For den elektriske sakseliften brukes en asynkron AC motor «R Series» med en girkasse til kjøretøyet og motoren som skal benyttes til kuleskruen er «Servomech linær aktuator HSA». Ut ifra beregninger gjort velges en 8-serie med «Trojan 6 VoltT-125 Battery». Skrivebremses brukes på forhjulet av sakseliften. For å varsle om overstigende momenter, spenninger og laster installeres det et last- og moment-sansing-system som regulerer bevegelser.

Innholdsfortegnelse

Forord	2
Sammendrag	3
2. Innledning.....	5
3. Materialer	6
4. Design og beregninger	10
4.1 Design og dimensjonering av plattform	10
4.2 Dimensjonering og analyse av reaksjonskreftene til løftemekanismen	14
4.3 Design og dimensjonering av kuleskrue	24
4.4 Design av chassis	34
4.5 Valg av motor	35
4.6 Valg av batteri	36
4.7 Design av bremse	37
5. Resultater.....	39
6. Diskusjon.....	43
7. Konklusjon	44
8. Kildereferanser	45
9.0 Vedlegg	47

1. Innledning

Elektriske sakselifter brukes innendørs til renovasjon og på lager. Det er ingen utslipp eller støy fra de elektriske sakseliftene, og i tillegg er plattformen til de elektriske sakseliftene smale slik at arbeidere kan jobbe i trange plasser. Sammenliknet med de diesel drevne sakseliftene er de elektriske sakseliftene billigere. Elektriske sakselifter er en god erstatning til stigen fordi det blant annet er tryggere og tilpasningsdyktig.

Målet med denne oppgaven er å lage en effektiv og trygg elektrisk sakselift. Sakseliften skal kunne brukes til innendørs byggearbeid og renovering av bygg. Liften skal kunne løfte to personer og utstyr vertikalt opp. Arbeidshøyde skal være 7 meter. Kapasiteten til plattformen er 210 kg. Plattformen er 1,2 meter lang og 0.8 meter bred. Sakseliften skal tas til nytte av 20 timer i uken, 40 uker i året, i 10 år. [1]

En asynkron AC motor skal brukes til å kjøre sakseliften, og styres av en joystick som i tillegg benyttes til å løfte og senke sakseliften. Hjulene som holder sakseliften oppe, er «161890 Non-Marking Brake Tire Wheel». Spesifikasjonene til hjulet er gitt i figur 8.4 i vedlegget. Løftemekanismen til sakseliften er styrt av en lineær aktuator, kuleskrue som er drevet av en elektrisk motor. Sakseliftens komponenter skal undersøkes detaljert, og sammensetningen av sakseliften skal være i henhold til ISO (Internasjonale standardiseringsorganisasjon) 16368:2010. Materialvalg av de ulike komponentene i sakseliften skal velges med hensyn til maskinens varighet, effektivitet, trygghet, styrke og kostnader. Spenninger og krefter som virker på den elektriske sakseliften skal regnes ut. I tillegg skal det gjøres en statisk spenningsanalyse av elektriske sakseliften. Løsninger mot og hvordan man hindrer velting av sakseliften skal beskrives i oppgaven. I tillegg skal valg av batteri, motor og design av bremses gjøres. Design av sakseliften lages ved å bruke Autodesk Inventor.

2. Materialer

Hver komponent i den elektriske sakseliften utfører ulike handlinger, og påføres ulike krefter og spenninger. Dermed er det viktig å velge riktig materiale for hver komponent slik at sakseliften fungerer med høy ytelse. For å gjøre riktig materialvalg er det viktig å undersøke forskjellige materials egenskaper og sammenlikne dem med hverandre for å finne hvilket materiale som fungerer best for komponentens funksjon, mål og begrensinger. [2]

Komponentene i sakseliften skal undersøkes separat for å finne hvilke materialer som forbedrer dens funksjon. Hovedkomponentene i den elektriske sakseliften er plattformen, løftesystemet, kuleskruen og chassiset.

Plattformen må kunne holde to personer og utstyr derfor er det viktig at materialet som brukes tåler store laster slik at den ikke blir permanent deformert. Siden to personer skal bevege seg fritt på plattformen vil tyngdepunktet til lasten bevege seg fra sentrum til et vilkårlig punkt på plattformen. Plattformen må derfor motstå deformasjon, store spenninger og krefter. Massen og prisen til materialet skal minimaliseres. For finne hvilke materialer som passer til en plate som motstår bøyepeninger og minimerer vekt benytter man disse formlene,

$$\sigma_b = \frac{3FL}{4bt^2} \quad (2.1) [2]$$

$$m = \rho Lbt \quad (2.2) [2]$$

Symboler; t=tykkelse, F=kraft, m= masse, b=bredde, L=lende, $\sigma_b =$ bøyepening, ρ =tetthet

Deretter løser man for t, og får

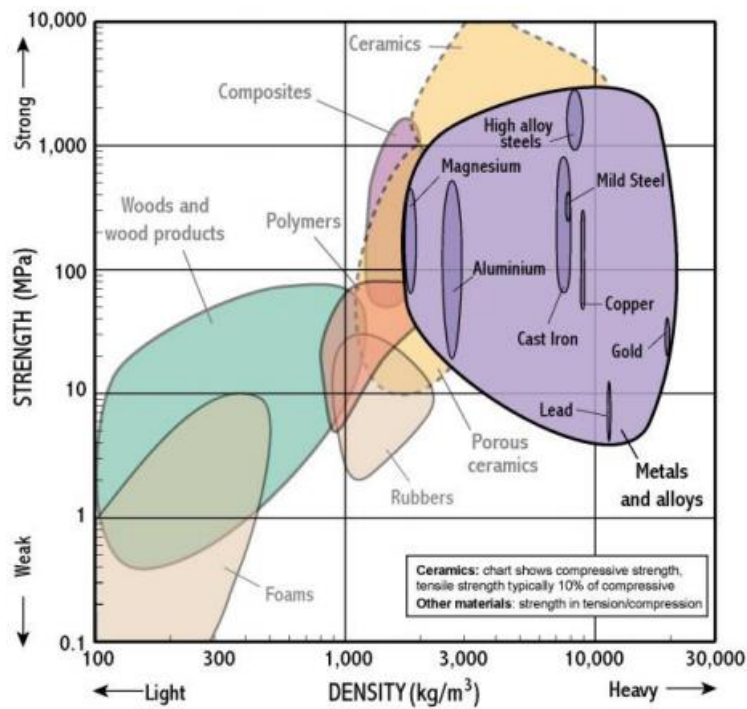
$$t = \left(\frac{3FL}{4b\sigma_b} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.3) [2]$$

Deretter setter man formel 2.1 inn i formel 2.2, og får

$$m = \left(\frac{3FL^3b}{4} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\rho}{\sigma_b^{\frac{1}{2}}} \right) \quad (2.4) [2]$$

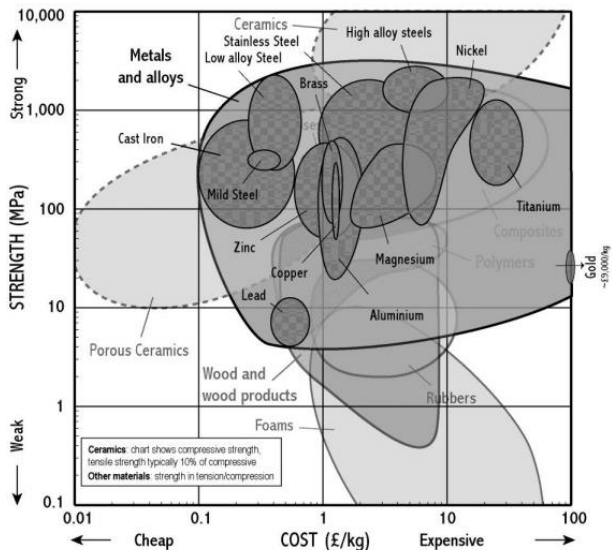
F, L, og b er konstanter og kan ikke endres. For å få minst mulig vekt må $\frac{\sigma_b^{\frac{1}{2}}}{\rho}$ maksimeres.

Figur 2.1 viser et diagram av ulike materialer med hensyn til spenning og tetthet. Ut ifra kravene til plattformen er mildt stål best.



Figur 2.1. Spenning vs tetthets. Materialer diagram [2]

Ved å bruke figur 2.2 ser man prisen per kg for ulike materialer. For mildt stål er det både billig per kg og fungerer for høye spenninger.



Figur 2.2 Spenning vs pris per kg. Materialer diagram [2]

Løftemekanismens oppgave er å løfte plattformen med arbeiderne og utstyret vertikalt opp og ned. Den oppnår en vertikal bevegelse ved at en kraft fra den lineære aktuatoren

forlenger sakseliftet. Løftemekanismen er i et pantografmønster og består av rektangulære hulprofil støtter. Lasten som kommer fra plattformen, fører til trykkspenninger i støttene. Hvis trykket er for stort kan støttene knekke. Materialet som brukes må være sterkt, stivt, billig, lett og motvirke spenninger som oppstår. For å velge riktig materiale for løftemekanismen som maksimerer stivhet, og minimerer vekt bruker man disse formlene.

$$\delta = \frac{4FL^3}{Ebt^3} \quad (2.5) [2]$$

$$m = \rho Lbt \quad (2.6) [2]$$

Symboler; δ =nedbøynig, E = elastisitetsmodul, F =kraft, L =lengde, ρ =tetthet, b = bredde, m =masse

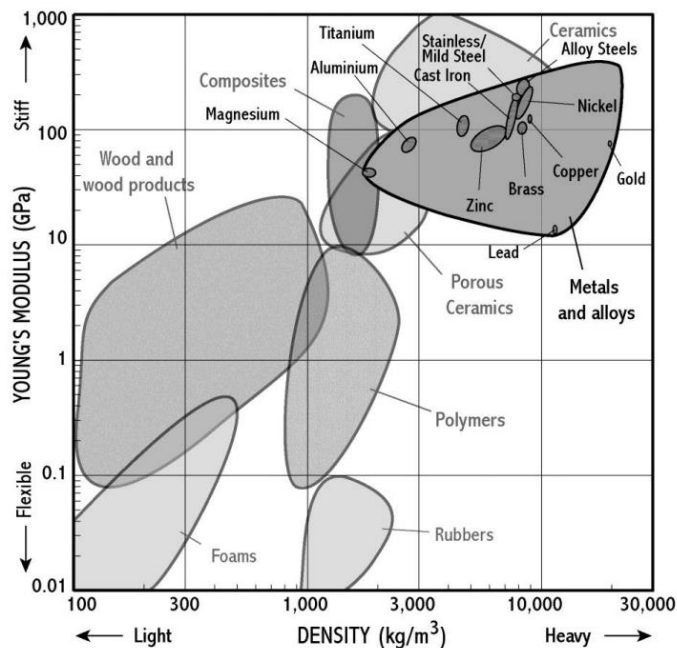
Fra formel 2.5 løser man for b , og får

$$b = \frac{4FL^3}{E\delta t^3} \quad (2.7) [2]$$

Deretter setter man inn formel 2.7 inn i 2.6, og får

$$m = \frac{4FL^4}{\delta t^2} \frac{\rho}{E} \quad (2.8) [2]$$

For å få minst mulig vekt må $\frac{E}{\rho}$ maksimeres. Ved å bruke figur 2.3 finner man at det beste materiale er mildt stål.



Figur 2.3 Youngs modulus vs tetthet. Diagram av materialer [2]

Kuleskruen gjør om roterende bevegelse fra en elektrisk motor til en lineær bevegelse. Kuleskruen er festet til løftmekanismen. Den lineære bevegelsen brukes for å heve og senke sakseliften. Kuleskruen blir påført en trykkraft som kan føre til deformasjon og knekking. Derfor er det viktig at materialet som benyttes er sterkt, stivt og billig. Ved å bruke figur 2.1 får man at mildt stål er det beste materiale å bruke.

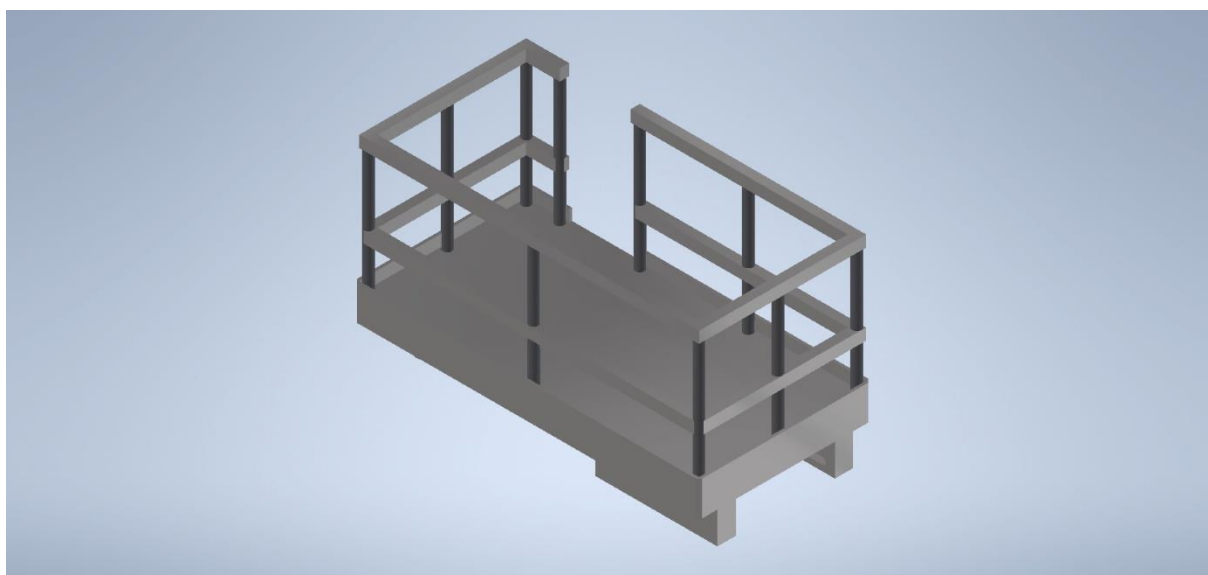
Chassiset er en ramme som holder sakseliften oppe. Fire hjul, to aksler, en elektrisk motor, batteriet og bremsen er festet til understellet. Chassiset må kunne holde hele sakseliften med arbeiderne og utstyr stødig. Materialet som brukes til chassiset må være sterkt slik at det kan motstå knekking, og deformasjon. Ved å bruke figur 2.1 finner man at mildt stål er det mest gunstige materiale for chassiset.

3. Design og beregninger

Den elektriske sakseliftet består av flere komponenter og for å sørge at den fungerer optimalt er det viktig å undersøke alle delene. Funksjonaliteten og kostnader tas til betraktning i prosessen av design av plattform, løftesystem, kuleskrue, chassis og bremse. tillegg skal valg av motor og batteri gjøres i denne rapporten.

3.1 Design og dimensjonering av plattform

Plattformen skal være 1,2 meter lang og 0,8 meter bred. Rundt plattformen er det et gelender som beskytter arbeidere mot fall. Gelenderet er 1,2 meter høyt. Det er en vegg som beskytter føttene til arbeiderne, og den er 0,2 meter høy. Et mellomliggende gelender som er 0,45 meter unna både det øverste gelenderet og fot beskyttelsen er satt inn i plattformen. Materiale til gelenderet er mildt stål fordi det kan håndtere store laster uten at det oppstår permanente deformasjoner. Gelenderet har et krav å tåle en konsentrert last på 500N. En stige der hvert trinn er 0,2 meter mellom hverandre brukes for å få arbeideren opp til plattformen. [1] Under plattformen er det pin ledd som binder plattformen og løftemekanismen. Figur 3.1.1 viser et design av plattformen i Autodesk Inventor.



Figur 3.1.1 Design av plattform med gelender i Autodesk Inventor [3]

Materiale som brukes for gelenderet er S235, og materialegenskapene til materialet står i tabell 3.1.1. Man antar at tykkelsen er $t < 40$, og bruker en sikkerhetsfaktor mot flyting på $n_f = 1.8$, [4] og lengden er $L = 1.2$ m.

Tabell 3.1.1 Materialelegenskaper av S235 [4]

Navn	R_m (strekkfasthet i MPa)	Flytegrense R_{eH} (MPa)	Utmattingsgrense σ_D (MPa)	Tetthet ρ (kg/m ³)	Youngs modulus E (GPa)
S235	360	235	0+-160, 130+-130	7850	210

For å finne dimensjonene til gelenderet som består av et sirkulært tverrsnitt benytter man seg av Von Mises hypotese.

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau_v^2} \geq R_{eH} \quad (3.1.1) [4]$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{w_b} = \frac{FL}{\frac{\pi d^3}{32}} \quad (3.1.2) [4]$$

$$\tau_v = \frac{M_v}{w_v} = \frac{FL}{\frac{\pi d^3}{16}} \quad (3.1.3) [4]$$

$$n_f = \frac{R_{eH}}{\sigma_e} \quad (3.1.4) [4]$$

For å finne ekvivalentspenningen bruker man formel 3.1.4, og bytter om slik at man finner σ_e .

$$\sigma_e = \frac{R_{eH}}{n_f} = \frac{235 \text{ MPa}}{1.8} = 130,56 \text{ MPa}$$

Når man har funnet ekvivalent spenningen bruker man formlene 3.1.1, 3.1.2 og 3.1.3 for å finne diameteren med hensyn til flyting.

$$d = \sqrt[6]{\frac{1024F^2L^2 + 768F^2L^2}{\sigma_e^2 \pi^2}} \quad (3.1.5) [4]$$

$F = 500$ N, $L = 1200$ mm, $\sigma_e = 130,56$ MPa. Setter man inn verdiene får man at

$$d = 39,6 \text{ mm} \approx 40 \text{ mm}$$

Diameteren til gelendret må være 40 mm. For å finne nedbøyingen til gelenderet bruker man formel 3.1.6

$$\delta = \frac{FL^3}{48EI} = \frac{FL^3}{48E \frac{\pi r^4}{4}} = \frac{500N * 1200mm^3}{48 * 210 * 10^3 MPa * \frac{\pi * 19.8^4}{4}} = 0.71 \text{ mm} \quad (3.1.6) [2]$$

Da får man at nedbøyningen $\delta = 0.71$ mm.

Plattformen skal håndtere en last på 210kg. Man antar at den gjennomsnittlige vekten til en person er 80 kg. [1] Dermed må plattformen maksimalt tåle vekten av n antall arbeidere $n * m_{arbeider}$ pluss utstyr m_{utstyr} ganget med gravitasjon. Utstyret veier 50 kg, og det er to personer som skal være på plattformen. Den totale vekten blir

$$m_{total} = (n * m_{arbeider}) + m_{utstyr} \quad (3.1.7) [1]$$

$$W_{maks} = m_{total}g = 210kg * 9.81 \frac{m}{s^2} = 2060,1 \text{ N} \quad (3.1.8)$$

Materiale som brukes til plattformen er S355, og materialegenskapene er beskrevet i tabell 3.1.2. Man antar at tykkelsen er 80 mm $<t \leq 100$ mm.

Tabell 3.1.2 Materialelegenskaper av S355 [4]

Navn	R _m (strekkfasthet i MPa)	Flytegrense R _{eH} (MPa)	Utmattingsgrense σ_D (MPa)	Tetthet ρ (kg/m ³)	Youngs modulus E (GPa)
S355	450	315	0+-240, 190+-190	7850	210

For å finne tykkelsen til plattformen med hensyn til flyting bruker man Von Mises hypotese for et rektangulært tverrsnitt.

$$\sigma_b = \frac{3FL}{4bt^2} \quad (3.1.9) [2]$$

$$\tau_v = \frac{M_v}{w_v} = \frac{Fb}{\frac{I_p}{c}} = \frac{Fb}{\frac{bt(b^2t^2)}{\frac{12}{5}t}} = \frac{3F}{4b^2t^2} \quad (3.1.10) [2]$$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau_v^2} \geq R_{eH}$$

$$n_f = \frac{R_{eH}}{\sigma_e}$$

$$\sigma_e = \frac{R_{eH}}{n_f} = \frac{315 \text{ MPa}}{1.8} = 175 \text{ MPa}$$

For å finne tykkelsen setter man formlene 3.1.9 og 3.1.10 inn i formelen for ekvivalensspenning og løser for t

$$t = \sqrt[4]{\left(\frac{9F^2L^2}{16b^2} + \frac{27F^2}{16b^4}\right) * \frac{1}{\sigma_e^2}} \quad (3.1.11)$$

F= 2060,1 N, b = 800 mm, L= 1200 mm og $\sigma_e=175$ MPa. Tykkelsen blir t=97,6 mm \approx 98 mm

For å finne nedbøyningen av plattformen bruker man formel 3.1.12

$$\delta = \frac{5FL^3}{32Ebt^3} = \frac{5*2060.1N*1200mm^3}{32*210*10^3MPa*800mm*97.6mm^3} = 3.52 * 10^{-3}mm \quad (3.1.12) [2]$$

F= 2060,1 N, b = 800 mm, L= 1200 mm, t=97,6 mm og $\sigma_e=175$ MPa

For å finne massen til plattformen bruker man formel 2.1 og 2.4

$$\sigma_b = \frac{3FL}{4bt^2} = \frac{3*2060.1N*1200mm}{4*800mm*97.6mm^2} = 0.243 \text{ MPa}$$

$$m = \left(\frac{3FL^3b}{4}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\rho}{\sigma_b^{\frac{1}{2}}}\right)$$

Setter man inn F= 2060,1N, b = 0.80 m, L= 1.2 m, $\rho = 7850$ kg/m³ $\sigma_b=0.243*10^6$ Pa får man at massen er m = 735,97 kg \approx 736 kg

De endelige dimensjonene til plattformen og gelenderet er gitt i tabell 3.1.3.

Tabell 3.1.3 Dimensjoner og spesifikasjoner til plattform og gelender

Komponenter	Tykkelse (mm)	Nedbøyning (mm)	Lovlig spenning (MPa)	Masse (kg)
Plattform	98	$3.52*10^{-3}$	175	736
Gelender	40	0.71	130.6	18,5

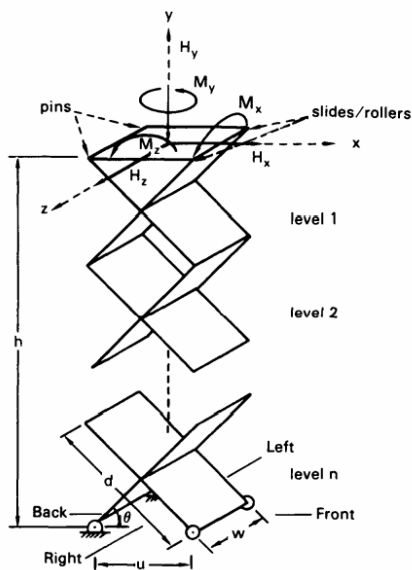
3.2 Dimensjonering og analyse av reaksjonskreftene til løftemekanismen

Løftemekanismen består av flere støtter som henger sammen ved hjelp av pin ledd. Støttene forlenget har en maks vinkel på $\theta=40^\circ$. [1] Dimensjonering av løftemekanismen med hensyn til flyting og knekking skal gjøres. Sikkerhetsfaktoren mot flyting er $n_f=1.8$. [4] Materiale som brukes er S355. Verdiene til S355 står i tabellen nedenfor. Dette er verdier for $40 < t \leq 80$ mm.

Tabell 3.2.1 Materialegenskaper av S355 [4]

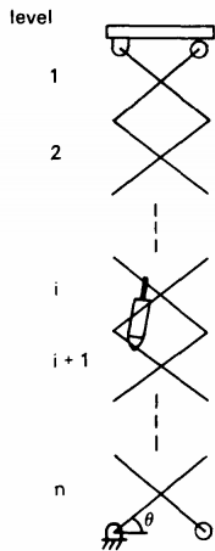
Navn	R_m (strekfasthet i MPa)	Flytegrense R_{eH} (MPa)	Utmattingsgrense σ_D (MPa)	Tetthet ρ (kg/m ³)	Youngs modulus E (GPa)
S355	470	335	0+-240, 190+-190	7850	210

Støttene i løftemekanismen er uniforme i lengde. Kraftene som virker på løftemekanismen vises i figur 3.2.1.



Figur 3.2.1 Viser sakseliften i n-nivåer, og 6 ulike krefter som blir påført i x-, y- og z-retning. H er en erstatning av F for lineære krefter. M er momentet, d er lengden, θ = vinkel. [5]

Løftesystemet har 4 nivåer. For å finne reaksjonskreftene til pin leddene starter man øverst og går nedover, som vist i figur 3.2.2.



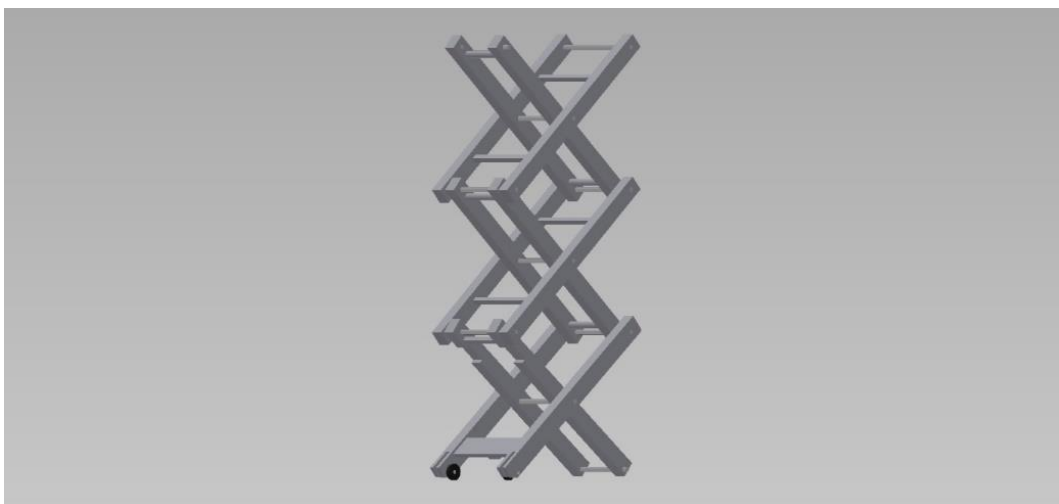
Figur 3.2.2 Sakseliften delt inn i n nivåer [5]

Den totale lasten W_{y-tot} som virker sentralt på løftesystemet i y -aksen i negativ retning, er

$$W_{y-tot} = (m_{plattform} + m_{total\ arbeidere\ og\ utstyr}) * g = (735.97kg + 210kg) * \frac{9.81m}{s^2} = 9280N$$

Forbindelsen mellom plattformen og toppen av støttene til løftemekanismen er gjort gjennom å feste rullere foran på toppen av støttene og feste pins bak på toppen av støttene.

Figur 3.2.3 viser et design av løftesystemet.



Figur 3.2.3 Design av løftemekanisme [3]

For hver støtte på toppen av løftemekanismen blir det påført en fjerdedel av den totale lasten.

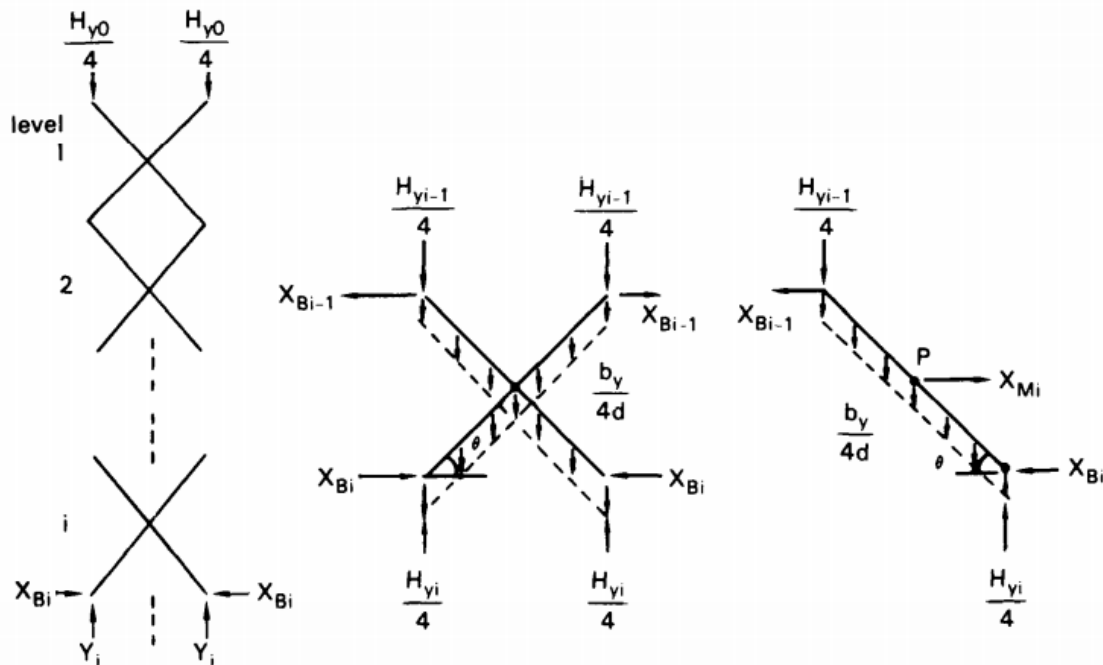
$$W_{toppen} = \frac{W_{y-tot}}{4} = \frac{9280N}{4} = 2320N \quad (3.2.1)$$

Siden lasten er sentrert trenger man bare å analysere kreftene som virker fra en side fordi kreftene er identiske fra motsatt side. Det fungerer en positiv last av vekten til støttene i negativ y-retning, B_y . Den totale lasten som virker på hvert nivå i løftemekanismen er gitt ved denne formelen,

$$W_{n-y-tot} = W_{toppen} + \frac{nB_y}{4} = W_{toppen} + \frac{n(m_{støtte} * g)}{4} \quad [5]$$

Symboler; n = nivå, B_y = vekten av støtten til løftemekanismen, W_{toppen} = Lasten som fungerer på toppen av løftemekanismen.

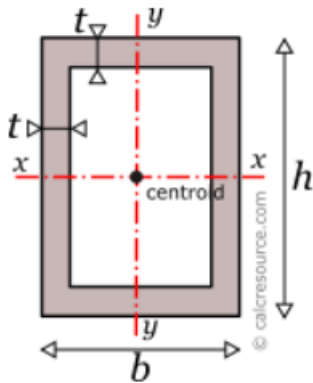
Figur 3.2.4 viser kraftdiagrammet til sakseliften.



Figur 3.2.4 Diagram av krefter som virker på sakseliften. H_{y0} er lasten fra plattformen, b_y er vekten av støtten, H_{yi} er lasten fra plattformen og vekten av støtten per nivå, X_{bi} er reaksjonskraften i x-aksen, Y_i er reaksjonskraften i y-aksen [5]

Lengden til støttene er 2 meter, $L = 2$ m. Ifølge figur 3.2.5 er arealet til støtten gitt ved

$$A = bh - b_i h_i = bh - (b - 2t)(h - 2t) \quad (3.2.2) [6]$$



Figur 3.2.5 Areal av et rektangulært rør [6]

Bredden er $b=0.040$ m og høyden er $h=0.090$ m. For å finne arealet for et rektangulært tverrsnitt benytter man seg av von-mises hypotese.

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau_v^2} \quad [4]$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{w_b} = \frac{6FL}{Ab} \quad [4]$$

$$\tau_v = \frac{M_v}{w_v} = \frac{6F}{A} \quad [4]$$

$$\sigma_e = \frac{ReH}{n_f} = \frac{335\text{MPa}}{1.8} = 186.1\text{MPa} \quad [4]$$

$$A = \sqrt{\frac{36F^2L^2}{b^2\sigma_e^2} + \frac{108F^2}{\sigma_e^2}} \quad [4]$$

$F=W_{toppen}=2320\text{N}$, $L=2\text{m}$, $\sigma_e=186.1 \cdot 10^6\text{Pa}$ og $b=0.040\text{m}$. Setter man inn verdien i formelen for arealet blir $A=0.00374\text{m}^2$. For å finne tykkelsen bruker man formel 3.2.2.

$$A = bh - b_i h_i = bh - (b - 2t)(h - 2t)$$

Tykkelsen blir $t= 0.047\text{m}$

For å finne massen bruker man formel 3.2.3.

$$m = \rho AL \quad (3.2.3) [2]$$

$\rho=7850 \text{ kg/m}^3$, $A=0.00374 \text{ m}^2$, $L=2 \text{ m}$

Setter man inn verdiene i formel 3.2.3 får man at massen til en støtte er $m= 58,7 \text{ kg}$.

For å finne knekklasten til støtten med et rektangulært hulprofil bruker man formelene 3.2.4, 3.2.5, 3.2.6 og 3.2.7

$$F_e = \frac{C^2 \pi^2 EI}{L^2} \quad (3.2.4) [4]$$

$$L_k = \frac{L}{C} \quad (3.2.5) [4]$$

$$I = \frac{bh}{12} (b^2 + h^2) \quad (3.2.6) [4]$$

$$F_e = \frac{\pi^2 E b h}{12 L_k^2} * (b^2 + h^2) \quad (3.2.7) [4]$$

Symboler; I=arealtrehetsmoment, F_e =Eulerlasten, C=innspenningskonstant, L=avstand mellom innspenningspunkter, E=Elastisitetsmodul, L_k =knekk lengde, b= bredde til støtte, h=høyde til støtte.

$E=210 \cdot 10^9$ Pa, $L_k=L$ (antar Eulertilfelle II) =2 m [4], b=0.040 m, h=0.090 m.

Setter man verdiene inn i formel 3.2.7 får man at $F_e = 1\,507\,829$ N. Den lovlige aksiallasten F_{maks} finner man ved å bruke en sikkerhetsfaktor mot knekking på $n_k=2$. [4]

$$F_{maks} \leq \frac{F_e}{n_k} \leq \frac{1\,507\,829 \text{ N}}{2} \leq 753\,914 \text{ N} \quad (3.2.8) [4]$$

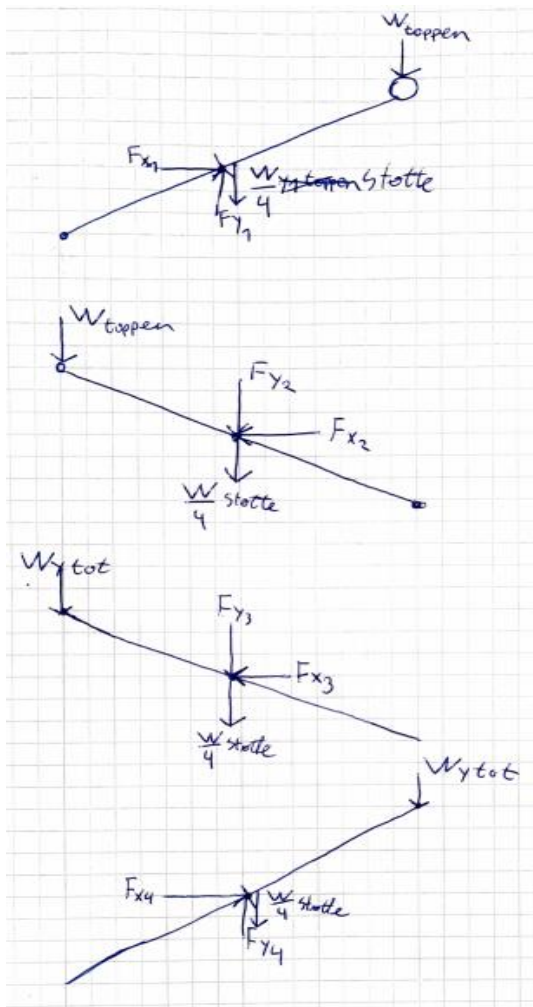
Eulerspenningen til støtten er gitt ved formel 3.2.9.

$$\sigma_E = \frac{F_E}{A} = \frac{1\,507\,829 \text{ N}}{0.00374 \text{ m}^2} = 403.2 \text{ MPa} \quad (3.2.9) [4]$$

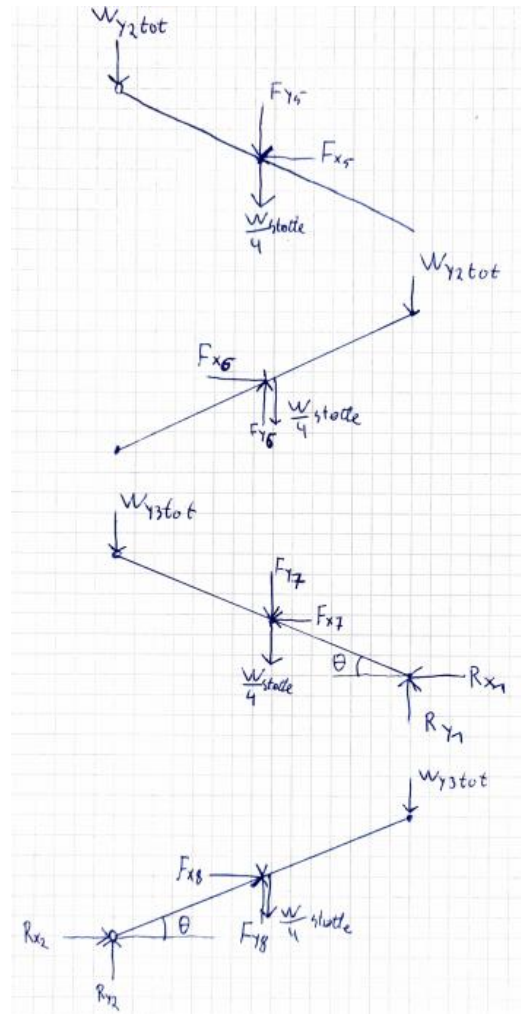
Det lovlige spenningen σ_{maks} er gitt ved formel 3.2.10.

$$\sigma_{maks} = \frac{F_{maks}}{A} = \frac{753\,914 \text{ N}}{0.00374 \text{ m}^2} = 201.6 \text{ MPa} \quad (3.2.10) [4]$$

For å finne reaksjonskreftene til pin leddene i hvert nivå i deler man sakseliften i fire. Man starter med å analysere toppen av sakselifter der lasten er kjent, deretter beveger man seg nedover. Figur 3.2.6 og figur 3.2.7 viser kreftene som virker på n=4 nivåer.



Figur 3.2.5 Kraftdiagram av løftesystem



Figur 3.2.6 Kraftdiagram av løftesystem

Dermed kan man finne $\Sigma F_{xn} = 0$, $\Sigma F_{yn} = 0$, $\Sigma F_{zn} = 0$, $\Sigma M = 0$. [5] For $n=1$ får man at summen av kreftene er;

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_{x1} + F_{x2} = 0$$

$$F_{x1} = -F_{x2}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$W_{toppen} + \frac{W_{stotte}}{4} - F_{y1} = 0$$

$$F_{y1} = W_{toppen} + \frac{W_{stotte}}{4} = 2320N + \frac{58.7kg * 9.81m/s^2}{4}$$

$$F_{y1} = 2464N$$

$\Sigma M_{n1} = 0$ retning mot klokka er positiv

$$-F_{x1} * \frac{L \sin \theta}{2} - W_{toppen} * L \cos \theta - \frac{W_{støtte}}{4} * \frac{L \cos \theta}{2} + F_{y1} * \frac{L \cos \theta}{2} = 0$$

$$F_{x1} = -2 * W_{toppen} * \frac{1}{\tan \theta} - \frac{W_{støtte}}{4} * \frac{1}{\tan \theta} + F_{y1} * \frac{1}{\tan \theta}$$

$L=2\text{m}, F_{y1} = 2464\text{N}, \theta_{maks} = 40, W_{toppen}=2320\text{N}, W_{støtte}=575.8\text{N}$

$$F_{x1} = 2334,3 \text{ N}$$

$$F_{x2} = -F_{x1} = -2334,3 \text{ N}$$

For $n=2$ er summen av likningene til reaksjonskreftene fra pin leddene slik;

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_{x3} + F_{x4} = 0$$

$$F_{x3} = -F_{x4}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$W_{y-tot} + \frac{W_{støtte}}{4} - F_{y3} = 0$$

$$F_{y3} = W_{y-tot} + \frac{W_{støtte}}{4} = 2464\text{N} + \frac{58.7\text{kg} * 9.81\text{m/s}^2}{4}$$

$$F_{y3} = 2608\text{N}$$

$\Sigma M_{n2} = 0$ retning mot klokka er positiv

$$-F_{x3} * \frac{L \sin \theta}{2} - W_{y-tot} * L \cos \theta - \frac{W_{støtte}}{4} * \frac{L \cos \theta}{2} + F_{y3} * \frac{L \cos \theta}{2} = 0$$

$$F_{x3} = -2 * W_{y-tot} * \frac{1}{\tan \theta} - \frac{W_{støtte}}{4} * \frac{1}{\tan \theta} + F_{y3} * \frac{1}{\tan \theta}$$

$L=2\text{m}, F_{y3} = 2608\text{N}, \theta_{maks} = 40, W_{y-tot}=2464\text{N}, W_{støtte}=575.8\text{N}$

$$F_{x3} = 2205,4 \text{ N}$$

$$F_{x4} = -F_{x3} = -2205,4 \text{ N}$$

For n=3 er summen er likningene til reaksjonskreftene fra pin leddene slik;

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_{x5} + F_{x6} = 0$$

$$F_{x6} = -F_{x5}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$W_{y-tot} + \frac{W_{støtte}}{4} - F_{y6} = 0$$

$$F_{y6} = W_{y-2-tot} + \frac{W_{støtte}}{4} = 2608N + \frac{58.7kg * 9.81m/s^2}{4}$$

$$F_{y6} = 2751,9N$$

$$\Sigma M_{n3} = 0 \text{ retning mot klokka er positiv}$$

$$-F_{x6} * \frac{L \sin \theta}{2} - W_{y-2-tot} * L \cos \theta - \frac{W_{støtte}}{4} * \frac{L \cos \theta}{2} + F_{y6} * \frac{L \cos \theta}{2} = 0$$

$$F_{x6} = -2 * W_{y-2-tot} * \frac{1}{\tan \theta} - \frac{W_{støtte}}{4} * \frac{1}{\tan \theta} + F_{y6} * \frac{1}{\tan \theta}$$

$$L=2m, F_{y6} = 2751,9N, \theta_{maks} = 40, W_{y-2-tot} = 2608N, W_{støtte} = 575.8N$$

$$F_{x6} = 2231,3N$$

$$F_{x5} = -F_{x6} = -2231,3 N$$

For n=4 er likningene til reaksjonskreftene fra pin leddene slik;

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_{x8} + R_{x2} = 0$$

$$F_{x8} = -R_{x2}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$W_{y-3-tot} + \frac{W_{støtte}}{4} - F_{y8} = 0$$

$$F_{y8} = W_{y-3-tot} + \frac{W_{støtte}}{4} = 2571.9N + \frac{58.7kg * 9.81m/s^2}{4}$$

$$F_{y8} = 2895.8N$$

$\Sigma M_{n4} = 0$ retning mot klokka er positiv

$$-F_{x8} * \frac{L \sin \theta}{2} + W_{y-3-tot} * L \cos \theta + \frac{W_{støtte}}{4} * \frac{L \cos \theta}{2} + F_{y8} * \frac{L \cos \theta}{2} = 0$$

$$F_{x8} = -2 * W_{y-3-tot} * \frac{1}{\tan \theta} - \frac{W_{støtte}}{4} * \frac{1}{\tan \theta} + F_{y8} * \frac{1}{\tan \theta}$$

$L=2\text{m}, F_{y8} = 2895.8\text{N}, \theta_{maks} = 40, W_{y-3-tot}=2571.9\text{N}, W_{støtte}=575.8\text{N}$

$$F_{x8} = 2720,8 \text{ N}$$

$$R_x = -F_{x8} = -2720,8 \text{ N}$$

$$R_y = \frac{W_{y-4-tot}}{4} = 2895.8\text{N}$$

Dette er reaksjonskreftene som fungerer på pin leddene, uten påvirkning fra den lineære aktuatoren.

Materiale som brukes til pin leddene er S355. For å finne pin diameteren regnes den lovlige skjærspenningen ut. En sikkerhetsfaktor mot brudd på $n_b=1.3$ skal brukes. [4] Formel 3.2.11 brukes.

$$\tau_{lov} \leq \frac{R_m}{n_b} \quad (3.2.11) [4]$$

$R_m=470\text{MPa}, n_b=1.3.$

Settes verdiene inn i 3.2.11 blir den lovlige skjærspenningen $\tau_{lov} \leq 362\text{MPa}.$

Pin diameteren med hensyn til den lovlige skjærspenningen og kraften fra den lineære aktuatoren regnes ut ved å bruke formel 3.2.12 og 3.2.13

$$\tau_{lov} = \frac{F_{maks-sluttvinkel}}{A} = \frac{4F_{maks-sluttvinkel}}{\pi d^2} \quad (3.2.12) [4]$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * F_{maks-sluttvinkel}}{\pi * \tau_{lov}}} \quad (3.2.13) [4]$$

$F_{maks-sluttvinkel}=18674 \text{ N}$ (fra formel 3.3.1), $\tau_{lov}=362 \text{ MPa}$

Settes verdiene inn i formel 3.2.13 blir pin diameteren $d=8.1\text{mm}$

Til slutt må det statiske velting momentet til sakseliften når den er helt forlenget regnes ut.

For at et velte moment skal oppstå må det være en horisontal kraft som virker på sakseliften i x- og z-retningen. For å finne velting momentet i x- og z-retningen bruker man formlene 3.2.14 og 3.2.15.

$$M_{rx} = \frac{F_{maks-sluttvinkel}}{b} * L * h \quad (3.2.14) [7]$$

$$M_{rz} = \frac{F_{maks-sluttvinkel}}{L} * b * h \quad (3.2.15) [7]$$

Symboler; L= lengden til plattform, b= bredden til plattform, h= høyden til sakseliften.

Lengden til plattformen er L=1.2 m, bredden til plattformen er b=0.80 m,

$F_{maks-sluttvinkel}$ =18674 N, høyden til sakseliften er h=7 m. Setter man alle verdiene inn i formel 3.2.14 og 3.2.15 får man at velting momentet i x-retning er M_{rx} = 196 077 Nm og velting momentet i z-retning er M_{rz} = 87 145 Nm. Når man har funnet velting momentet kan motstandsmomentet fra hjulene regnes ut. En sikkerhetsfaktor på n_m = 1.5 skal brukes. [4]

Motstandsmomentet i x- og z-retning regnes ut ved å bruke formel 3.2.16 og 3.2.17

$$M_{mx} = M_{rx} * n_m \quad (3.2.16) [7]$$

$$M_{mz} = M_{rz} * n_m \quad (3.2.17) [7]$$

Symboler; M_{rx} = velting moment i x-retning, M_{rz} = velting moment i z-retning, M_{mx} = motstandsmoment i x-retning og M_{mz} = motstandsmoment i z-retning.

Setter man verdiene inn i formel 3.2.16 og 3.2.17 blir motstandsmoment i x-retning

M_{mx} = 294 116 Nm og motstandsmoment i z-retning er M_{mz} = 130 718 Nm. Tabell 3.2.2 viser dimensjonene, knekklast, knekkspenning, maks last og maks spenning til støtten. Tabell 3.2.3 viser reaksjonskreftene, tabell 3.2.4 viser velting moment i x- og z-retning og motstandsmomentet i x- og z-retning.

Tabell 3.2.2 Dimensjoner, knekklast, maks last, knekkspenning og lovlig spenning til støttene i løftemekanismen.

Løftesystem	Bredde (mm)	Høyde (mm)	Tykkelse (mm)	Areal (mm ²)	Knekklast (kN)	Maks last(kN)	Knekkspenning (MPa)	Lovlig spenning (Mpa)
Støtte	40	90	47	3740	1508	754	403.2	201.6

Tabell 3.2.3 Reaksjonskrefter, diameter, strekkfasthet og lovlig skjærspenning til pin leddene i n nivåer.

Ulike nivåer	Krefter i x-retning (kN)	Krefter i y-retning (kN)	Pin diameter (mm)	Strekkfasthet (MPa)	Lovlig skjærspenning (MPa)
N=1	$F_{x1} = 2.3$ $F_{x2} = -2.3$	$F_{y1} = 2.5$	8.1	470	362
N=2	$F_{x3} = 2.2$ $F_{x4} = -2.2$	$F_{y3} = 2.6$	8.1	470	362
N=3	$F_{x6} = 2.2$ $F_{x5} = -2.2$	$F_{y6} = 2.8$	8.1	470	362
N=4	$F_{x8} = 2.7$ $R_x = -2.7$	$R_y = 2.9$	8.1	470	362

Tabell 3.2.4 Velting moment i x- og z-retning fra plattformen og motstandsmoment i x- og z-retning fra hjulet

Komponent	Velting moment i x-retning (kNm)	Velting moment i z-retning (kNm)	Motstandsmoment i x-retning (kNm)	Motstandsmoment i z-retning (kNm)
Hjul	196	87.1	294	131

3.3 Design og dimensjonering av kuleskrue

Kuleskruen fungerer som en lineær aktuator, og skal løfte og senke sakseliften. Det er to kuleskruer som er festet til bunnen av løftemekanismen. For å finne kraften som trengs for å holde sakseliften bruker man denne formelen,

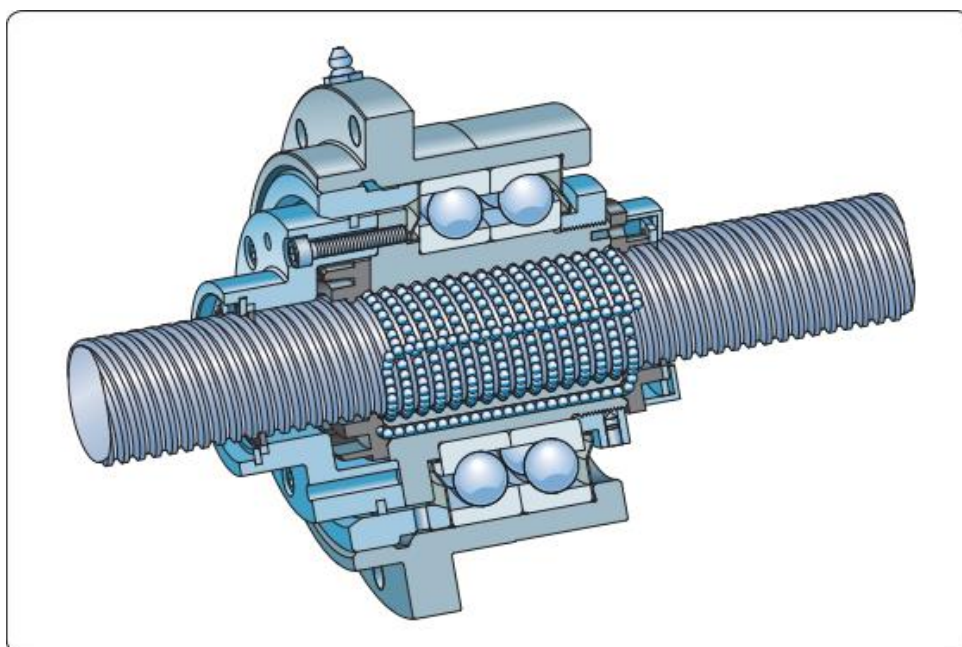
$$F_{maks-sluttvinkel} = -\frac{n}{2 \tan \theta} * \left(W_{toppen} + \frac{W_{støtte}}{2} \right) = \frac{-16}{2 * \tan 40} * \left(2320N + \frac{575,8N}{2} \right) = 18674 N \quad (3.3.1)$$

[5]

n =antall støtter i løftesystemet, W_{toppen} = den totale lasten som virker på toppen av løftesystemet, θ = vinkel til sakselift, $W_{støtte}$ = vekten av støtten.

Resultatet av formelen bestemmer kraften som trengs for å holde sakseliften. Kuleskruen består av en skrueaksel, et kulelager og en mutter.

Kulelagerets oppgave er å holde fast en roterende skrueaksel. En indre ring er festet til den roterende skrueakselen mens den ytre ringen er festet til et hjulnav. I tillegg er det en kuleholder i kulelageret. Mellom den ytre og indre ringen roterer kulene og beveger seg i spor. Meningen med kulelageret er å redusere roterende friksjonen og støtte radiale og aksiale laster. Figur 3.3.1 viser hvordan en kuleskrue ser ut.



Figur 3.3.1 Kuleskruen består av en skrueaksel, et kulelager og en mutter [8].

For å velge en riktig kuleskrue er det noen steg man må følge. Det første er komme med betingelser til kuleskruen. Deretter estimere lengden av skrueakselen. I tillegg regne ut den gjennomsnittlige aksiallasten. Levetiden til kuleskruen regnes ut og brukes til å velge kuleskrue. Lovlig og kritisk aksiallast og turtall skal regnes ut. Til slutt skal stivheten til kuleskruen regnes ut. [9]

Farten er $v=1.0\text{m/s}$ til kuleskruene, friksjonen er $\mu=0.003$, akselerasjons- og deakselerasjonstiden er $t=0.25\text{s}$, slaglengden er $l_s=1.0\text{m}$, legden til kuleskruen er $L=1.2\text{m}$. [8]
 Akselerasjonen finner man ved å bruke denne formelen,

$$a = \frac{v}{t} = \frac{0.1\text{m/s}}{0.25\text{s}} = 0.4\text{m/s}^2 \quad [9]$$

Friksjonskraften uten last får man ved å bruke denne formelen,

$$F_f = -\mu \frac{(m_{\text{plattform}} + \frac{m_{\text{støtte}}}{2})n \cdot g}{2 \cdot \tan\theta} = 161.3\text{N} \quad [9]$$

Aksialkraften med akselerasjon fremover finner man ved å benytte newtons andre lov,

$$F_{a1} = \mu * F_{\text{maks-sluttvinkel}} + F_f - \frac{(m_{\text{plattform}} + m_{\text{2arbeidere-utstyr}} + \frac{m_{\text{støtte}}}{2})n \cdot a}{2 \cdot \tan\theta} = 30111\text{N} \quad [9]$$

Der $n=16$, $F_{\text{maks-sluttvinkel}}= 18674\text{N}$, $F_f=161.3\text{N}$, $m_{\text{plattform}}=736\text{kg}$, $m_{\text{2arbeidere-utstyr}}=210\text{kg}$, $m_{\text{støtte}}=58.7\text{kg}$ $\theta=40^\circ$, $a=0.4\text{ m/s}^2$, $\mu=0.003$, $g= 9.81\text{m/s}^2$

Aksialkraften med uniform fart fremover er lik,

$$F_{a3} = \mu * F_{\text{maks-sluttvinkel}} + F_f = 217.3\text{N} \quad [9]$$

Aksialkraften med deakselerasjon fremover er lik,

$$F_{a5} = \mu * F_{\text{maks-sluttvinkel}} + F_f + \frac{(m_{\text{plattform}} + m_{\text{2arbeidere-utstyr}} + m_{\text{støtte}})n \cdot a}{2 \cdot \tan\theta} = -25760\text{N} \quad [9]$$

Aksialkraften med akselerasjon bakover er lik

$$F_{a2} = -\mu * F_{\text{maks-sluttvinkel}} - F_f + \frac{(m_{\text{plattform}} + m_{\text{2arbeidere-utstr}} + m_{\text{støtte}})n \cdot a}{2 \cdot \tan\theta} = -30111\text{N} \quad [9]$$

Aksialkraften med uniform fart bakover er lik,

$$F_{a4} = -\mu * F_{\text{maks-sluttvinkel}} - F_f = -217.3\text{N} \quad [9]$$

Aksialkraften med deakselerasjon bakover er lik,

$$F_{a6} = -\mu * F_{\text{maks-sluttvinkel}} - F_f - \frac{(m_{\text{plattform}} + m_{\text{2arbeidere-utstr}} + m_{\text{støtte}})n \cdot a}{2 \cdot \tan\theta} = 25760\text{N} \quad [9]$$

Arbeidsdistansen med akselerasjon er lik,

$$l_{aks} = \frac{v \cdot t_1}{2} = \frac{\frac{0.1m}{s} \cdot 0.25s}{2} = 0.0125 \text{ m [9]}$$

Arbeidsdistansen med uniform fart er lik,

$$l_{uni} = l_s - \frac{v \cdot t_1 + v \cdot t_2}{2} = 1.0m - \frac{\frac{1.0m}{s} \cdot 0.25s + \frac{1.0m}{s} \cdot 0.25s}{2} = 0.975 \text{ m [9]}$$

Arbeidsdistansen med deakselerasjon er lik,

$$l_{deaks} = \frac{v \cdot t_2}{2} = \frac{\frac{1m}{s} \cdot 0.25s}{2} = 0.0125m \quad [9]$$

Tabell 3.3.1 viser aksiallast og distanse til kuleskruens bevegelse.

Tabell 3.3.1 Aksiallast og distanse

Bevegelse	Aksiallast (F_{ai})(N)	Distanse (l_i)(m)
Akselerasjon fremover	30111	0.0125
Akselerasjon bakover	-30111	0.0125
Uniform fart fremover	217.3	0.975
Uniform fart bakover	-217.3	0.975
Deakselerasjon fremover	-25760	0.0125
Deakselerasjon bakover	25760	0.0125

For å finne den gjennomsnittlige aksialkraften bruker man formlene 3.3.2, 3.3.3 og 3.3.4

$$F_{a-gjennomsnitt+} = \sqrt[3]{\frac{\sum_i F_{ai+}^3 l_{i+}}{\sum_i l_i}} = \sqrt[3]{\frac{F_{a1}^3 l_{aks} + F_{a3}^3 l_{uni} + F_{a6}^3 l_{deaks}}{l_{aks} + l_{aks} + l_{uni} + l_{uni} + l_{deaks} + l_{deaks}}} = 6522 \text{ N} \quad (3.3.2) [9]$$

$$F_{a-gjennomsnitt-} = \sqrt[3]{\frac{\sum_i |F_{ai-}|^3 l_{i-}}{\sum_i l_i}} = \sqrt[3]{\frac{|F_{a2}^3| l_{aks} + |F_{a4}^3| l_{uni} + |F_{a5}^3| l_{deaks}}{l_{aks} + l_{aks} + l_{uni} + l_{uni} + l_{deaks} + l_{deaks}}} = 6522 \text{ N} \quad (3.3.3) [9]$$

$$F_{a-gjennomsnitt} = \frac{F_{a-gjennomsnitt+} + F_{a-gjennomsnitt-}}{2} = \frac{6522 + 6522}{2} = 6522 \text{ N} \quad (3.3.4) [9]$$

Kuleskruen skal forlenge og trekke løftmekanismen derfor er det viktig å velge riktig kuleskrue. Ved å regne ut den nominelle levetiden L_{10} til kuleskruen og finne det dynamiske bæretallet C_a kan valg av kuleskrue gjøres.

Sakseliften benyttes i 10 år, 40 uker i året, 20 timer i uken.[1] Turtallet fra motoren er $n=1000$ o/min. Kuleskruen skal ha en sviktsannsynlighet på 1%. Disse formlene brukes.

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{F_{a-gjennomsnitt} f_w} \right)^3 \quad (3.3.5) \quad [4]$$

$$L_p = K_p L_{10} \quad (3.3.6) \quad [4]$$

$$L_{10} = \frac{L_p}{K_p} \quad (3.3.7) \quad [4]$$

$$C_a = \sqrt[3]{L_{10} f_w F_{a-gjennomsnitt}} \quad (3.3.8) \quad [4]$$

Der K_p = levetidsfaktoren, L_{10} =nominell levetid i antall millioner omdreininger der sviktsannsynligheten er 10%, L_p =levetid i antall millioner omdreininger gitt at sviktsannsynligheten er mindre enn 10%, n =turtall i o/min, C_a =dynamisk bæretall, f_w =lastfaktor

Vibrations/ impact	Speed(V)	f_w
Faint	Very low $V \leq 0.25$ m/s	1 to 1.2
Weak	Slow $0.25 < V \leq 1$ m/s	1.2 to 1.5
Medium	Medium $1 < V \leq 2$ m/s	1.5 to 2
Strong	High $V > 2$ m/s	2 to 3.5

Figur 3.3.1 Tabell av lastfaktor f_w [9]

Tabell 5-3. Levetidsfaktoren K_p

Sviktsannsynlighet (p_s)	50	10	5	4	3	2	1
Pålitelighet (p_a)	50	90	95	96	97	98	99
Levetidsfaktor K_p	5,2	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Figur 3.3.2 Tabell av levetidsfaktoren K_p [4]

Levetidsfaktoren for en sviktsannsynlighet for 1 % er $K_p=0.21$, fra figur 3.3.2. Lastfaktoren er $f_w=1$, fra figur 3.3.1. Gjennomsnitts aksiallasten er $F_{a-gjennomsnitt}=6522$ N. Den nominelle levetiden ved $n=1000$ o/min er,

$$L_p = 1000 \frac{o}{min} * \frac{60min}{t} * \frac{20t}{uke} * \frac{40uke}{år} * 10år * 10^{-6} = 480 \text{ millioner omdreininger} \quad (3.3.9) \quad [4]$$

Setter man verdiene inn i formelen 3.3.7 får man at $L_{10}=2286$ millioner omdreininger.

Deretter brukes formel 3.3.8 det dynamiske bæretallet blir $C_a=85920$ N

For å velge kuleskrue bruker man figur 3.3.3, og ut ifra det beregnede dynamiske bæretallet $C_a=86$ kN velger man kuleskrue SLT/TLT 50x50 R

Nominal diameter	Lead (right hand)	Ball screw capacities				Bearing		Rotating nut			Designation	
		SL Basic load ratings		TL Basic load ratings		Basic load ratings		Max trans- missible torque	Max trans- missible axial load	Inertia with pulley support	Mass	
d_0	P_h	C_a	C_{0a}	C_a	C_{0a}	C_a	C_{0a}					
mm	mm	kN				kN		Nm	kN	kgmm ²	kg	-
25	20	39,5	96,6	21,8	48,3	61,8	56	180	68,3	1 012	4,5	SLT/TLT 25*20 R
	25	33,5	80,5	18,5	40,2	61,8	56	180	68,3	1 023	4,6	SLT/TLT 25*25 R
32	20	49,9	141,2	27,5	70,6	78	76,5	209	107	1 935	7,2	SLT/TLT 32*20 R
	32	32,1	87,3	17,6	43,7	78	76,5	209	87,3	1 919	7,1	SLT/TLT 32*32 R
	40	30	81,7	16,5	40,8	78	76,5	209	81,7	1 949	7,1	SLT/TLT 32*40 R
40	20	54,6	176,7	30,1	88,3	93,6	91,5	240	116	3 095	7,5	SLT/TLT 40*20 R
	40	53,3	133,8	29,4	66,9	114	118	246	93,3	3 784	8,4	SLT/TLT 40*40 R
50	50	94,8	238,2	52,3	119,1	156	166	803	162	11 482	15,5	SLT/TLT 50*50 R

Figur 3.3.3 Eksempler på kuleskruer fra SFK [8]

Ved normaldrift skal den aksielle lasten ikke overstige 50% av det statiske bæretallet C_{0a} .

$$F_a \leq 0.5C_{0a} \leq 0.5 * 238.2 \text{ kN} \leq 119.1 \text{ kN} \quad (3.3.10) [4]$$

$F_{a1}=6.5$ kN (fra formell 3.3.3) ≤ 119.1 kN dermed er valget av kuleskruen tilstrekkelig.

For å finne knekklasten til kuleskruen bruker man formlene 3.3.11, 3.3.12, 3.3.13 og 3.3.14

$$F_e = \frac{\lambda C^2 \pi^2 EI}{L^2} \quad (3.3.11) [10]$$

$$L_k = \frac{L}{C} \quad (3.3.12) [10]$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (3.3.13) [10]$$

Symboler; I=arealtreghetsmoment, F_e =Eulerlasten, C=innspenningskonstant, L=avstand mellom innspenningspunkter, E=Elastisitetsmodul, L_k =knekk lengde, λ =kuleskrue støtte faktor. Den ene endene av kuleskruen er festet mens den andre holdes av en støtte dermed er $\lambda=2$ [10]

$$F_e = \frac{\lambda \pi^3 E d^4}{64 L_k^2} \quad (3.3.14) [10]$$

$E=210 \cdot 10^9$ Pa, $L_k=L$ (antar Eulertilfelle II) =1.2m, $\lambda=2$, $d=0.050$ m (fra figur 3.3.3).

Setter man verdiene inn i formel 3.3.14 får man at $F_e= 883 154$ N. Den lovlig aksiallasten

F_{maks} finner man ved å bruke en sikkerhetsfaktor mot knekking på $n_k=2$. [4]

$$F_{maks} \leq \frac{F_e}{n_k} \leq \frac{883\,154\text{ N}}{2} \leq 441\,577\text{ N} \quad (3.3.15) [4]$$

Eulerspenningen er gitt ved formel 3.3.16.

$$\sigma_E = \frac{F_E}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{1\,507\,829\text{ N}}{\frac{\pi 0.050^2\text{ m}^2}{4}} = 767.9\text{ MPa} \quad (3.3.16) [4]$$

Den lovlige spenningen σ_{maks} regnes ut ved å bruke formel 3.3.17.

$$\sigma_{maks} \leq \frac{\sigma_E}{n_k} = \frac{767.9\text{ MPa}}{2} = 384\text{ MPa} \quad (3.3.17) [4]$$

For å finne maks dreiemoment til kuleskruen bruker man von-mises hypotese.

$$\sigma_{maks} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_{rotasjon}^2} \quad [10]$$

Aksialspenningen er gitt ved denne formelen,

$$\sigma_a = \frac{F_a}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad (3.3.18) [10]$$

Skjærspenningen er gitt ved denne formelen,

$$\tau_{rotasjon} = \frac{2T_{maks}}{\frac{\pi d^3}{4}} \quad (3.3.19) [10]$$

Symboler; σ_a =aksialspenning, $\tau_{rotasjon}$ =skjærspenning, σ_e =ekvivalent spenning,

R_e =flytegrense, π =pi, T_{maks} =maks dreiemoment

Setter man inn formelen for aksialspenning og skjærspenning inn i von-mises hypotese kan dreiemomentet T_{maks} regnes ut,

$$T_{maks} = \sqrt{\frac{\sigma_{maks}^2 \pi^2 d^6}{192} - \frac{F_a^2 d^2}{12}} \quad (3.3.20) [10]$$

$F_a=6522\text{ N}$, $\sigma_{maks}=384 * 10^6\text{ Pa}$, $d=0.050\text{ m}$, π =pi

Settes alle verdiene inn formel 3.3.20 får man at maks dreiemoment er $T_{maks}=10\,882\text{ Nm}$.

Dreiemomentet til kuleskruen med en teoretisk virkningsgrad på $\eta = 0.90$ fås ved å bruke formel 3.3.21.

$$T_{90\%} = \frac{F_a s}{2\pi\eta} \quad (3.3.21) [10]$$

Symboler; T=dreiemoment, η =virkningsgrad, s=stigning og F_a =aksiallast. $\eta=0.90$, $s=0.050$ m, og $F_a=6522$ N.

Legges verdiene inn i formel 3.3.21 får man at $T_{90\%}=57.7$ Nm

Når kuleskruen ankommer det kritiske turtallet n_c kommer den til å bli ustabil på grunn av resonans som er forårsaket av naturlig frekvens. [11] Ved det kritiske turtallet vibrerer og bøyer kuleskruen i store mengder som fører til ødeleggelse av kuleskruen. For å finne det lovlige turtallet anbefales det å en sikkerhetsfaktor på $n_t=1.25$ [11]. Det lovlige turtallet er gitt ved formel 3.3.22 og 3.3.23

$$n_c = \frac{60\lambda^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (3.3.22) [11]$$

$$n_{maks} = \frac{n_c}{n_t} \quad (3.3.23) [11]$$

Symboler; L=lengde av kuleskruen=1.2 m, E=elastisitetsmodul= $210 \cdot 10^9$ Pa,

I =arealtreghetsmoment= $\frac{\pi d^4}{64}$, ρ =tetthet= 7850 kg/m³, n_t =sikkerhetsfaktor=1.25, λ = kuleskrue støtte faktor. Den ene endene av kuleskruen er festet mens den andre holdes av en støtte dermed er $\lambda=1.25\pi$ [11], A =areal= $\frac{\pi d^2}{4}$, d =diameter til kuleskrue=0.050 m.

Setter man verdiene inn i formel 3.3.22 får man at det kritiske turtallet er $n_c= 6612$ o/min.

Legges det kritiske turtallet inn i formel 3.3.23 får man at det lovlige turtallet er $n_{maks}=5289$ o/min

Det siste som mangler er å regne ut stivheten og deformasjonen til kuleskruen. Formlene man bruker er,

$$\delta_{maks} = \frac{F_{maks}}{k} \quad (3.3.24) [10]$$

$$k = \frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_l} + \frac{1}{k_m} \quad (3.3.25) [10]$$

Symboler; δ_{maks} =maks nedbøying, k =stivhet, k_s =stivhet til skrueaksel, k_l =stivhet til kulelager, k_m =stivhet til mutter, E=elastisitetsmodul, F_a =aksiallast, C_a =dynamisk bæretall til mutter L_s =kuleskrue lengde.

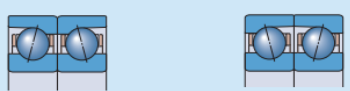
For å finne stivheten til skrueakselen bruker man formel 3.3.26.

$$k_s = \frac{AE}{L_s} = \frac{\frac{\pi \cdot 0.05^2}{4} \cdot 210 \cdot 10^9 \text{ Pa}}{1.2 \text{ m}} = 343612 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (3.3.26) [4]$$

Stivheten blir $k_s = 343612 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$.

En 72-serie med vinkelkulelager er montert på mutteren. Siden en 72-serie-vinkelkulelager er montert på mutteren oppstår det en forspenningskraft. Stivheten til 72-serie vinkelkulelageret er delt inn i fire forspenningsgrupper. Den første er klasse A som er for veldig lett forspenning. Den andre er klasse B, for lett forspenning. Den tredje er klasse C, for moderat forspenning. Den siste gruppen er klasse D, for tung forspenning. Forspenningen er avhengig av kontakt vinkelen og størrelsen til kulelageret. Kontakt vinkelen er $\alpha = 15^\circ$. Bore diameteren er $d = 50 \text{ mm}$. [8] For å finne stivheten til vinkelkulelageret benytter man seg av figur 3.3.4. Klassen man velger er D for 72 ACD (E 200 CE3) fordi det virker en stor forspenning. Da får man at stivheten til vinkelkulelageret er $k_l = 266000 \text{ N/mm}$.

Static axial stiffness for bearing pairs arranged back-to-back or face-to-face



Bearing Bore diameter	Size	Static axial stiffness of all-steel bearings in the series ¹⁾ 72 CD (E 200 CE1) for preload class				72 ACD (E 200 CE3) for preload class			
		A	B	C	D	A	B	C	D
d	–	N/μm							
mm	–	N/μm							
7	7	11	15	21	30	27	35	46	61
8	8	12	15	21	30	28	36	48	63
9	9	13	17	23	33	32	41	54	71
10	00	14	19	26	37	35	45	59	78
12	01	16	22	30	42	41	52	68	90
15	02	19	26	35	49	46	60	78	102
17	03	21	28	38	53	53	68	89	118
20	04	25	33	45	63	61	79	102	135
25	05	29	38	52	72	71	92	119	158
30	06	43	59	82	118	105	137	181	244
35	07	50	67	94	136	119	154	204	275
40	08	53	71	100	143	127	165	218	294
45	09	61	82	115	166	146	190	252	341
50	10	65	88	124	178	154	201	266	359

Figur 3.3.4 Stivhet til en serie av vinkelkulelager fra SKF [12]

Stivheten til mutteren er gitt ved formel 3.3.27.

$$k_m = \frac{A_m E}{L_m} * 0.8 \quad (3.3.27) [4]$$

Symboler; l_m =lengde til mutter, A_m =spenningsareal, k_m =stivhet til mutter og E =elastisitetsmodul

Den nominelle diameteren til mutteren er $d=50\text{mm}$. Fra figur 3.3.5 finner man spenningsarealet for mutteren. M52 velges, og spenningsarealet er $A_s=1760\text{mm}^2$.

dia	Nominell P	Spennings-areal mm^2	4.6 N	8.8 N	10.9 N	12.9 N	A2/A4-50 N	A2/A 4-70 N	A2/A4-80 N
M1.2	0.25	0.730	175.2	467.2	686.2	803.0	153.3	328.5	438.0
M1.6	0.35	1.27	304.8	812.8	1193.8	1397.0	266.7	571.5	762.0
M2	0.4	2.07	496.8	1324.8	1945.8	2277.0	434.7	931.5	1242.0
M2.5	0.45	3.39	813.6	2169.6	3186.6	3729.0	711.9	1525.5	2034.0
M3	0.5	5.03	1207.2	3219.2	4728.2	5533.0	1056.3	2263.5	3018.0
M3.5	0.6	6.78	1627.2	4339.2	6373.2	7458.0	1423.8	3051.0	4068.0
M4	0.7	8.78	2107.2	5619.2	8253.2	9658.0	1843.8	3951.0	5268.0
			kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN
M5	0.8	14.2	3.4	9.1	13.3	15.6	3.0	6.4	8.5
M6	1	20.1	4.8	12.9	18.9	22.1	4.2	9.0	12.1
M7	1	28.9	6.9	18.5	27.2	31.8	6.1	13.0	17.3
M8	1.25	36.6	8.8	23.4	34.4	40.3	7.7	16.5	22.0
M10	1.5	58.0	13.9	37.1	54.5	63.8	12.2	26.1	34.8
M12	1.75	84.3	20.2	54.0	79.2	92.7	17.7	39.9	50.6
M14	2	115	27.6	73.6	108.1	126.5	24.2	51.8	69.0
M16	2	157	37.7	100.0	148.0	173.0	33.0	70.7	94.2
M18	2.5	192	46.1	127.0	180.0	211.0	40.3	86.4	115.0
M20	2.5	245	58.8	162.0	230.0	270.0	51.5	110.0	147.0
M22	2.5	303	72.7	200.0	285.0	333.0	63.6	136.0	182
M24	3	358	85.9	236.0	337.0	394.0	75.2	161.1	215.0
M27	3	459	110.0	303.0	431.0	505.0	96.4		
M30	3.5	561	135.0	370.0	527.0	617.0	118.0		
M33	3.5	694	167.0	458.0	652.0	763.0	146.0		
M36	4	817	196.0	539.0	768.0	899.0	172.0		
M39	4	976	234.0	644.0	917	1074.0	205.0		
M42	4.5	1120	269.0	739.0	1153.0	1232.0	235.0		
M45	4.5	1310	314.0	865.0	1231.0	1441.0	275.0		
M48	5	1470	353.0	970.0	1382.0	1617.0	309.0		
M52	5	1760	422.0	1162.0	1654.0	1936	370.0		

Figur 4.3.5 Fasthetsklasser etter ISO [13]

Lengden til mutteren finner man ved å bruke denne formelen,

$$L_m = 2 * d + 6 = 2 * 52\text{mm} + 6 = 110\text{mm} \quad (3.3.28) \quad [4]$$

Setter man $L_m=110\text{mm}$, $A_m=1760\text{mm}^2$ og $E=210*10^3\text{MPa}$ inn i formel 4.3.23 får at stivheten til mutteren er $k_m=2688000\text{N/mm}$

Når stivheten til skruerakselen, kulelageret og mutteren er funnet bruker man formel 3.3.25 for å finne stivheten til kuleskruen, og setter det inn i formel 3.3.24 for å finne maks deformasjon til kuleskruen. Da får man at stivheten til kuleskruen er $k=3297612\text{ N/mm}$ og at maks nedbøyning er $\delta_{maks}=0.13\text{ mm}$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_l} + \frac{1}{k_m} = \frac{1}{343\,612\frac{\text{N}}{\text{mm}}} + \frac{1}{266\,000\frac{\text{N}}{\text{mm}}} + \frac{1}{2\,688\,000\frac{\text{N}}{\text{mm}}} = \frac{1}{3\,297\,612\frac{\text{N}}{\text{mm}}}$$

$$\delta_{maks} = \frac{F_{maks}}{k} = \frac{441\,577\text{N}}{3\,297\,612\frac{\text{N}}{\text{mm}}} = 0.13\text{ mm}$$

I tabell 3.3.2 og i tabell 3.3.3 står kuleskruens spesifikasjoner.

Tabell 3.3.2 Spesifikasjoner til kuleskrue

Kuleskrue	Diameter (mm)	Knekklast (kN)	Maks last(kN)	Knekkspenning (MPa)	Lovlig spenning (Mpa)	Maks dreiemoment (kNm)
SLT/TLT 50x50 R	50	883.2	441.2	767.9	384	10.9

Tabell 3.3.3 Spesifikasjoner til kuleskrue

Kuleskrue	Dreiemoment ved $\eta=0.9$ (Nm)	Kritisk turtall (o/min)	Maks turtall (o/min)	Stivhet (MN/mm)	Maks nedbøying(mm)
SLT/TLT 50x50 R	56.7	6612	5289	3.3	0.13

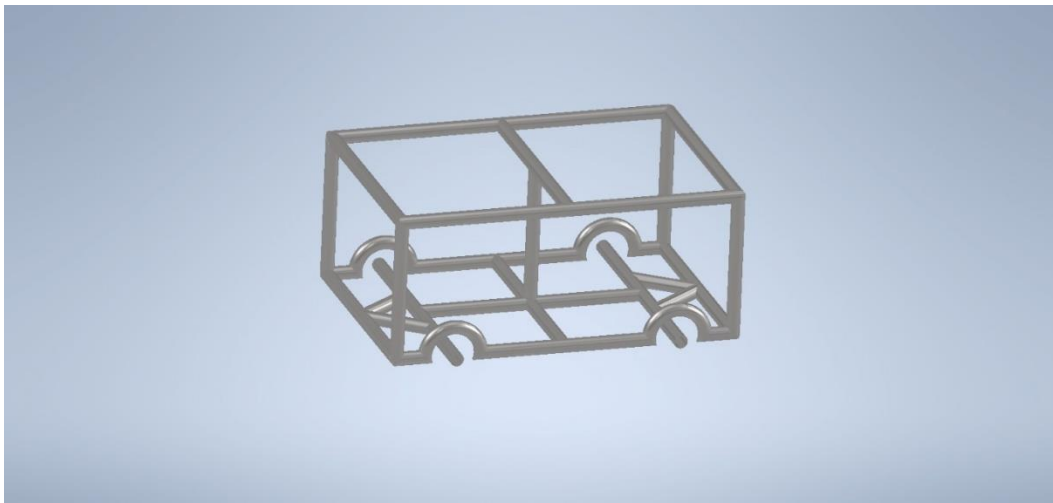
3.4 Design av chassis

Chassiset til sakseliften er laget av mildt konstruksjonsstål, S355. To hjulaksler, fire hjul, en elektrisk motor, batteri og brems er festet til understellet. Chassisets oppgave er å støtte sakseliftens komponenter og kropp. I tillegg håndtere statiske og dynamiske laster uten å få store eller permanente deformasjoner. Det inkluderer vekten av sakseliften, arbeiderne og utstyret. Vertikal og torsjonal vridning som dannes ved å kjøre over ujevne overflater og tverrgående sidekrefter forårsaket ved styring av sakseliften skal tas i betraktning. I tillegg skal dreiemoment fra motoren og transmisjonen, langvarige strekk krefter ved start av sakseliften og akselerasjon, og trykk krefter fra bremsen også inkluderes i design av chassiset til sakseliften. Elementmetoden i Autodesk Inventor skal benyttes for å regne ut kreftene som fungerer på chassiset. Tykkelsen til understellet er 50 mm. [1] I tabell 3.4.1 står opplysningene til understellet. Dette er verdier for $40 < t \leq 80$ mm.

Tabell 3.4.1 Materialegenskaper av S355 [4]

Navn	R _m (strekfasthet i MPa)	Flytegrense R _{eH} (MPa)	Utmattingsgrense σ _D (MPa)	Tetthet ρ (kg/m ³)	Youngs modulus E (GPa)
S355	470	335	0+-240, 190+-190	7850	210

Figur 3.4.1 viser et design av understellet i Autodesk Inventor.



Figur 3.4.1 Design av chassis

3.5 Valg av motor

Motoren som skal benyttes til kuleskruen er en «Servomech linær aktuator HSA». I figur 8.1 i vedlegget står spesifikasjonene til den lineære aktuatoren. Spenningen er U=24 V, og

effekten er P= 6000 W. Den nødvendige effekten for å drive kuleskruen er gitt ved formel

3.5.1.

$$P = v * F \quad (3.5.1) \quad [4]$$

Symboler: P=effekt (W), v=fart (m/s), F=kraft (N). v=0.1 m/s, F= 6522 N (formel 3.3.4). Setter man verdiene inn i formel 3.5.1 får man at effekten er P= 652.2 W.

En asynkron AC motor R Series skal brukes til kjøretøyet. I figur 7.2 i vedlegget står spesifikasjonene til motoren. Spenningen er $U = 24 \text{ V}$ og effekten er $P = 62\,000 \text{ W}$. For å finne den nødvendige effekten til kjøretøyet bruker man formel 3.5.1.

Farten til sakseliften er $v = 1.5 \text{ m/s}$. Kraften som virker på den elektriske sakseliften er $F = 30111 \text{ N}$ (fra tabell 3.3.1). Setter man verdiene inn i formel 3.5.1 får man at effekten er $P = 45\,167 \text{ W}$. I tabell 3.5.1 står de nødvendige effektene.

Tabell 3.5.1 Nødvendig effekt og valgt effekt

Motor	Nødvendig effekt (W)	Valgt effekt (W)
Kuleskrue	652.2	3000
Kjøretøy	45 167	62 000

3.6 Valg av batteri

For å finne riktig batteri for sakseliften må strømforbruket kalkuleres med hensyn til spenning U og effekt P . Man benytter formel 3.6.1.

$$I = \frac{P}{U} \quad (3.6.1)$$

Den største verdien av effekten som kommer fra motoren fra kjøretøyet skal brukes for å regne strømforbruket. Effekten er $P = 62\,000 \text{ W}$ (fra tabell 3.5.1) og spenningen er $U = 48 \text{ V}$. Dermed setter man verdiene inn i formel 3.6.1 og får at strømforbruket er $I = 1292 \text{ A}$

Effekten til kuleskruen er $P = 6000 \text{ W}$ og spenningen er $U = 24 \text{ V}$. Bruker man formel 3.6.1 får man at strømforbruket til kuleskruen er $I = 250 \text{ A}$

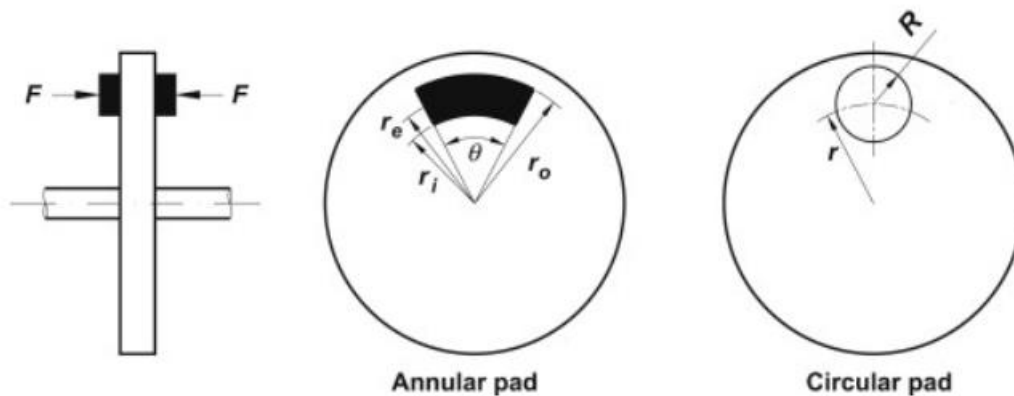
For å opprettholde strømforbruket velges «Trojan 6 VoltT-125 Battery». I figur 8.3 i vedlegget er spesifikasjonene til batteriet gitt. Siden spenningen til motoren er $U = 48 \text{ V}$ skal en serie av 8 batterier brukes. I tabell 3.6.1 står spenningen, effekten og strømforbruket til kuleskruen og motoren.

Tabell 3.6.1 Strømforbruk

Motor	Strømforbruk (A)	Spenning (V)	Effekt (W)
Kjøretøy	1292	48	62 000
Kuleskrue	250	24	6000

3.7 Design av bremse

Skivebremses skal benyttes som bremse i sakseliften. Materiale til skivebremsen er laget av støpejern. Skivebremsen er festet til forhjulet og den roterende skiven er mellom to bremseklosser. Når bremsen brukes, virker det en normal kraft (F) fra bremseklossene på det sirkelformede friksjonsbelegget. [4] Figur 3.7.1 viser en skisse av en skivebremse.



Figur 3.7.1 En roterende skive som presses av to bremseklosser, og skaper en normal kraft F på skiven. [14]

Belegget består av et slitasjebestandig materiale med en friksjonskoeffisient på $\mu=0.35$. Fordelene med skivebremses er jevn bremsing, og balansering av trykkbelastning. Man antar at det er jevnt fordelt slitasje mellom bremseflatene. [4] Dermed blir det maksimale kontaktrykket på det sirkelformede belegget gitt ved denne formelen,

$$p_{maks} = \frac{F}{2\pi r_o(r_o-r_i)} \quad (3.7.1) \quad [14]$$

Symboler; F=aksialkraft (N), p_{maks} =kontaktrykk (Pa), r_o =ytreradius (m), r_i =indreradius (m)

Total aksialkraften fra belegget finner man ved å bruke denne formelen,

$$F = \frac{P}{v} \quad (3.7.2) \quad [4]$$

Symboler; F=aksialkraft (N), P=effekt fra motor (W)

Bremsemomentet regnes ut ved å bruke formel 3.7.3,

$$M_{bremse} = \frac{r_0 - r_i}{2} \mu F \quad (3.7.3) \quad [14]$$

Symboler; F=aksialkraft (N), p_{maks} =kontakttrykk (Pa), r_0 =ytreradius (m), r_i =indreradius (m), M_{bremse} =bremsemoment (Nm), μ =friksjonskoeffisient

Effekten til motoren er P= 62 000 W (fra tabell 3.5.1). Farten til hjulet er v= 1.5 m/s. Setter man verdiene inn i formel 3.7.2 får man at den totale aksialkraften er F= 41 333 N. r_0 = 0.150 m og r_i = 0.100 m. Bruker man formel 3.7.1 og legger de kjente verdiene inn får man at maks kontakttrykk er p_{maks} = 877 121 Pa.

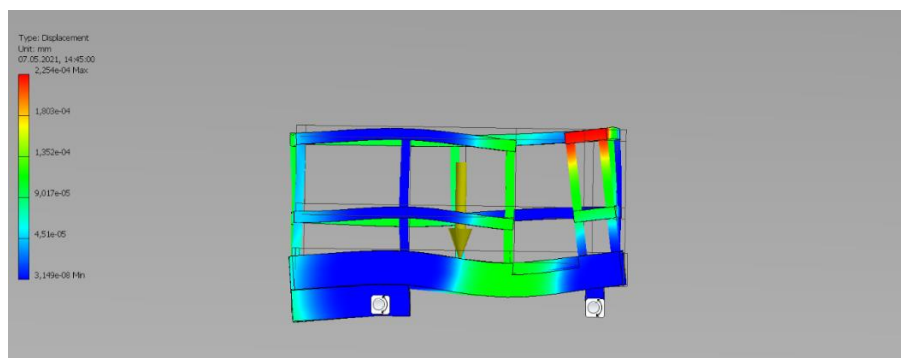
Til slutt for å finne bremsemomentet bruker man at F= 41 333 N, r_0 = 0.150 m, r_i = 0.100 m og μ = 0.35 [4] og legger det inn i formel 3.7.3. Bremsemomentet blir M_{bremse} 362 Nm. Bremsemomentet per bremsekloss er M/2 = 181 Nm. I tabell 3.7.1 står kreftene som virker på skivebremsen.

Tabell 3.7.1 Aksialkraft, maks kontakttrykk og bremsemoment til skivebremse

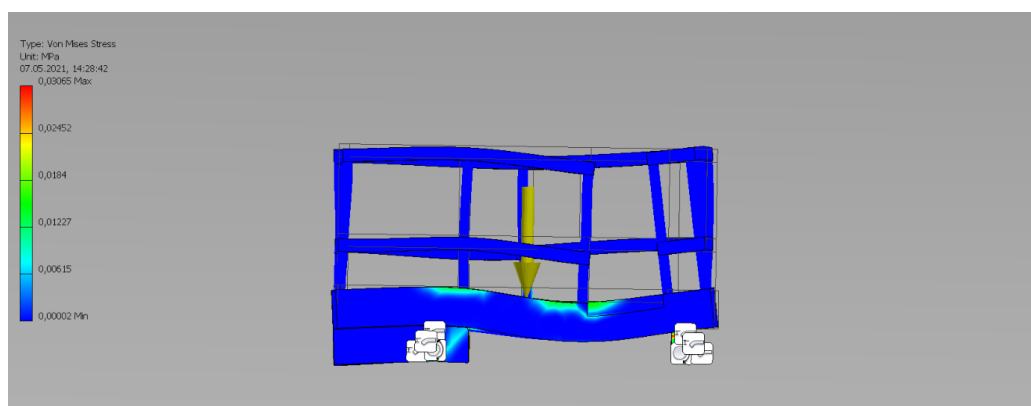
Bremse	Aksialkraft (kN)	Maks kontakttrykk (MPa)	Bremsemoment per bremsekloss (Nm)
Skivebremse	41,3	0,877	181

4. Resultater

En vertikal last fra to arbeiderne og utstyr fungerer på plattformen. Gjennom Elementmetoden i Autodesk legger man en kraft sentralt på plattformen og benytter seg av pin constraint kommandoen i Autodesk Inventor som settes på pin leddene som binder løftesystemet med plattformen. I figur 4.1 er en statisk spenningsanalyse gjort for å finne nedbøyningen. I Figur 4.2 er det gjort en statisk spenningsanalyse for å finne von mises spenning. Fargeskalaen fra blå til rød indikerer hvor stor spenningen og nedbøyningen er på plattformen.



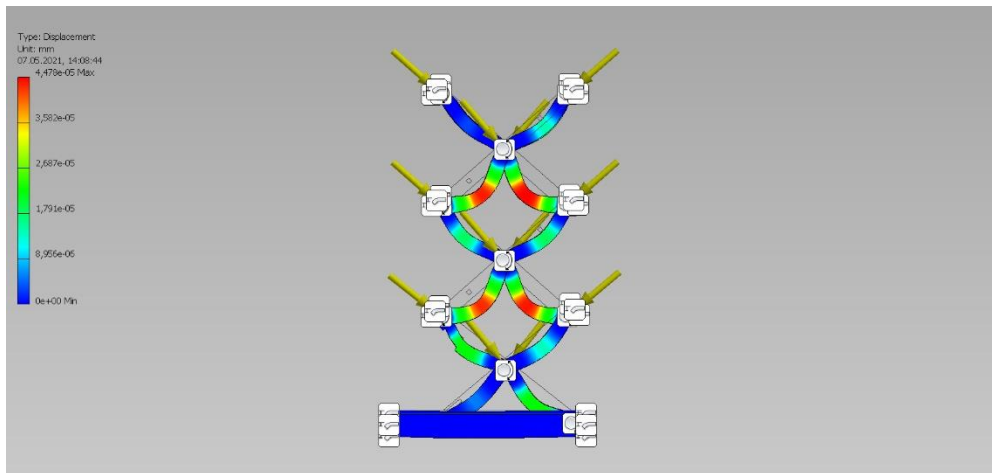
Figur 4.1 Fordeling av nedbøyning i plattformen



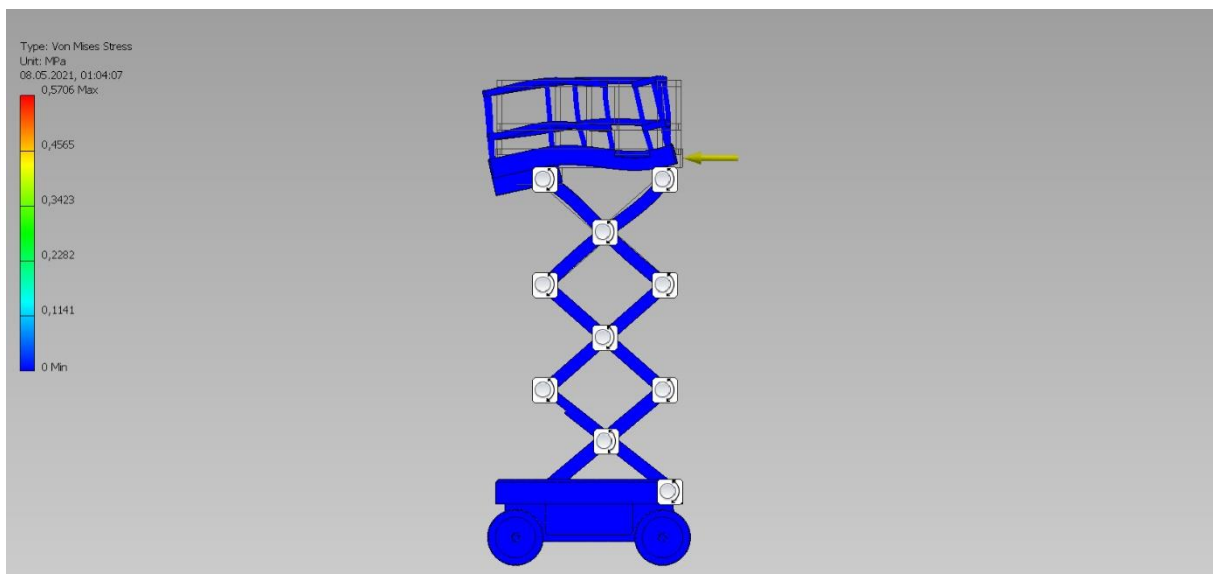
Figur 4.2 Fordeling av spenninger i plattformen

For å finne reaksjonskreftene til sakseliften når den er helt forlenget brukes elementmetoden i Autodesk Inventor. Det virker en last fra plattformen med to arbeidere og utstyr på løftemekanismen. I tillegg så er det vekten av hver støtte som virker på sakseliften.

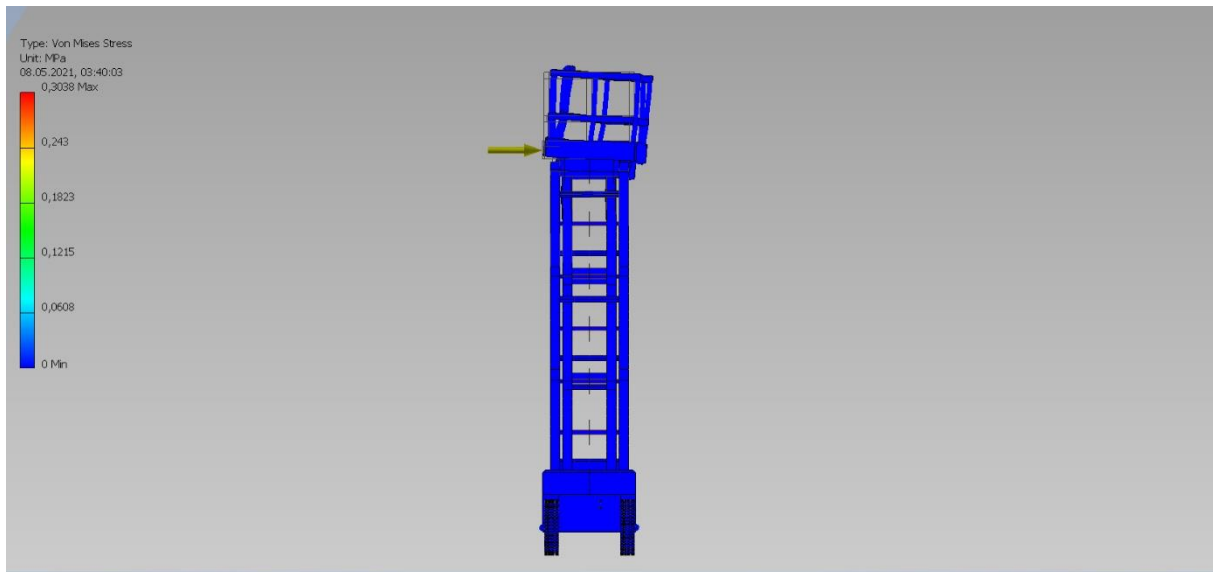
Velting momentet sammen med reaksjonskreftene er viktig å analysere på sakseliften. I figur 4.3, figur 4.4 og figur 4.5 er det gjort en statisk spenningsanalyse for å finne reaksjonskreftene og velting momentet i x- og z-retning.



Figur 4.3 Fordeling av nedbøying i løftesystemet

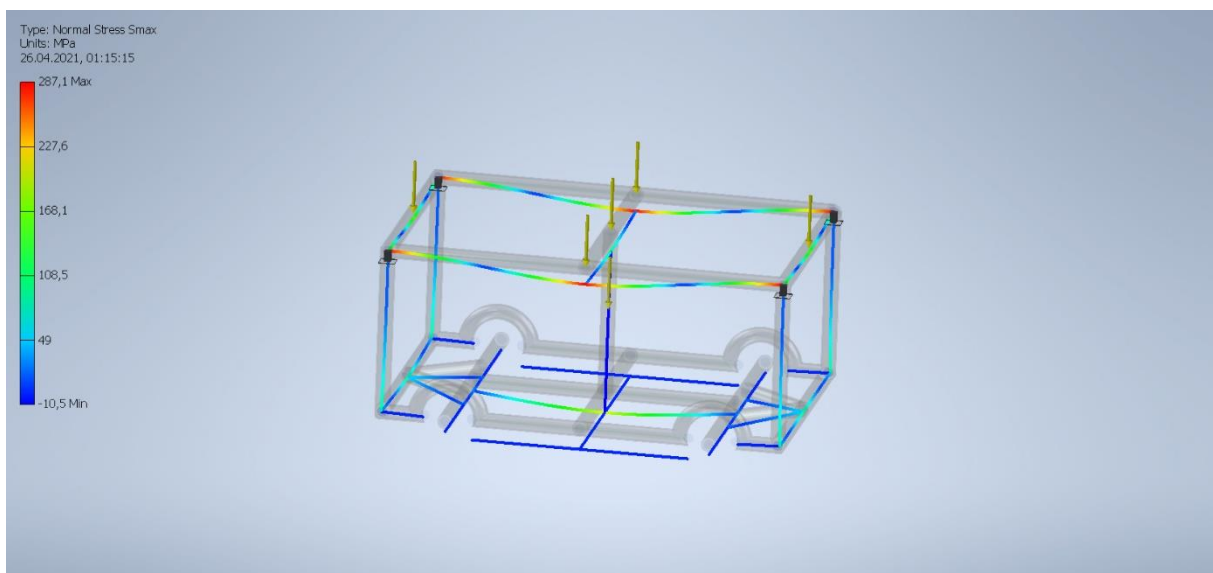


Figur 4.4 En horisontal kraft i x-retning mot plattformen for å finne velte- og motstandsmoment

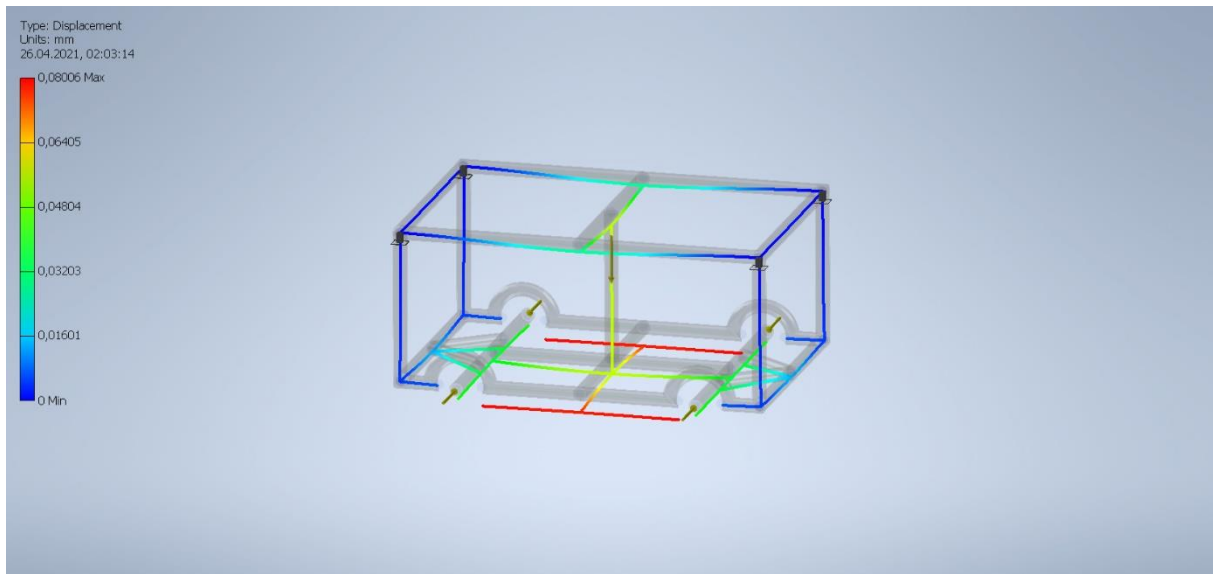


Figur 4.5 En horisontal kraft i z-retning mot plattform for å finne velte- og motstandsmoment

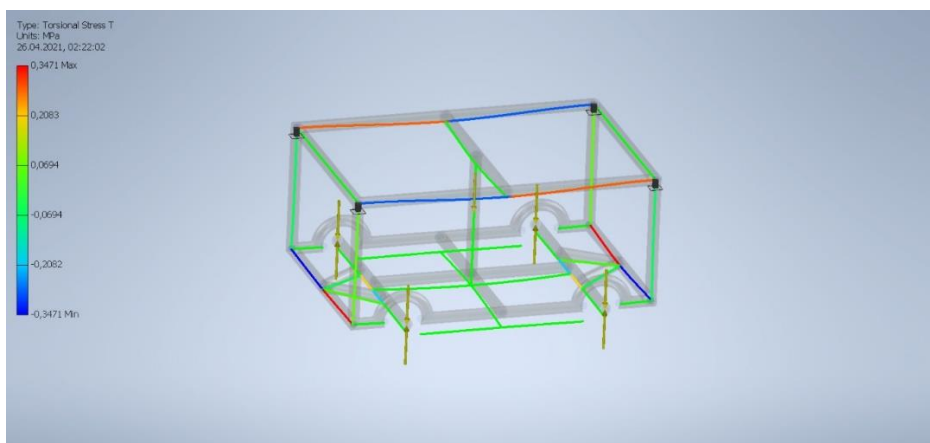
Ved å bruke elementmetoden i Autodesk Inventor har en statisk rammesanalyse blitt gjort på understellet. Lasten av hele sakseliften med to arbeidere og utstyr skal understellet holde. I tillegg skal sidekrefter forårsaket ved styring av sakseliften, torsjonal vridning som dannes ved å kjøre over ujevne overflater og tverrgående sidekrefter tas i betraktning. Funksjonen pinned constraint brukes på rammen som binder toppen av understellet med bunnen. Figur 4.6, figur 4.7 og figur 4.8 viser kreftene som virker på understellet.



Figur 4.6 Fordeling av spenninger i understellet når en vertikal last i y-retningen virker på den.



Figur 4.7 Fordeling av nedbøying i chassiset når sidekrefter forårsaket av styring av sakseliften virker på understellet.



Figur 4.8 Fordeling av vridning i chassiset når sakseliften kjører over ujevne overflater.

5. Diskusjon

Kreftene som virker på sakseliften, har blitt analysert. Velting og motstands moment, knekkspenning, knekklast, maks last og lovlige spenning har blitt funnet. Maksimum nedbøying og spenning inntreffer i tyngdepunktet til plattformen. Den kalkulerede nedbøyingen er $\delta = 0.71$ mm og den lovlige spenningen er $\sigma_{maks} = 175$ MPa. Den lovlige spenningen til løftesystemet er $\sigma_{maks} = 201.6$ og den lovlige aksiallasten er $F_{maks} = 754$ kN. I dette tilfelle er den største spenningen lokalisert i tyngdepunktet til støtten i løftesystemet. Velting momentet som oppstår ved en horisontal last fra plattformen i x- og z-retning er $M_{rx} = 196.1$ kNm og $M_{rz} = 87.1$ kNm. Det kalkulerede motstandsmomentet fra hjulet i x-retning er $M_{mx} = 294$ kNm og motstandsmoment i z-retning er $M_{mz} = 130.7$ kNm.

Problemet er at det ikke finnes et system som varsler når det er fare for sakseliften velter over eller fare for brudd. For å løse dette problemet skal sakseliften installeres med last- og moment-sansing systemer. Når det lovlige velting momentet er nådd skal en varsellampe gå, og hindre bevegelser bortsett fra de som reduserer velting momentet. For å unngå brudd installeres det et last-sansing-system i sakseliften. Systemet skal varsle når spenninger og laster overstiger lovlige spenninger og laster.

Design av den elektriske sakseliften er trygg med hensyn til «ISO 16368:2010 Mobile elevating work platforms- Design, calculations, safety requirements and test methods». Dimensjoneringen av sakseliften er gjort slik at den klarer å fungere best mulig i 10 år uten at den bryter sammen. En av svakhetene til sakseliften er at kuleskruen vil bli overopphetet og miste sin effektivitet hvis den operer for lenge. For å unngå overoppheting brukes kjølingsvæske og smøring.

6. Konklusjon

Målet med oppgaven er å lage et design av en elektrisk sakselift som opererer effektivt og er trygg. Design av den elektriske sakseliften er utført med hensyn til lave kostnader. Siden kostnadene minimeres, blir operasjonskostnadene til sakseliften høye. Det er vanlig å bruke en elektrisk sakselift drevet av hydrauliske sylindere, men i denne besvarelsen byttes hydrauliske sylindere med kuleskruer. Grunnen til dette valget er fordi beregning og valg av kuleskrue omfatter en større del av pensum i maskiningeniør studie.

Kravene til sakseliften er at den skal tåle en last fra 2 arbeidere og utstyr, nå en maks høyde på 7 meter, varsle om velting eller overstigning av krefter, dimensjoneres mot knekking, utmatting og permanent deformasjon, og fungere i 10 år, 40 uker i året, 20 timer i uken. Design av sakseliften følger alle kravene. Figur 6.1 viser et design av den elektriske sakseliften.



Figur 6.1 Design av sakselift [3]

For å forbedre sakseliften anbefales det å bruke programmer som Autodesk Inventor. Dette gjør beregning av krefter i alle retninger enklere og man kan teste sakseliften gjennom en simulasjon i Inventor Studio.

7. Kildereferanser

- [1]. ISO 16368:2010 Mobile elevating work platforms- Design, calculations, safety requirements and test methods- Structural and stability calculations, Sveits, 2010, side 10-47
- [2]. [Internett], Tilgjengelighet: [OPPGAVE 1 \(ntnu.no\)](#) (Funnet: 05.02.2021)
- [3]. Stephen Menzies, [Scissor Lift | 3D CAD Model Library | GrabCAD](#) , 25.06.2012, (Funnet: 13.02.2021)
- [4]. Hirpa G.Lemu Kompendium i fag MSK210 maskinkonstruksjon «Dimensjonering av Maskinelementer», Universitetet i Stavanger, 2020, side 7-180
- [5]. [Internett], Tilgjengelighet: [a225220.pdf \(dtic.mil\)](#) (Funnet: 20.02.2021)
- [6]. [Internett], Tilgjengelighet: [Rectangular tube section formulas | Structural engineering, Civil engineering construction, Engineering \(pinterest.com\)](#) (Funnet: 25.02.2021)
- [7]. [Internett], Tilgjengelighet: [Stability and Overturning \(risa.com\)](#) (Funnet: 27.02.2021)
- [8]. [Internett], Tilgjengelighet: [untitled \(bscindia.com\)](#) (Funnet: 06.03.2021)
- [9]. [Internett], Tilgjengelighet: [General Description \(thk.com\)](#) (Funnet: 09.03.2021)
- [10]. [Internett], Tilgjengelighet: [Microsoft PowerPoint - Topic4-BallscrewCalculations.ppt \(utah.edu\)](#) (Funnet:14.03.2021), lysbilde 2-13
- [11]. Jonathan Kasberg, [Internett], Tilgjengelighet: [The Fundamentals of Ball Screws | Machine Design](#) 30.06.2015 (Funnet: 18.03.2021),
- [12]. [Internett], Tilgjengelighet: [0901d19680495562-Super-precision-bearings-catalogue---13383_2-EN_tcm_12-129877.pdf \(skf.com\)](#) (Funnet: 21.03.2021)
- [13]. [Internett], Tilgjengelighet: [Kap4 tidl4-Merking og fasthetsklasser versjon1.pdf \(tingstad.no\)](#) (Funnet:25.03.2021)

- [14]. Peter R.N Childs, [Internett], Tilgjengelighet: [Disk Brake - an overview | ScienceDirect Topics](#), 2014, (Funnet: 01.05.2021)
- [15]. [Internett], Tilgjengelighet: [Servomech - linear actuator HSA HSA 1 | OEM Automatic Ltd](#) (Funnet:09.04.2021)
- [16]. [Internett], Tilgjengelighet: [AC motor - R series - GPHQ - asynchronous / with gearbox / compact \(directindustry.com\)](#) (Funnet: 10.04.2021)
- [17]. [Internett], Tilgjengelighet: [Trojan 6 Volt T-125 Battery | ABS Batteries \(advancedbatterysupplies.co.uk\)](#) (Funnet: 13.04.2021)
- [18]. [Internett], Tilgjengelighet: [Skyjack Tire 161890 for Scissor Lifts | Aerial Equipment Parts](#) (Funnet:23.04.2021)

8.0 Vedlegg

SERVOMECH - LINEAR ACTUATOR HSA

- Speed up to 1500 mm/s
- Load capacity up to 150kN in push or pull
- IEC frame ac or brushless servo options
- Ball screw driven

PRODUCT DESCRIPTION

The HSA range of linear actuators are designed and produced to perform high speeds and high loads with long service life.

Featuring Gleason bevel gear and lubrication with synthetic grease to give a long service life.
Can be mated with servo motors for highly dynamic applications.

HSA ball screw drive linear actuator features:

6 standard sizes available

Ball screw from 25 mm to 80 mm diameter

Load capacity from 5 kN to 150 kN

Linear speed up to 1.500 mm/s

Standard stroke length up to 1.000 mm with special stroke length also available upon request

High duty cycle up to 100%

Available accessories:

Proximity limit switches

Incremental or absolute encoder for positioning control

Prepared for IEC standard AC motors and brushless servomotors

Anti-turn device integrated system

Ball screw nut with integrated sealing system and grease nipple

Axial recirculation of the balls for a greater load capacity

Figur 8.1 Spesifikasjoner til motoren av den lineære aktuatoren [15]

AC/DC	AC
Type	asynchronous
Other characteristics	with gearbox, compact
Power	Min.: 0 kW (0 hp) Max.: 132 kW (179.47 hp)

Products overview:

1, R gearbox save a space oblique gear machine of decelerate of hard tooth flank, reliable and durable, bear high overload capacity, power of up to 132 kw.

2, the gear reducer in combination with the international technical requirements, has the very high content of science and technology;

3, R helical gear pause of decelerate of hard tooth flank, with high quality forged steel material semi steel box, gear surface after high frequency heat treatment;

4, low energy consumption, superior performance, reducer efficiency is as high as 95% above; Little vibration, low noise, high energy saving;

5, after precision machining, to ensure that the axis parallelism and locating bearing requirements, the formation of helical gear transmission assembly equipped with various types of motor reducer, combined into mechanical and electrical integration, fully guarantee the quality of the deceleration motor products use features.

Technical parameters:

Speed ratio range: R basic 3.33 ~ 289.74, RX 1.3 ~ 8.65, R/R combination can be up to 27001

Torque range: R basic 85 ~ 18000 Nm, RX 20 ~ 1680 Nm

Basic 0.18 ~ 160 kW power range: R, RX 0.18 ~ 132 kW

Performance characteristics:

1, small offset output, compact structure, make the best use of housing space, secondary and tertiary in the same enclosure.

2, the integral casting box, box structure stiffness is good, easy to increase the strength of the shaft and bearing life.

3, installation: installed foot, flange with flange size, easy to choose.

4, solid shaft output, the average efficiency is the secondary and tertiary 96% and 94%, combination of R/R, the average efficiency of 85%.

Figur 8.2 Spesifikasjoner av motoren til kjøretøyet [16]

SPECIFICATION

Weight	30 kg
Dimensions	264 × 181 × 276 mm
Warranty (Years)	4
Ampere Hours	240
Voltage	6
Deep Cyclic	Yes
Battery Lifespan (cycles)	1000+
Terminal Types	Screw Thread

PRODUCT DESCRIPTION

6 Volt Battery Specification Trojan 6 Volt, 240 Ah : T-125

Long lasting, reliable, clean energy batteries suitable for 36 Volt Systems. Trojan 6 Volt Deep Cycle Batteries are semi traction, deep cycle and durable with extended up-time and superior performance.

Maxguard Advanced Design XL Separator helps to protect the battery when in a state of partial charge which also allows for faster charging. Alpha Plus Paste with T2 Technology gives sustained capacity and ampere hours resulting in superior battery performance for a longer time period.

- * Operating temperatures fro -4 F to 113 F (-20 C to +45 C)
- * Less than 3% self-discharge per month depending on storage conditions
- * Superior deep-cycle performance
- * Rugged and durable
- * Lowest life cycle to cost ratio on the market
- * Fully IEC compliant
- * 10 year product life based on average usage
- * Reduced corrosion
- * ISO 9001:2008 certified manufacturing processes

Figur 8.3 Spesifikasjoner til batteri

Skyjack Tires

The Skyjack non-marking, brake grey tire. Tire measures 16 x 5 x 12. It fits the models 3220, 3226, 4620, and 4626, mold on style. This tire has the brake ring attached to the rim. NOTE: Please verify correct part number for your machine before ordering. Shop with Aerial Equipment Parts for aerial lift, boom lift or scissor lift needs. We stock the best brands and provide the best customer service around. Call or email today!

Details

Condition	New, AfterMarket
Section Type	Frame
Warranty	12 Months

Figur 8.4 Spesifikasjoner til hjul [17]