

Examensarbete, Högskolan på Åland, Utbildningsprogrammet för Maskinteknik

# **BILTRANSPORTTRAILER MED LYFTANORDNING**

**Utredning av design**

Filip Forselius, Isac Westerberg



2022:15

Datum för godkännande: 13.05.2022

Handledare: Mats Åsgård

# EXAMENSARBETE

## Högskolan på Åland

<b>Utbildningsprogram:</b>	Maskinteknik
<b>Författare:</b>	Filip Forselius, Isac Westerberg
<b>Arbetets namn:</b>	Biltransporttrailer med lyftanordning: Utredning av design
<b>Handledare:</b>	Mats Åsgård
<b>Uppdragsgivare:</b>	

### Abstrakt

Detta examensarbete går ut på att designa en trailer med lyftanordning. I arbetet har fyra olika designar tagits fram. I detta arbete dimensioneras och designas endast de större komponenterna som b.la. lyftanordningen.

Arbetet innehåller hållfasthetsberäkningar, FE- och jämviktsanalyser, kostnads kalkyler, materialval samt dimensioner på olika komponenter och 3D-modeller av designar. Två av designarna ritades upp i Autodesk Inventor. De hållfasthets och mekanik beräkningar som gjorts är utförda för hand samt med Microsoft Excel och baserar sig på teorier som vi lärt oss under de mekanik-, maskinelement- och hållfasthetskurser vi haft.

I slutsatsen konstateras att två av de utredda designarna skulle vara möjliga att tillverka med vissa ändringar i konstruktionerna samt vidare utredning i olika områden kring designarna.

### Nyckelord (sökord)

Hållfasthetslära, 3D-modellering, FE-analys

<b>Högskolans serienummer:</b>	<b>ISSN:</b>	<b>Språk:</b>	<b>Sidantal:</b>
2022:15	1458-1531	Svenska	50

<b>Inlämningsdatum:</b>	<b>Presentationsdatum:</b>	<b>Datum för godkännande:</b>
03.05.2022	13.5.2022	13.05.2022

# DEGREE THESIS

## Åland University of Applied Sciences

<b>Degree Programme:</b>	Mechanical Engineering
<b>Author:</b>	Filip Forselius, Isac Westerberg
<b>Title:</b>	Vehicle Trailer with Lifting Device: A Design Study
<b>Academic Supervisor:</b>	Mats Åsgård
<b>Commissioned by:</b>	

<b>Abstract</b>
<p>The objective of this thesis is to design a vehicle trailer with a lifting device that would make it possible to transport a vehicle as well as lift it up for maintenance work. In the thesis four designs were created and investigated. In this project only the main components eg. the lifting devices were designed and dimensioned.</p> <p>The thesis consists of stress, strength and cost calculations, FE and equilibrium analysis, material selection and drawings for the different components which were made in Autodesk Inventor. The calculations were done by hand and with Microsoft Excel and are based on the theorems learned during the mechanics, machine element and strength theory courses we've had.</p> <p>The conclusion of this thesis is that two of the investigated designs could be possible to manufacture with some changes in the constructions and further investigation in other areas of the design.</p>

<b>Keywords</b>
Strength theory, 3D modeling, FE analysis

<b>Serial number:</b>	<b>ISSN:</b>	<b>Language:</b>	<b>Number of pages:</b>
2022:15	1458-1531	Swedish	50

<b>Handed in:</b>	<b>Date of presentation:</b>	<b>Approved:</b>
03.05.2022	13.05.2022	13.05.2022

# INNEHÅLLSFÖRTECKNING/TABLE OF CONTENTS

<b>ORDLISTA OCH BETECKNINGAR</b>	<b>6</b>
<b>BETECKNINGAR</b>	<b>8</b>
<b>1. INLEDNING</b>	<b>9</b>
1.1 Motiv	9
1.2 Syfte	9
1.3 Metoder	9
1.4 Avgränsningar	10
<b>2. IDÉER</b>	<b>11</b>
2.1 Forskning	11
2.2 Ramar och utsållning	12
<b>3. REGELVERK</b>	<b>13</b>
3.1 Lyftanordningar	13
3.2 Släpfordon	13
<b>4. VAL AV KANDIDATER</b>	<b>14</b>
4.1 Biltransporttrailer med skruvdriven pelarlyft	14
4.1.1 Fördelar	14
4.1.2 Nackdelar	15
4.2 Biltransporttrailer med hydraulisk fullhöjdssaxlyft	15
4.2.1 Fördelar	16
4.2.2 Nackdelar	16
4.3 Biltransporttrailer med skruvdriven fullhöjd saxlyft	16
4.3.1 Fördelar	17
4.2.2 Nackdelar	17
<b>5. DIMENSIONERING</b>	<b>18</b>
<b>6. SKRUVDRIVEN PELARLYFT</b>	<b>19</b>
6.1 Kritiska områden	19
6.2 Tillvägagångssätt och huvuddimensioner	19
6.3 Problematik	22
<b>7. SKRUVDRIVEN SAXLYFT</b>	<b>23</b>
7.1 Kritiska områden	23
7.2 Huvuddimensioner	23
7.3 Tidig design	25

7.3.1	Friläggning	25
7.3.2	Preliminär dimensionering	26
7.4	Inventor 3D-modell	27
7.4.1	Statisk stressanalys	29
7.5	Problematik	30
<b>8.</b>	<b>HYDRAULISK SAXLYFT</b>	<b>31</b>
8.1	Kritiska områden	31
8.2	Huvuddimensioner	32
8.3	Inventor 3D-modell	37
8.3.1	Statisk stressanalys	38
8.4	Problematik	39
<b>9.</b>	<b>ALTERNATIV DESIGN</b>	<b>41</b>
9.1	Befintlig utrustning	41
9.2	Fördelar och nackdelar	42
9.3	Val av kringutrustning	42
9.4	Huvuddimensioner och 3D-modell	44
9.5	Kostnadskalkyl	45
9.6	Vidare utredning	45
<b>10.</b>	<b>SLUTSATS</b>	<b>47</b>
	<b>KÄLLFÖRTECKNING/REFERENCE LIST</b>	<b>49</b>
	<b>BILAGOR/APPENDICES</b>	<b>51</b>
	Bilaga 1 balkdimensionering	51
	Bilaga 2 pelarlyft handberäkningar	52
	Bilaga 3 saxlyft friläggning	53
	Bilaga 4 saxbalk dimensionering	54
	Bilaga 5 statisk stressanalys på skruvdriven saxlyft	55
	Bilaga 6 statisk stressanalys på skruvdriven saxlyft bearingforces	65
	Bilaga 7 statisk stressanalys på hydraulisk saxlyft bottenläge	74
	Bilaga 8 statisk stressanalys på hydraulisk saxlyft låst	79
	Bilaga 9 kostnadskalkyl för design med hydraulisk saxlyft	84
	Bilaga 10 kostnadskalkyl för den alternativa designen	84

# ORDLISTA OCH BETECKNINGAR

- Friläggning - Används vid problemlösning av mekaniska system. Komponenten som önskas undersökas kopplas bort från resterande system och de infästningar som systemet hade på komponenten ersätts med krafter.
- Statisk analys - Hållfasthetsanalys som utgår från att systemet är stilla i ett visst läge och utsätts för en konstant kraft som har samma riktning hela tiden.
- CE-märkning - EU märkning som visar att produkten i fråga uppfyller de krav som ställs enligt EU lagar.
- Yttröghetsmoment - Beskriver en ytas lägesfördelning och storlek kring en axel.
- Jouravski faktorn - Faktor som används vid beräkning av böjskjuvning, beaktar statiskt moment, yttröghetsmoment samt tvärsnittets avgränsande bredd längs med neutralaxeln för ett specifikt tvärsnitt.
- Böjmoment - Det moment som uppstår då krafter verkar på en komponent med olika avstånd från varandra.
- Böjmotstånd,  $W_b$  - Komponentens förmåga att klara av böjmoment upp till sträckgränsen.
- Spänning - Uppstår när en kraft verkar på en kropp med en visst tvärsnitt, anges i megapascal [MPa].
- Dragspänning - Spänningen som uppstår i tvärsnittet då en kropp utsätts för en dragkraft.
- Skjuvspänning - Spänningen som uppstår då en kropp utsätts för en "klippande" kraft (en kraft på vardera sida av kroppen som verkar mot varandra)
- Tillåten spänning - Den maximalt tillåtna spänningen som en komponent får känna av, baserar sig på vad komponenten skall användas till.
- Sträckgräns,  $\sigma_s$  - Den maximala spänningen ett material klarar av utan att bli permanent deformationerat.
- Neutralaxel - En axel som går genom mitten på en balks tvärsnitt där inga böjspänningar uppstår, används vid dimensionering av balkar som skall klara av böjning.

- CAD-program - Datorassisterat konstruktionsprogram som till exempel AutoCAD och Inventor.
- FE-analys - På engelska "Finite Element Analysis" en typ av analys som grundar sig på den Finita Elementmetoden (FEM), används i CAD-program för att kunna simulera olika scenarier i till exempel hållfasthetsproblem.
- Elementarfall - Begynnelsevillkor.
- Steiners sats - Teorem som möjliggör beräkning av tröghetsmoment för en stel kropp.
- Nyttjandefaktor - Förhållande mellan den högsta last som tillverkaren garanterar att en komponent klarar av och den högsta lasten som anges på komponenten.
- Statiskt moment - Används för beräkning av böjskjuvning genom beaktande av area samt areacentrum ovanför neutralaxeln.
- von Mises spänningar - Utgår från von Mises brottkriterium. Används för att bestämma om deformation eller brott kommer att uppstå i ett givet formbart material.

# BETECKNINGAR

<b>Symbol</b>	<b>Beskrivning</b>	<b>Enhet</b>
$M_b$	Böjmoment	[Nmm]
$W_b$	Böjmotstånd	[mm <sup>3</sup> ]
$S_A$	Statiskt moment	[mm <sup>3</sup> ]
$I_x$	Yttröghetsmoment kring x-axeln	[mm <sup>4</sup> ]
$b_z$	Avgränsande bredd längs neutralaxeln i z-led	[mm]
$T$	Tvärkraft	[N]
$\tau$	Skjuvspänning	[N/mm <sup>2</sup> ] [MPa]
$\tau_{till}$	Tillåten skjuvspänning	[N/mm <sup>2</sup> ] [MPa]
$\tau_b$	Böjskjuvspänning	[N/mm <sup>2</sup> ] [MPa]
$\sigma$	Spänning	[N/mm <sup>2</sup> ] [MPa]
$\sigma_{till}$	Tillåten spänning	[N/mm <sup>2</sup> ] [MPa]
$\sigma_b$	Böjspänning	[N/mm <sup>2</sup> ] [MPa]
$e$	Avståndet från neutralaxeln	[mm]
$\mu$	Jouravski faktor	[1]
$F$	Kraft	[N]
$A$	Area	[mm <sup>2</sup> ]
$D$	Diameter	[mm]



# 1. INLEDNING

Detta examensarbete innefattar beräkningar samt simuleringar i Autodesk Inventor och inriktar sig på att utreda huruvida en multifunktionell biltransporttrailer med möjlighet att utföra lyft av bilen som transporteras på denna skulle kunna designas på ett arbetsmässigt smidigt och säkert sätt. Ytliga kostnadskalkyler kommer att utföras för att se om det är rimligt att förverkliga de utredda designerna.

## 1.1 Motiv

Motivet till att välja detta arbete var att det såg ut som ett relativt outforskat område med möjlighet till utveckling samt att det var en intressant idé som vi såg potential i.

## 1.2 Syfte

Syftet med arbetet är att ta fram en design på en trailer som skulle möjliggöra smidig transport av en bil samt att även reparationsarbete skall kunna utföras på bilen trots att man inte befinner sig i ett garage. Tanken är att designen till en början främst är för privat bruk.

## 1.3 Metoder

Material, formler och information har till största delen tagits från boken Teknisk hållfasthetslära av Tore Dahlberg. Källor för de olika stålens hållfasthetsegenskaper är främst tagna från Tibnors Stålvalsguide.

För att ta fram en bra design har vi valt att tillåtas använda oss av befintliga samt egendesignade komponenter och delar.

Anteckningar och skisser gjordes främst i Microsoft Excel med skrivplattor då detta ansågs vara det smidigaste sätt då man både kan rita och räkna samt att det gick att arbeta tillika på distans utan större problem. Till en början gjordes även en del anteckningar och skisser med papper och penna. Utöver detta har AutoCAD används för 2D-ritningar samt Inventor för 3D-modellering och simuleringar.

## 1.4 Avgränsningar

Tanken från början av detta projekt var att skapa en komplett design med alla komponenter dimensionerade men att sätta sig in i 3D-modellering och stress analyser i inventor visade sig vara mera tidskrävande än beräknat. På grund av detta sattes senare avgränsningarna för arbetet till att endast utreda de olika designerna så långt att de kan konstateras rimliga för tillverkning eller inte samt att översiktlig 3D-modell, stressanalyser och hållfasthetsberäkningar för de större komponenterna i lyftanordningen skulle utföras.

Inga utredningar på detaljnivå utförs i detta examensarbete.

## 2. IDÉER

För att hitta en bra design på trailer gällde det att inte fastna allt för länge på en design som i slutändan inte möter de kriterier som satts. Därför inleddes projektet med att ta fram olika idéer på möjliga designar utan att gå in i större detalj på nackdelar och fördelar med designerna. Designerna ritades upp med papper och penna där skisser och text gjordes på allt vi kunde komma på.

### 2.1 Forskning

Före utredning på de preliminära designerna påbörjades gjordes en kort forskning för att se om det fanns befintliga designar inom området samt för att se lite på vilka maskiner och komponenter vi hade att jobba med. Någon liknande idé eller design kunde vi inte stöta på. Det närmaste som fanns var portabla pearlyftar vilka kunde dras efter en bil som ett släp. Vid närmare undersökning kunde det konstateras att tillverkarna för denna var verksamma i USA, *se figur 1 nedan.*



*Figur 1. Bild på den portabla pearlyften (Portable car hoist, 2021).*

Sökningen efter olika komponenter såsom biltransporttrailers, lyftanordningar, lastningssystem osv. gav oss en inblick i vad som fanns tillgängligt på marknaden varpå idéer för olika designer började tas fram.

## **2.2 Ramar och utsållning**

Denna typ av idéframtagning funkar bra men det finns en risk att de viktigaste parametrarna glöms bort vilket gör det bra att sätta någon slags lätta ramar så att de designer som ser lovande ut faktiskt har de egenskaper som är viktigt för att designen skall vara användbar och klara de mål som sätts.

De krav eller ramar som sattes upp efter initial idéframtagning var att en design som är kandidat för att utredas närmare bör ha tekniska lösningar som anses vara genomförbara. Transport av bil på samma trailer som bilen sedan skall kunna lyftas på måste se ut att vara möjligt i ett designperspektiv. Lösningar som ser ut att kunna bli extremt tunga i slutskede bortses från och att säkert samt smidigt arbete skall se ut att vara genomförbart.

På detta sätt plockades de mest lovande designerna ut ur de initiala idéerna och kvar fanns en drös av designer som var och en hade sina för- och nackdelar.

De designer som klarat sig igenom de ramar vi satt som grund ovan var inte helt problemfria. Därför analyserades dessa lite djupare och de problem som kunde identifieras för varje design antecknades varefter tre designer valdes ut vilka såg ut att ha mest potential.

### **3. REGELVERK**

För att kunna vidare analysera de olika designerna och identifiera olika problemområden krävs att de olika regelverken kring lyftanordningar och biltrailers konstateras. Beroende på hur stränga regelverk som finns gällande detta kommer målet sättas till att antingen skapa en design som är möjlig att producera i kommersiellt bruk eller endast för privat bruk.

#### **3.1 Lyftanordningar**

För att kunna skapa en design med säkert arbete valdes att hållfasthetskriterierna kring lyftanordningen skulle möta CE-reglementet.

Nyttjandefaktorn för metallkomponenter anges inte i Europaparlamentets och rådets direktiv 2006/42/EG av den 17 maj 2006 vilken följdes för de mekaniska hållfasthetsberäkningarna. Dock anges att metallkomponenter som används tillsammans med sling skall ha en nyttjandefaktor 4 vilken skall dubbleras om lyft av person skall ske. Eftersom inga personlyft är tänkta att utföras av lyftanordningen men dock vistelse under bilen vid upplyft låst läge kommer ske valdes att sätta hållfasthetssäkerhetsfaktorn mot sträckgräns till 6.

Vad gäller hydrauliska anordningar nämns i samma direktiv att dessa vid personlyft skall utföras med mekaniska låsningar. Även här väljs att följa dessa direktiv då kontinuerlig vistelse under bilen är tanken.

#### **3.2 Släpfordon**

När det kommer till trailers utforskades inte kriterierna för konstruktion av trailer eftersom att målet vid detta stadiet var att kunna modifiera en befintlig trailer och om någonting skulle denna modifiering i hållfasthetsaspekter inte försvaga konstruktionen utan snarare förstärka den då lyftanordningen skulle sätta högre krav på hållfastheten kring området för infästning.

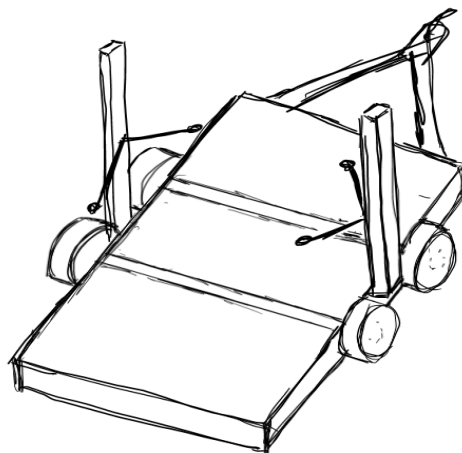
Det som dock kontrollerades för trailern var maxvikten som fick lov att bestämmas av maxvikten för ett BE-körkort vilken tillåter en vikt på 3500 kg på en bromsad trailer vilken får dras bakom en personbil (Fordonsmyndigheten, 2021).

## 4. VAL AV KANDIDATER

Nedan syns skisser över de 3 designern som valdes att utforskas vidare med en kort beskrivning av huvuddragen samt de fördelar och nackdelar som kunde identifieras i detta stadiet.

### 4.1 Biltransporttrailer med skruvdriven pelarlyft

En av kandidaterna som även har sitt ursprung från den första idén vilken skapade intresset för detta arbete, är en design vilken består av en trailer med en tvåpelarlyft infäst på vardera sidan av trailern, *Se figur 2 nedan.*



*Figur 2. Skiss över tänkt design för trailern med pelarlyft.*

Tanken med denna modell är att pelarlyftarna skall kunna fällas ned vid förvaring av bil och trailer för att inte ta onödigt stort utrymme. Utöver det skall även smidig upp- och nedmontering av pelarna kunna göras med en bil lastad på släpet utan att riskera att varken bil eller pelare är i vägen för varandra.

#### 4.1.1 Fördelar

Fördelarna med denna design är:

- Att befintlig modifierad trailer och pelarlyft troligtvis skulle kunna användas för konstruktionen.
- Att arbeta under en tvåpelarlyft är extremt smidigt.

- Låsanordning finns färdigt pga att skruven i pelarna även fungerar som mekanisk låsning samt att detta även eliminerar hydraulaggregat.

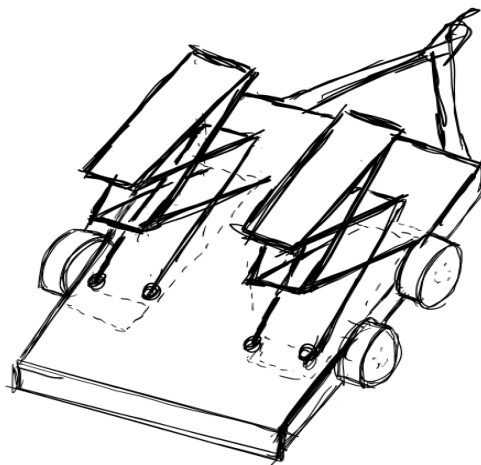
#### 4.1.2 Nackdelar

De större nackdelar som kunde identifieras är:

- Att pelarlyften riskerar att ta upp en del av lastutrymmets bredd.
- Upp och nedfällning av pelarna kan bli osmidigt.
- Pelarna och bilen skulle bli placerade väldigt nära varandra vilket skulle kunna skapa problem vid lastning samt arbete.

## 4.2 Biltransporttrailer med hydraulisk fullhöjdssaxlyft

Denna design och likaså designen under nästa rubrik utgår från att en trailer skulle konstrueras alternativt modifieras runt en saxlyft så att lastutrymmets golv är slätt och trailern skulle kunna fungera i stort sett som en helt vanlig biltransporttrailer bortsett från att en del av golvet i vardera körbanan på släpet kunde höjas och sänkas och på så sätt fungera som billyft, *se figur 3 nedan*.



*Figur 3. Skiss över den hydrauliska saxlyftens tänkta huvuddrag.*

I den hydrauliska saxlyft designen är tanken att i ett senare skede fundera kring hur hydraulcylinder kan infästas för att få bästa förutsättningar vad gäller hållfasthet och utväxling.

### 4.2.1 Fördelar

Fördelarna med denna design är:

- Att lyften inte kräver någon upp och nedmontering.
- Att det inte finns några hinder runt om bilen.
- Lyftens krafter verkar i trailerns körbanor, vilket inte borde skapa problem med hållfastheten för trailern.

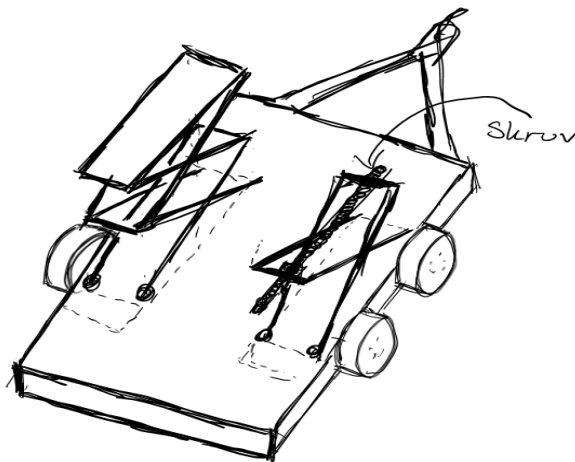
### 4.2.2 Nackdelar

De större nackdelar som kunde identifieras är:

- Saxlyft kan vara aningen mindre smidigt vid arbete än en 2 pelarlyft.
- Lastutrymmets golv måste höjas vilket försvårar lastning av lägre bilar.
- Hydraulsystem vid lyftanordning kräver även mekaniska låsningar.

## 4.3 Biltransporttrailer med skruvdriven fullhöjd saxlyft

Denna är utformad i princip på samma sätt som ovan beskrivet under rubrik 4.2 förutom att istället för en hydraulkraft som verkar för att skapa lyftkraften är tanken med denna att en skruv skall placeras mellan två av lederna i saxlyften, *Se figur 4 nedan*, och på så sätt överföra kraften till lyften.



*Figur 4. Skiss över den skruvdrivna saxlyften med endast halva saxlyften synlig på höger sida för att visa skruvens tänkta placering.*



### **4.3.1 Fördelar**

Fördelarna med denna design är:

- Att lyften inte kräver någon upp- och nedmontering.
- Att det inte finns några hinder runt om bilen.
- Att inga låsningsanordningar krävs eftersom att skruven i sig fungerar som en mekanisk låsning.
- Lyftens krafter verkar i trailerns körbanor, vilket inte borde skapa problem med hållfastheten för trailern.

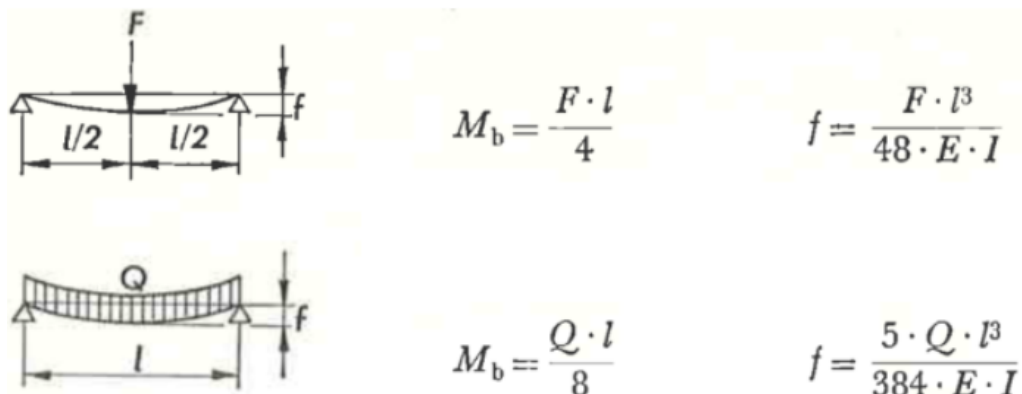
### **4.2.2 Nackdelar**

De större nackdelar som kunde identifieras är:

- Saxlyft kan vara aningen mindre smidigt vid arbete än en 2 pelarlyft.
- Lastutrymmets golv måste höjas vilket försvårar lastning av lägre bilar.
- Vid bottenläge får skruven ett mekaniskt väldigt ofördelaktigt läge för att utföra lyft i vertikal riktning.

## 5. DIMENSIONERING

Till viss del gjordes dimensioneringen av balkarna i samtliga designer med hjälp av ett Excelprogram från tidigare hållfasthetskurser som räknar ut maximala spänningen, böjmomentet samt utböjning för en balk med dimensioner som man själv väljer som utsätts för en valfri kraft. Detta program använder sig av elementarfall, enligt figur 5 nedan, samt beräkning av böjmotstånd med hjälp av Steiners sats för balken i fråga. Utgående från dessa kan de ovan nämnda variablerna fås fram, se bilaga 1 för Excel Programmets upplägg.



Figur 5. Bild på de elementarfallen som främst användes vid dimensioneringen  
(Bernhardsson & Olsson, 1976)

Utöver detta fanns det ställen i designerna där dimensioner kunde tas fram genom att simplificera områdena till ren skjuvning, tex i tappar för saxlyftarna detta gjordes med hjälp av följande formler:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$
$$F = \frac{\tau_{till}}{A}$$

Med en kraft,  $F$  beroende på område i fråga och den maximalt tillåtna skjuvspänningen,  $\tau_{till}$ , beroende på stålsort i undersökt område.

## 6. SKRUVDRIVEN PELARLYFT

Här utreds designen med pelarlyften noggrannare för att se om det är praktiskt och hållfasthetsmässigt genomförbart.

### 6.1 Kritiska områden

Det första som behövde göras var att identifiera de områden där eventuella förstärkningar och extra utsatta områden uppkom med denna typ av design.

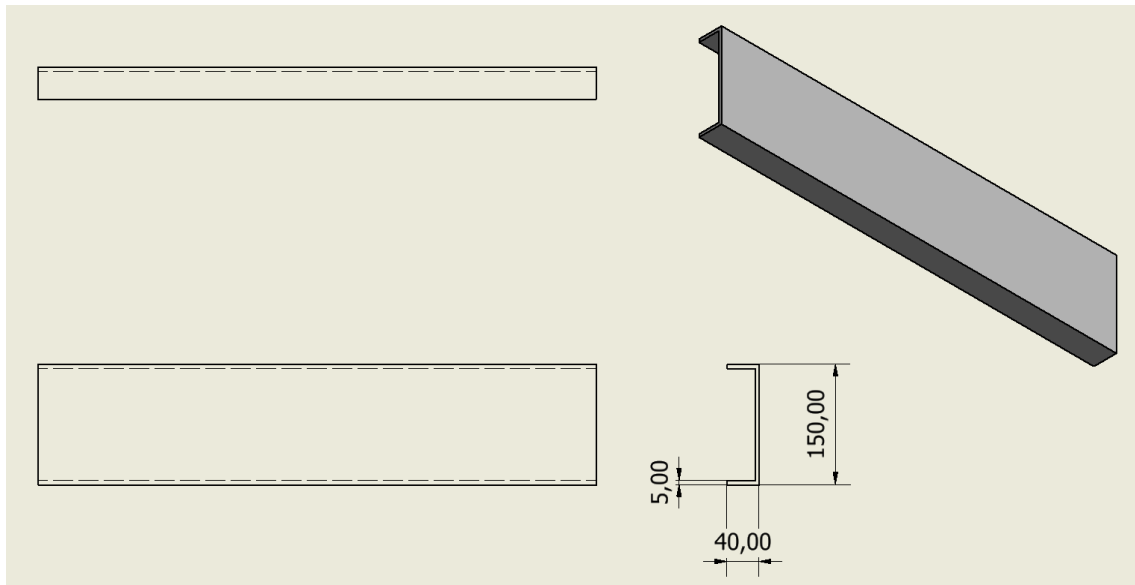
Tanken var att ha ett fundament på utsidan av trailerns ram balk mellan tandemaxelns däck på vardera sida av trailern där lyftens pelare skulle sitta. Redan vid början av denna undersökning kunde det konstateras att området där foten fästs ihop med trailern är ett kritiskt område på grund av utrymmesbrist mellan däcken vilket begränsar ytan för infästning.

Ett annat kritiskt område var hur pelaren skulle kunna vikas ner på ett smidigt sätt för att inte skapa en nästan 3 meter hög trailer som tar mycket utrymme vid förvaring av eventuell bil på trailern under tak eller i garage.

### 6.2 Tillvägagångssätt och huvuddimensioner

Det första som gjordes var att frilägga trailerns rambalk i området mellan hjulen där infästning är tänkt att ske för att se var de olika krafterna uppstår. Placeringen för axelns infästning mot rambalken är taget från den tänkta trailern enligt *figur 8 nedan*.

Sedan gjordes ett tvärkrafts- och momentdiagram för att se var på trailerns balk tvärkrafter och moment uppstår. Mått för rambalken på den tänkta trailern fanns ej tillgängliga. Däremot fanns mått tillgängliga för en 2500 kg trailers rambalk, *se figur 6 nedan*. Därför utsattes istället denna för de krafter som fås från diagrammet med antagandet att balken på en 3500 kg trailer skulle ha bättre hållfasthetsegenskaper än den utredda, *se bilaga 2*.

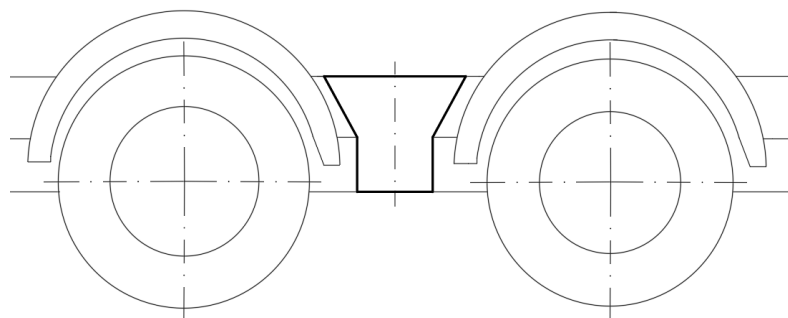


*Figur 6. Mått från en 2500 kg trailers rambalk.*

Trailerbalkens dimensioner sattes in i samma Excelprogram som tidigare nämnt *under rubrik 5 enligt bilaga 1* som räknade ut böjmotståndet och yttröghetsmomentet på balken samt att det statiska momentet togs fram med hjälp av AutoCAD. Böjspänningen och böjskjuvspänningen som uppstod i balken kunde sedan beräknas *enligt bilaga 2*.

De maximala spänningar som uppstod i balken var ca  $9 \text{ N/mm}^2$  böjskjuvspänningar i livet samt ca  $33 \text{ N/mm}^2$  böjspänning i flänsarna vilket är möjligt att jobba kring med normala stålsorter och en säkerhetsfaktor 6.

Sedan ritades ett fundament för pelarna upp i AutoCAD, *se figur 7 nedan*.

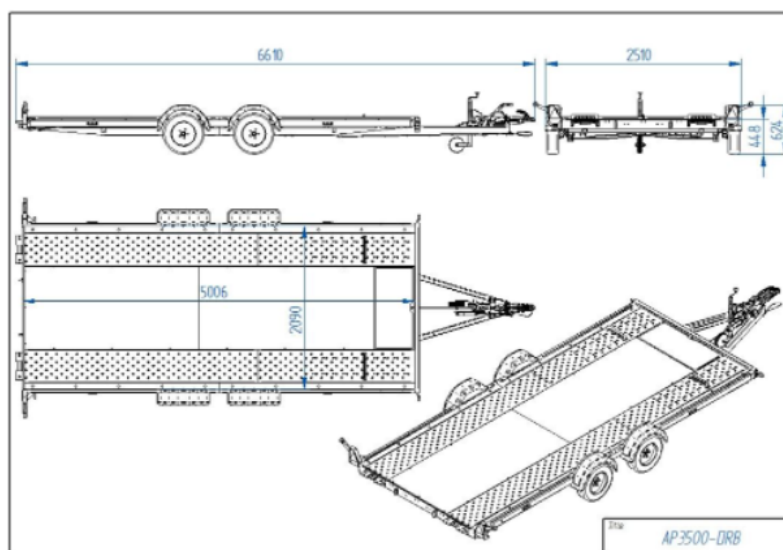


*Figur 7. Fundamentets form och placering mellan trailerns hjul.*

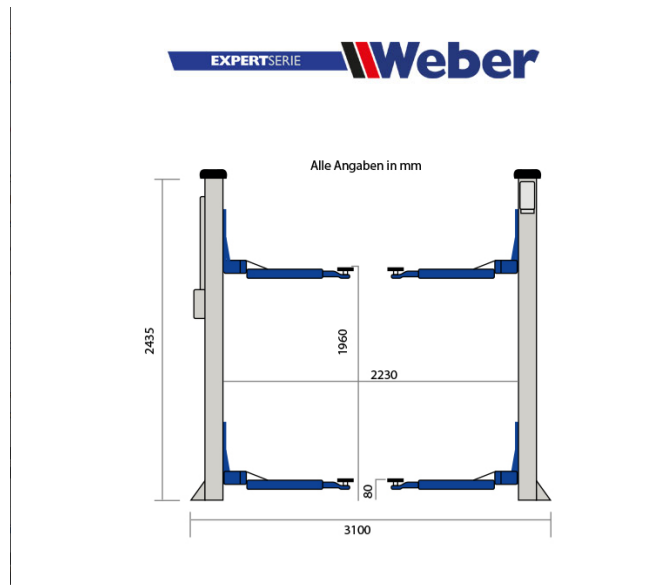
Formen på fundament baserar sig på det största möjliga fundamentet som skulle kunna få plats mellan hjulen utan att komma i kontakt med dessa.

Denna design var tänkt att använda en färdig trailer med en totalvikt på 3500 kg, samt en färdig pelarlyft med en lyftkapacitet på 3500 kg.

Trailern som valdes var en Tiki AP3500, *se figur 8 nedan*, som hade ett lastutrymme vilket var 5000 mm långt och 2090 mm brett. Den totala längden och bredden var 6610 mm respektive 2510 mm med en höjd från marken på 450 mm. Pelarlyften som valdes var en Weber C-2.32-AS, *se figur 9 nedan*, med en lyfthöjd på 1960 mm och en lastbredd på 2230 mm. Med en totalhöjd på 2435 mm och en totalbredd på 3100 mm kan man se att denna lyft var ganska stor men med lite modifikation antogs den kunna passa på trailern.



Figur 8. Ritning på trailern som undersökningen baserats på (Lastexperten, 2022).



Figur 9. Huvuddimensioner för pelarlyften (Hysesprodukter, 2022).

Trailern och pelarlyften tillsammans skulle väga ca. 1400 kg utan att beakta tillkommande vikt från tänkta modifieringar och eventuell kringutrustning.

### 6.3 Problematik

Till en början såg detta ut som en lovande design, men vid närmare undersökning kunde man konstatera att pelaren och trailerns design inte funkade så bra ihop. Detta tack vare hur ramen var konstruerad. Då den bärande balken var mitt under körbanan på trailern så skulle det krävs en väldigt bred fot för att få ut pelaren så att denna inte skulle påverka hur bred bil man kan lasta. Utöver detta hade en fot med dessa dimensioner blivit rätt tung och på så vis påverkat maximala tillåtna lasten trailern får ha.

Vid undersökning av hur pelarlyften kunde modifieras för att bättre få plats på trailern undersöktes möjligheten av att minska bredden mellan pelarna. Detta konstaterades genomförbart men lastutrymmets bredd minskades så mycket att det ansågs bli svårt att lasta en bil på trailern och sedan kunna lyfta denna på ett smidigt sätt.

Infällningen av pelarna visade sig också vara problematiska då nedfällningen skulle hamnat i linje med trailerns hjul samt att vikten på pelarna även försvårar upp och nedmonteringen. På grund av detta valdes att inte utforska pelarlyftdesignen vidare.

## 7. SKRUVDRIVEN SAXLYFT

Här utreds noggrannare om designen med en skruvdriven saxlyft skulle gå att genomföra praktiskt och hållfasthetsmässigt.

### 7.1 Kritiska områden

De kritiska områdena som identifierades till en början hos saxlyften med skruv var det mekaniska underläget för skruven i bottenläge samt hur mycket lastningen av en bil skulle kunna försvåras på grund av lastutrymmets golvhöjning.

På marknaden hittades inga egentliga saxlyftar med skruv vilka var möjliga kandidater för att kunna användas som billyftar vilket skapade ännu ett problem kring konstruktionen av lyften i sig.

Eftersom att en befintlig skruvdriven saxlyft klassad för att lyfta över 2000 kg med en lyfthöjd på över 1800 mm inte kunde hittas för kommersiellt bruk samt att de befintliga saxlyftarna som kunde hittas på marknaden hade en lyftplattformsbredd på över 600 mm vilket gör att mycket av de användbara utrymmet under bilen försvinner togs initiativet att se på möjligheterna kring konstruktion av en saxlyft från grunden vilket även skulle kunna gynna utredningen av den hydrauliska saxlyften senare i projektet.

### 7.2 Huvuddimensioner

För att kunna påbörja designen av saxlyften krävdes att de dimensionerande faktorerna sattes ut, vilket gjordes enligt nedanstående.

De dimensionerande och förutbestämda faktorerna att möta för saxlyften är alltså 1000 kg lyftkapacitet per saxlyft, 1800 mm lyftspann och så låg minsta höjd som praktiskt genomförbart. Utöver detta skall saxlyften även vara dimensionerad för att klara varierande hjulbas för olika bilmodeller.

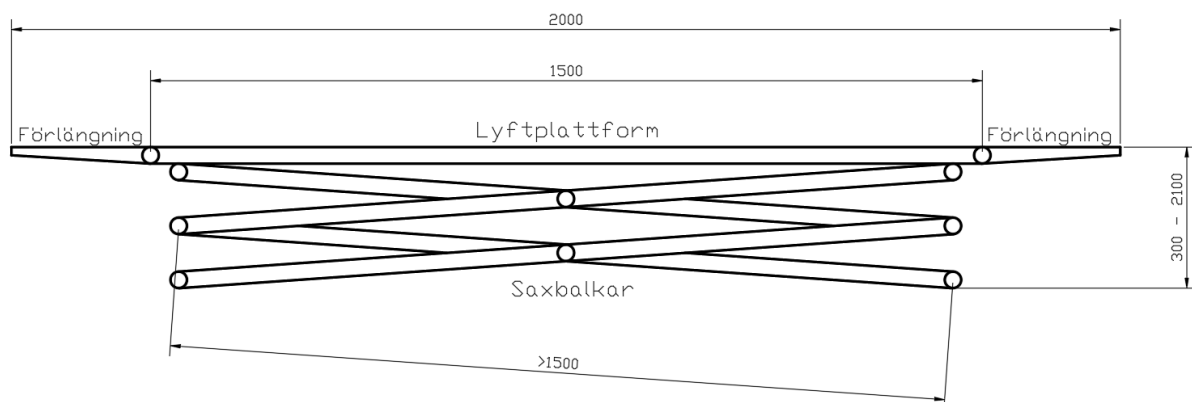
För att saxlyften även skall vara användarvänlig och smidig sattes även ett krav på att alla hjul skall kunna skruvas bort när bilen är i luften. Lyftpunkterna skall alltså hamna innanför fram och bak däckets på bilen i fråga. Detta skapar även en dimensionerande faktor vilken blir att lyftplattformens längd måste kunna varieras mellan ca 1500 mm till 2000 mm för att kunna skapa stabila lyftpunkter på bilen mellan fram- och bakdäcket.

För att skapa ett lyftspann på 1800 mm och fortsättningsvis ha den varierande lyftplattformens minsta längd till 1500 mm skapas ett krav på att lyften måste ha ett dubbelt saxpar för att kunna möta kriteriet på lyfthöjden utan att saxbalkarna vid lägsta lyfthöjd skall bli längre än 1500 mm och på så sätt hamna utanför lyftplattformens minsta längd, *se figur 10 nedan*.

Utöver detta så sattes även en önskad dimension på lyftplattformarnas bredd till 400 mm vilket hade gett ca 1200 mm användbart utrymme för arbete under bilen i centrum av trailern.

Detta sätter huvuddimensionerna, *se figur 10 nedan*, till:

- Lyfthöjd 300 - 2100 mm
- Lyftplattform längd 1500 mm - 2000 mm
- Saxbalkar under 1500 mm i två par
- Lyftplattformens bredd 400 mm per lyft



*Figur 10. Sidovy av saxlyften med huvuddimensioner.*

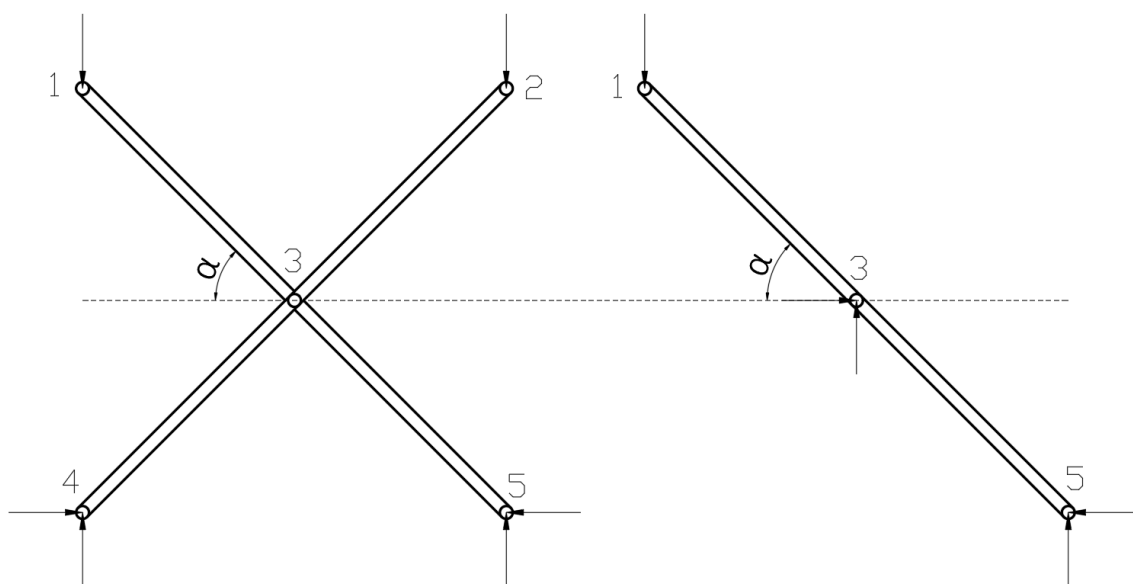


## 7.3 Tidig design

Tanken är att FE-analyser skall kunna göras i Inventor för att kunna konstatera hållfasthet i konstruktionen för saxlyften. För att få perspektiv på dimensioner utfördes till en början beräkningar för hand, i Excel och enkla 2D-modeller ritades upp i AutoCAD.

### 7.3.1 Friläggning

Först gjordes friläggning av en saxlyft med skruv i mitten av saxen enligt *figur 11* nedan.



*Figur 11. Saxlyftens balkar frilagda.*

Från friläggningen kunde sedan utföras jämviktsekvationer för x-led, y-led och moment kring vald punkt. Kända krafter i punkt 1 och 2 är bilens tyngd vilken sprider ut sig på 8 motsvarande punkter samt att y-krafterna i punkt 4 och 5 sattes lika med motsvarande kraft vertikalt ovanför med antagandet att tyngdpunkten på bilen vars tyngd valts till 20 000 N skulle hamna någonstans horisontellt mellan punkt 1 och 2.

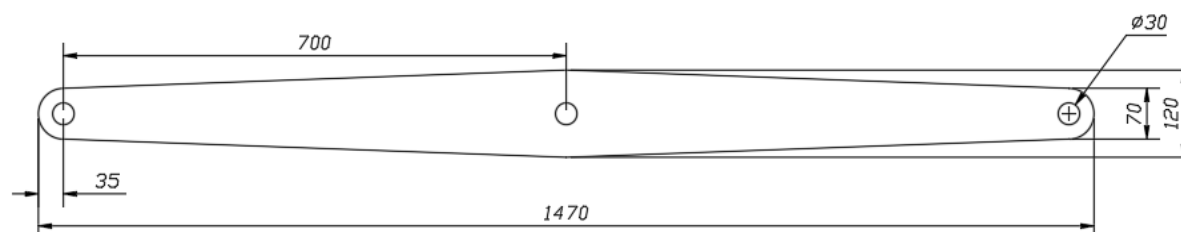
Jämviktsekvationerna löstes algebraiskt, *se bilaga 3*, och fördes in i Excel för att kunna variera vinkeln  $\alpha$ . De vertikala krafterna blev 2500 N i punkt 1 och 5 och de horisontella krafterna blev ca 47,6 kN i punkt 1, 3 och 5 med lasten fördelad lika på punkt 1 och 2.

### 7.3.2 Preliminär dimensionering

När krafter kunnat konstaterats och förts in i Excelprogrammet, som nämnts under rubrik 5 enligt bilaga 1, kunde dimensionerna för de större komponenterna såsom tappar och saxbalkar preliminärt fås fram (kontroll simuleringar i Inventor skall utföras i ett senare skede).

För att minska på vikten analyserades saxbalken utöver detta i ett tvärkrafts- och böjmomentdiagram enligt samma tillvägagångssätt som för pelarlyften under rubrik 6.2. Eftersom balken befinner sig näst intill horisontellt i sin lägsta position löstes kraftkomponenterna som verkar vinkelrätt mot balken ut ur friläggningen vid lägsta vinkeln alfa  $6^\circ$  vilket motsvarar en minsta lyfthöjd på ca 300 mm och balken utsattes sedan endast för dessa krafter vilka var 3978 N i vardera ända av balken. Denna analys gjordes med extremt ojämnt lastad saxlyft med bilens viktfördelning 80 % på punkt 1 och 20 % på punkt 2, friläggningen, tvärkraftsdiagrammet och böjmomentdiagrammet ses i bilaga 4.

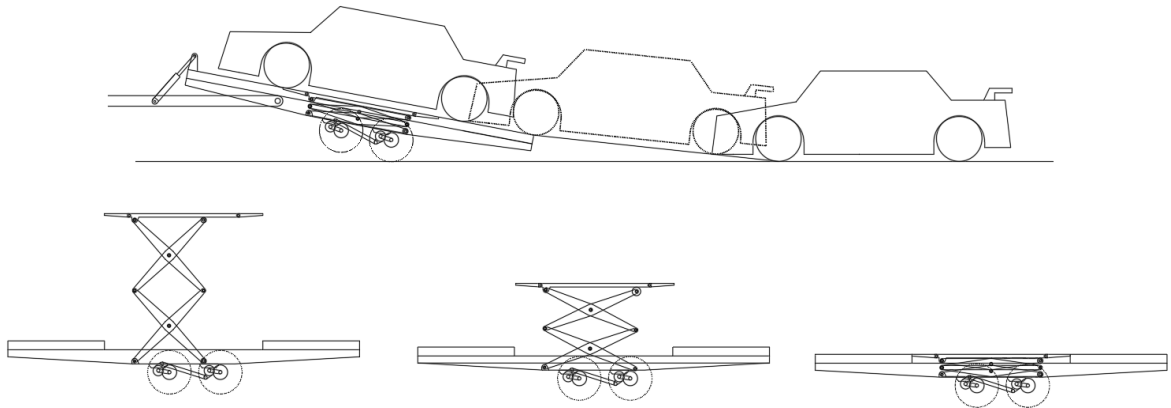
Med detta tillvägagångssätt kunde man lösa ut det minsta erforderliga böjmotståndet längs med saxbalken vilket beror av böjmomentet som funktion av x koordinat från böjmomentdiagrammet, se bilaga 4. Detta och dimensioneringen av tapparna gav den ursprungliga balken formen enligt figur 12 nedan, där den minsta lyftvinkeln alfa valdes till 6 grader vilket motsvarar en minsta lyft höjd på ca 300 mm.



Figur 12. Tidiga dimensioner för saxbalken.

Stålet som valdes att utföra balkarna är S355J2 vilket har en sträckgräns på 355 N/mm<sup>2</sup> vilket skulle med det reglemente som valts att följas ge en tillåten böjspänning på ca. 60 N/mm<sup>2</sup> och en skjuvspänning på ca. 36 N/mm<sup>2</sup>. Med detta kunde sedan en 2D-modell där

man ser lastning och lyft ritas upp i AutoCad. Som ses i *figur 13 nedan* så kunde en speciallösning med hydraulisk tipp på trailern för lastningen krävas då lastdäcket höjts med ca 350 mm vilket skulle ge en totalhöjd på ca 750 mm som utan denna lösning skulle försvåra lastning av låga bilar avsevärt.



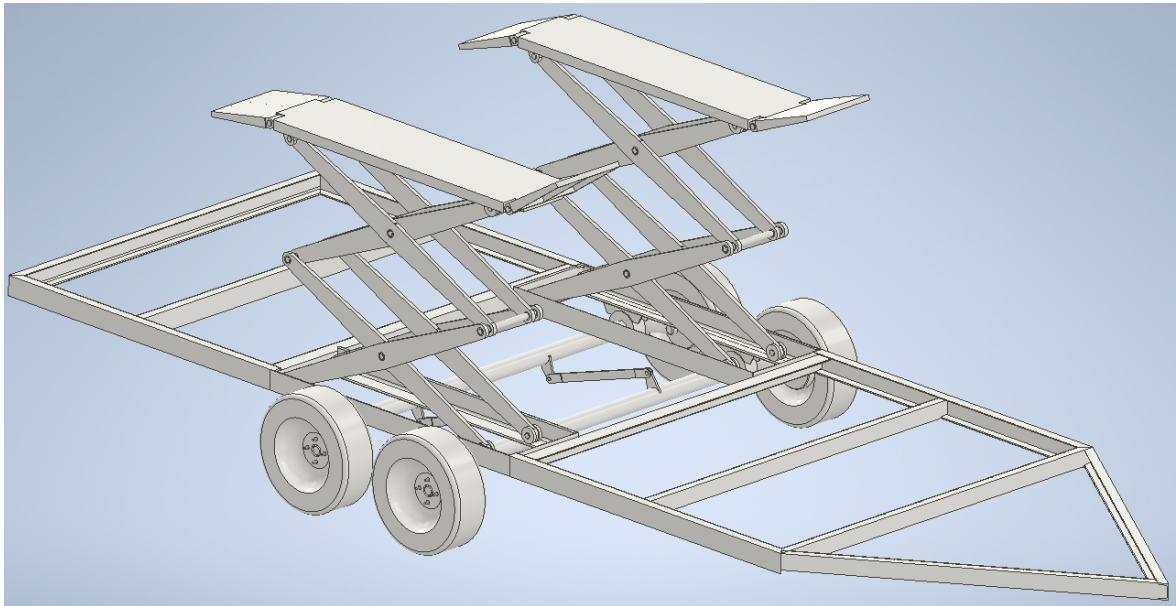
*Figur 13. 2D-modell för saxlyften i tidigt skede.*

Det problem som kunde konstateras i detta skede var att dimensioneringen av tappor som skall kunna tåla spänningarna vid lyft från lägsta höjd med skruv placerad horisontellt mellan två tappor kunde bli svårt med den önskade vinkeln i bottenläge utan att gå upp i hållfasthetsklass på stålet orimligt mycket.

## 7.4 Inventor 3D-modell

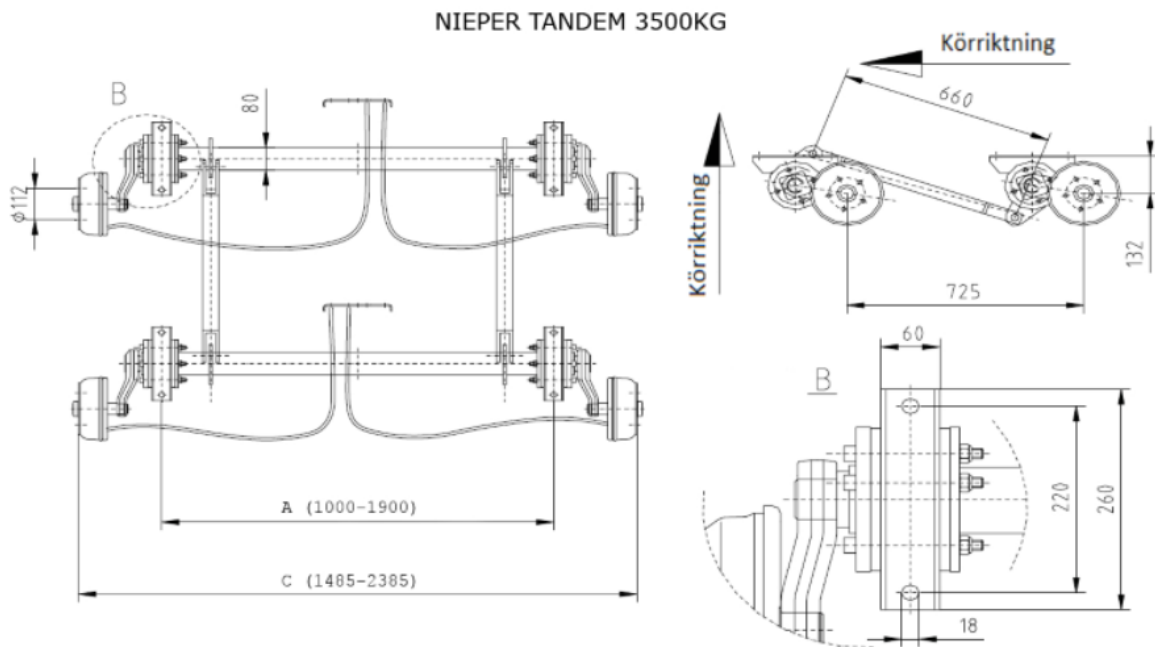
För att kunna konstatera korrekt dimensionering av balkar samt att få en 3D-modell på designen påbörjades modelleringen av saxlyften. Även om mekanisk skruv inte såg ut att vara det bästa alternativet kunde sedan denna modell även användas för simuleringar på den hydrauliska designen.

Detta moment var aningen mera tidskrävande än beräknat då ingen av oss var särskilt insatta i inventor och alla dess funktioner. Nedan i *figur 14* ses 3D-modellen från Inventor.



Figur 14. Inventormodellens utseende i detta skede.

Denna modell baserar sig på att bygga en trailer ram ovanpå en befintlig tandemaxel klassad för 3500 kg enligt figur 15 nedan.

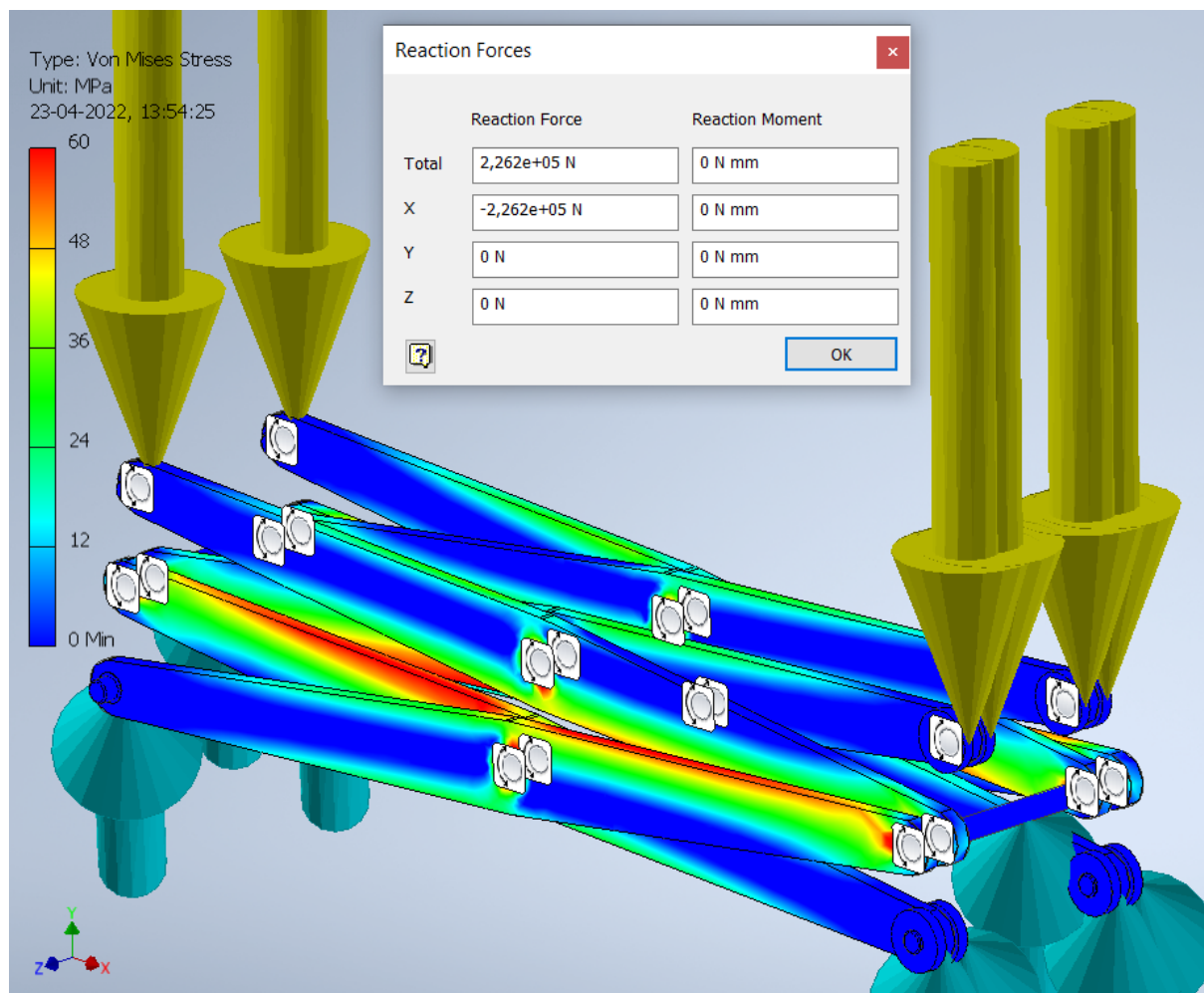


Figur 15. Tandemaxel 3500 kg (Teohydrauli, 2022)

I detta skede valdes att inte utforska trailerramens design mera ingående, dock finns bild på tänkt design längre ner i rapporten i figur 24 och 25 under utredningen för den hydrauliska saxlyften.

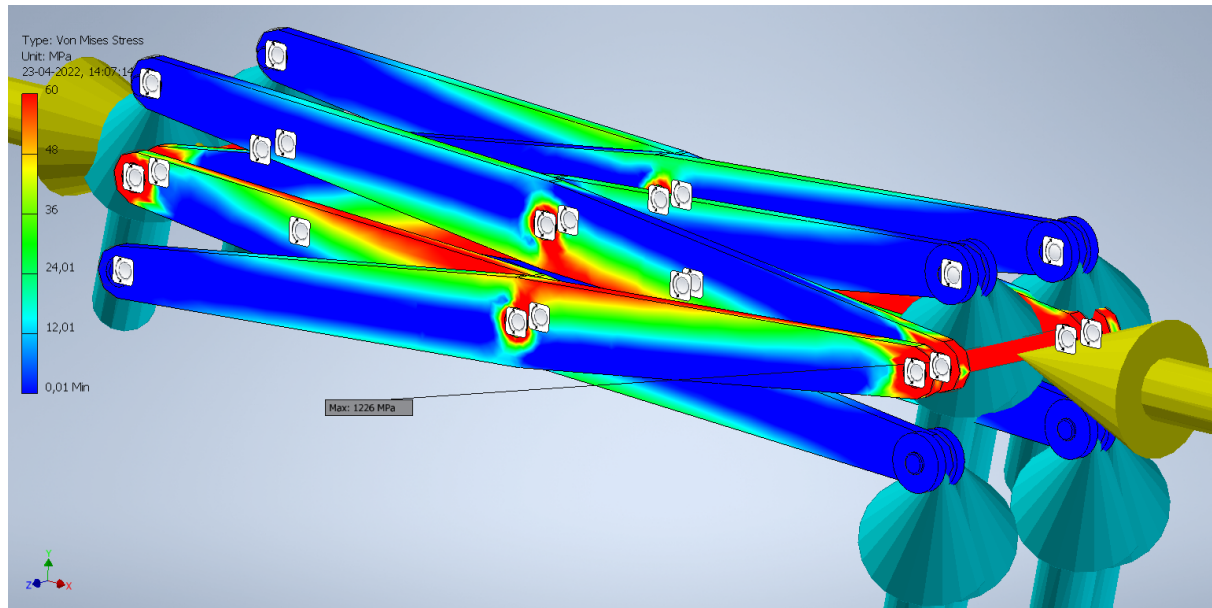
#### 7.4.1 Statisk stressanalys

För att säkert konstatera att den mekaniska skruvdesignen inte klarar av de påfrestningar som fås vid bottenläge utfördes en statisk stress analys med skruvens verkande punkter låsta i x-led. Dialogrutan visar reaktionskraften i x-led för tappen till höger där skruven skulle sitta, skruven skulle alltså vara tvungen att ge upphov till 226 000 N för att hålla upp bilens tyngd vilket är extremt stort pga den önskade låga vinkeln vid lägsta lyft. Se figurer 16 och 17 nedan samt bilaga 5 för ytterligare information om analysen.



Figur 16. Von-Mises spänningar för statisk stress analys.

I illustrativt syfte utsattes sedan tapparna för den extrema kraften 226 000 N vilken var reaktionskraften från *figur 16 ovan*. Detta gav upphov till von Mises spänningar upp till ca 1200 MPa, *se bilaga 6*, vilket är väldigt stora spänningar som skulle kräva annat material samt andra dimensioner på lyftkonstruktionen för att detta skulle vara möjligt.



*Figur 17. Analys där tapparna utsätts för reaktionskrafterna från figuren ovan.*

## 7.5 Problematik

Eftersom krafterna som skruven måste ge upphov till skulle bli så extremt stora vid den lägsta vinkeln för att uppnå en lyftande kraft på ca 10 000 N vilket är halva bilens tyngd skapas ett problem som anses vara svårt att kringgå utan att gå upp i dimensioner som är helt orimliga. På grund av detta valdes att inte vidare utforska möjligheter för skruvdrivning för saxlyften.

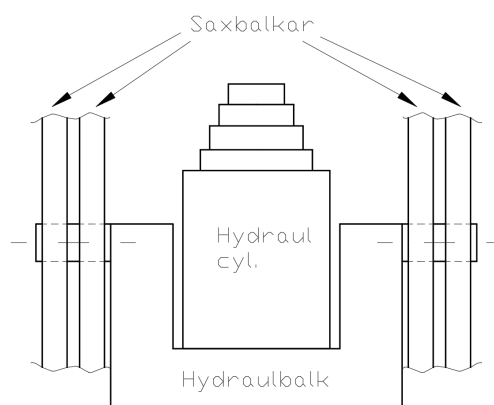
## 8. HYDRAULISK SAXLYFT

Denna design utreds med samma dimensionerande parametrar som för den mekaniska saxlyften. Friläggnen och de krafter som verkar är även desamma som tidigare, med undantag för kraften och de spänningar som uppstår på grund av den mekaniska lyftanordningen vilka kommer att ersättas av de krafter som hydraulcylindern skapar.

### 8.1 Kritiska områden

Ett av de kritiska områdena med denna design var att hitta en passlig hydraulcylinder och hur denna skulle fästas ihop med lyften. Valet blev balkar som skulle sitta ihop med saxarnas mittersta tappar. Balkarna fick dessutom en u-form för att kunna få plats med en tillräckligt stor hydraulcylinder.

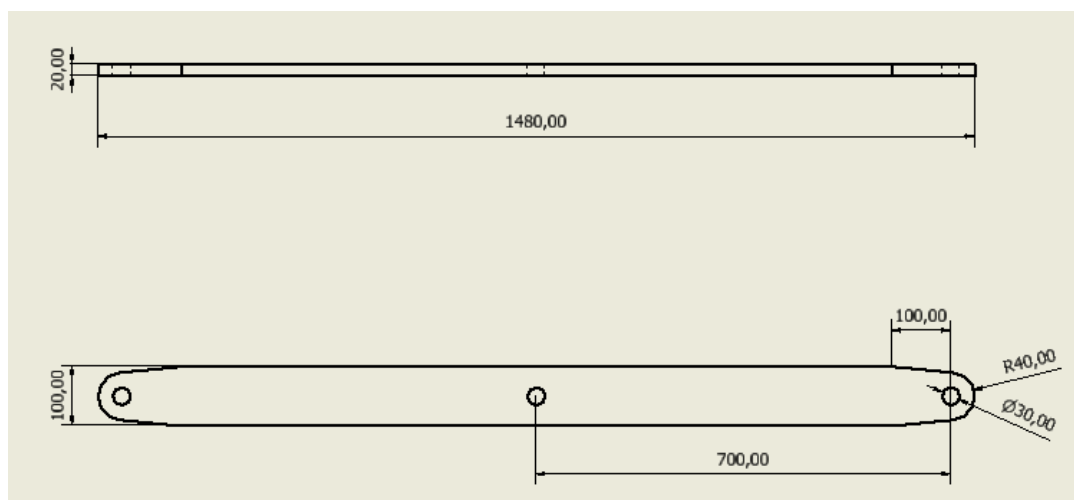
Tanken med att placera hydraulbalkarna på detta vis är att få så effektiv verkan på hydrauliken som möjligt. Detta kunde konstateras vara med cylindern placerad så att denna lyfter i samma riktning som själva lyften rör sig. Jämför man med de lyftar som finns på marknaden är detta en lite ovanligare design men detta förmodligen på grund av brist på utrymme under lyften. I detta fall fanns tillräckligt med utrymme för att detta skulle vara genomförbart med en teleskopisk hydraulcylinder vilken skulle krävas att ha en slaglängd som är hälften av den totala önskade lyfthöjden 1800 mm. Nedan i *figur 18* ses formen på hydraulbalken.



*Figur 18. Skiss från AutoCAD på hydraulbalkens utseende.*

## 8.2 Huvuddimensioner

Lyfthöjden och bredden på lyften är densamma som tidigare design. Balkarnas dimensioner ändrades till flatstål av typen S355J2 med dimensioner 20 x 100 mm som går att köpa från ställager utan specialbeställning (Stena Stål, 2022). Endast avfasning av ändorna på flatsålet krävs nu, *se figur 19 nedan*.



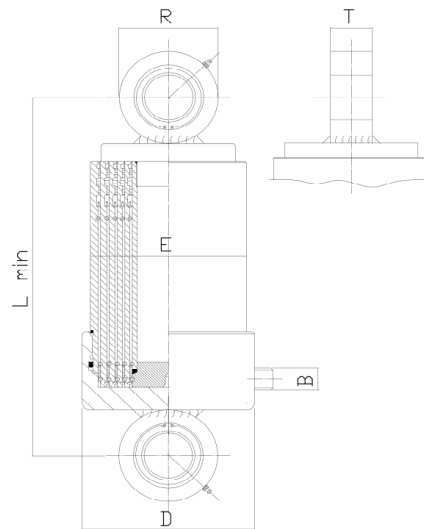
Figur 19. Bild på dimensionerna för flatstålet till saxbalken.

När modelleringen av hydraulbalkarna togs fram gjordes detta runt en lämplig hydraulcylinder. Vid mätning inne i den befintliga modellen för att se hur mycket rum som fanns till hands samt hur cylindern önskas placeras i lyften kunde man konstatera att en cylinder av teleskop typ av var det bästa alternativet för denna design, *nedan i tabell 1* ses mått för några teleskopiska hydraulcylindrar (Tubex, 2013).

Benämning	Ingående cylindersteg						Slagl. mm.	L min. mm.	Mått	Vikt kg.	Vol. liter
	1	2	3	4	5	6					
LL 105/45-864	90	75	60	45			864	410	CC = L min		3,9
LL 105/45-1264	90	75	60	45			1264	510	B = 1/2" utv.		5,7
LL 105/45-1564	90	75	60	45			1564	585	D = 118		7
LL 105/45-1764	90	75	60	45			1764	635	E = 107		7,9
LL 105/45-2264	90	75	60	45			2264	760	R = 82		10
LL 105/60-648	90	75	60				648	410	T = 29		3,5
LL 105/60-948	90	75	60				948	510	GE30ES		5,0
LL 105/60-1173	90	75	60				1173	585			6,2
LL 105/60-1323	90	75	60				1323	635			7,0
LL 105/60-1698	90	75	60				1698	760			8,9

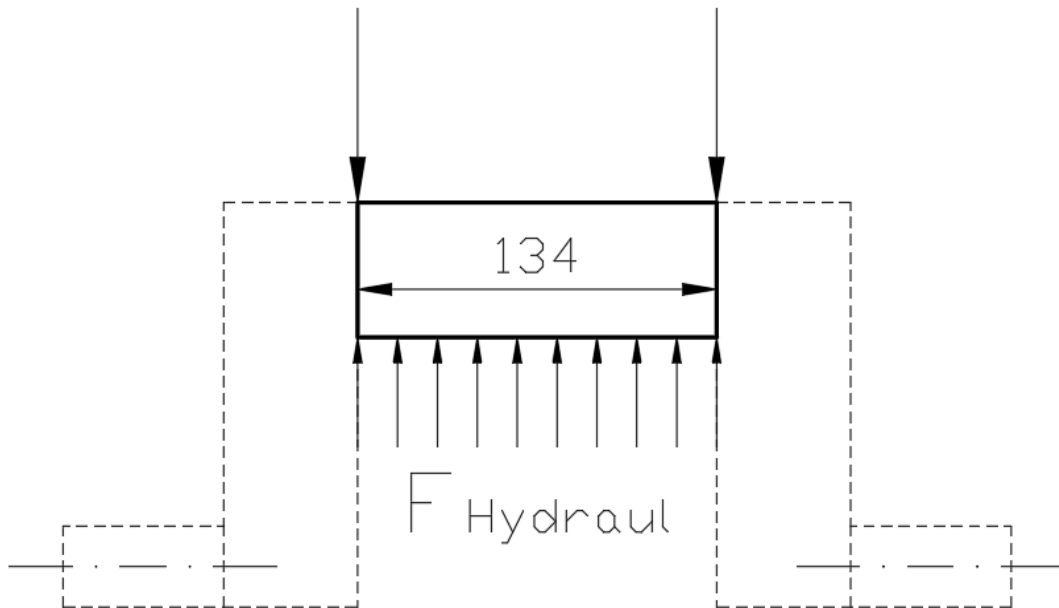


Den lämpligaste cylindern ansågs vara en Tubex LL 105/45-864, *se figur 20 nedan*, där själva lagerdelen i vardera ända skulle kapas bort på för att sedan kunna fästa cylindern mot hydraulbalkarna på lyften för att vinna extra utrymme.



*Figur 20. Ritning på cylindern. (Tubex, 2013)*

Hydraulbalkarna designades för att klara av en kraft på 27 000 N på mitten av balken vilket är den lyftkraft hydraulcylindern levererar vid 175 bar med en cylinderdiameter på 45 mm i sista steget. Vid mätning i Inventor kunde det konstateras att den maximala höjden på denna balk inte fick överskrida 55 mm för att få plats med hydraulcylindern, vars minsta längd med öglorna bortkapade uppgick till 328 mm. Det inre måttet mellan tapparna på balken krävde även att vara minst 107 mm på övre balken vilket är hydraulcylinderns minsta diameter samt 118 mm i nedre balken vilket är dens största diameter. Detta mått uppgick till 134 mm för den nedre hydraulbalken samt 110 mm för den övre då saxlyften smalnar av mot toppen. Med detta i åtanke kunde balken friläggas *enligt figur 21 nedan*. I verkligheten skulle  $F$  vara utbredd last över endast cylinderdiametern men för enkelhetens skull gjordes denna analys enligt elementarfall med utbredd last över hela balken. Detta speglar inte helt verkligheten där den utbredda lasten egentligen sprider ut sig på 118 mm och inte hela balken, vilket tas i åtanke vid modellering i ett senare skede.

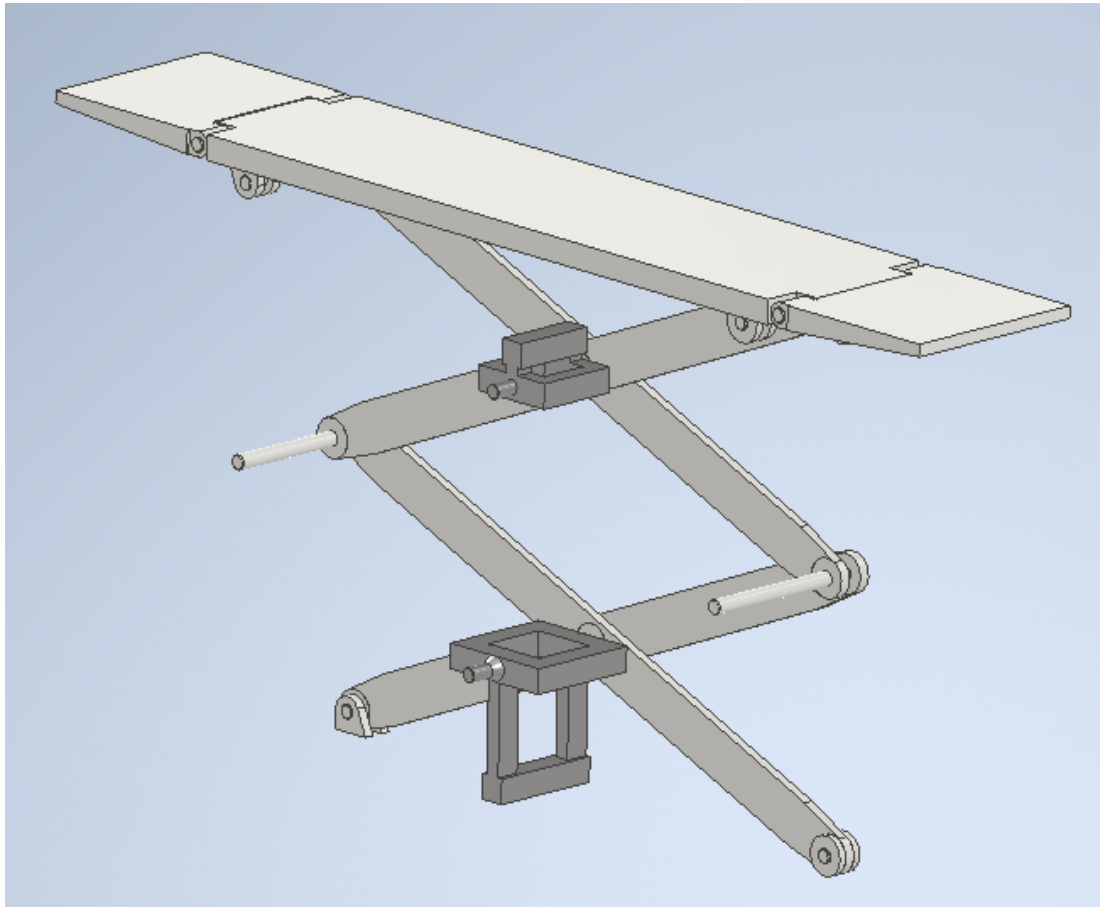


Figur 21. Friläggning av hydraulbalken.

Med hjälp av friläggningen och jämviktsanalys kunde den största tvärkraft som uppstår konstateras vara 13 500 N. Böjmomentet uppgick enligt elementarfallet till ca 443 Nm. För att kontrollera att böjskjuvningsspänningarna som uppstår i balken användes följande formel:

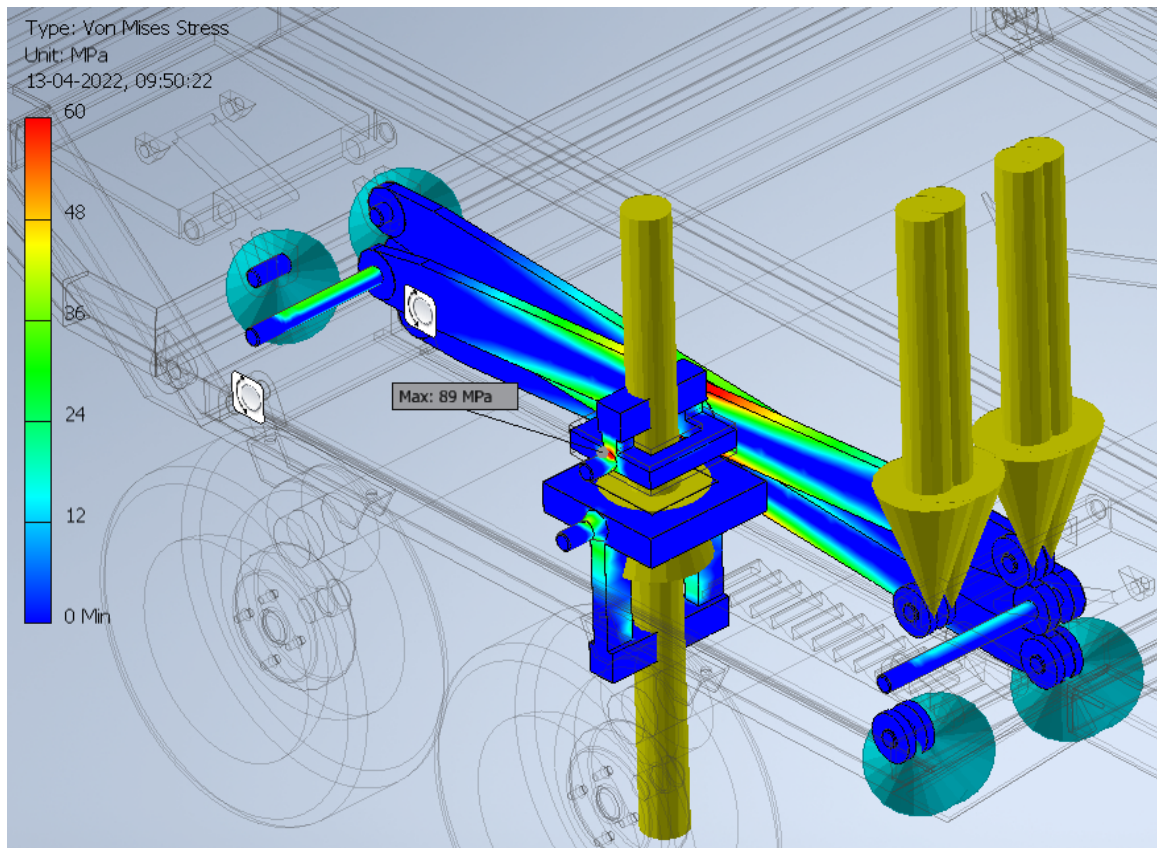
$$\tau_b = \frac{T \cdot S_A}{I_x \cdot b_z}$$

Med en balkdimension på 50 x 50 mm fås en böjskjuvspänning på 8,1 N/mm<sup>2</sup> och en böjspänning på 21,3 N/mm<sup>2</sup>. För att vidare dimensionera balken modellerades den i inventör, *se figur 22 nedan*, och hydraulkraften simulerades varav balken förstärktes extra kring tapparna till den mån det fanns utrymme för att klara av den hydraulkraft som kommer att verka på den.



*Figur 22. Bild på hydraulbalkarna samt hur de sitter i lyften, endast halva lyften är synlig i figuren.*

Alla tappar har diametern 30 mm, som fåtts fram med tillvägagångssätt *enligt kapitel 5*, med en varierande längd beroende på placering. Statiska stress analyser utfördes även på dessa *enligt figur 23 nedan*. Genom analyserna kunde konstateras att för övre hydraulbalken skulle krävas ett stål med högre hållfasthetsklass eller en grövre tapp varvid ett stål av kvaliteten SS2225 valdes vilket har en sträckgräns på  $720 \text{ N/mm}^2$  och en överkomlig bearbetningsbarhet (Tibnor, 2019).



Figur 23. Spänningar som uppstår på hydraulbalkar och tappar.

Hållkantstrycket kontrollerades även för lagrings/bussningsområdena i lyften. Det mest utsatta området vid lyft befinner sig kring hydraulbalkarnas tappar. Hållkantstrycket beräknades enligt:

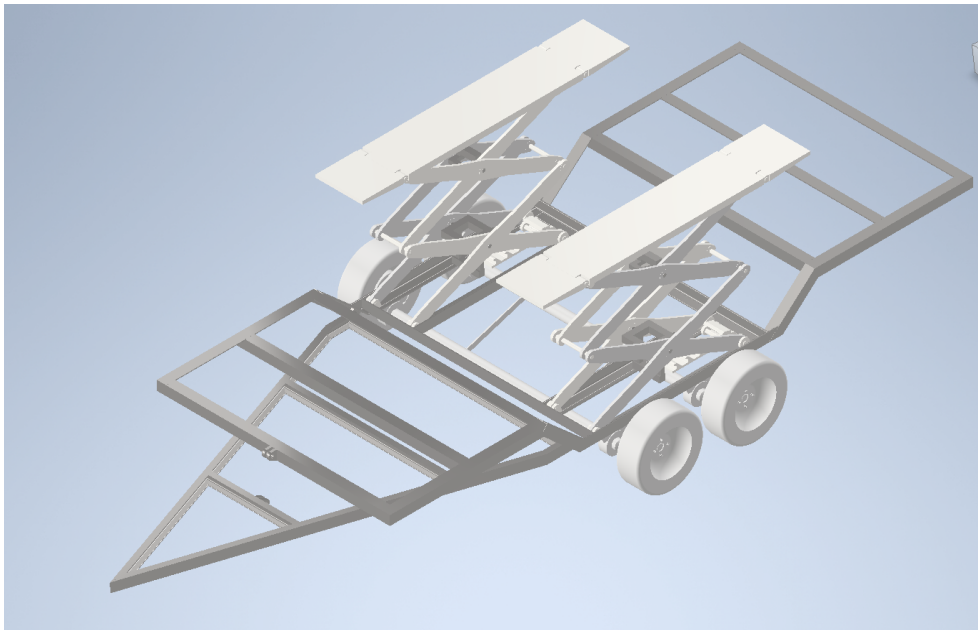
$$p = \frac{F}{d \cdot l}$$

Där  $p$ , är hållkantstrycket,  $F$  är den kraft som uppstår i lagrings området vilken valdes till en fjärdedel av 27 000 N då kraften fördelar sig på fyra saxbalkar,  $d$ , är diametern på hålet samt  $l$  är längden på hålet (Dahlvig, 1987).

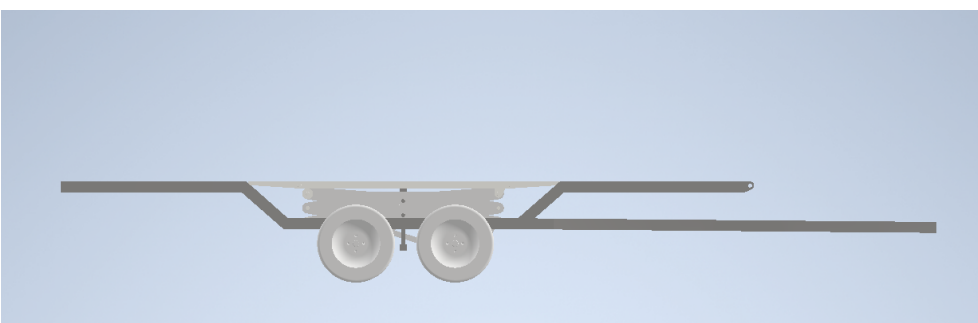
Detta gav ett maximalt statiskt hållkantstryck på 11,25 N/mm<sup>2</sup>, vilket enligt SKF:s produktkatalog för en PTFE komposit bussning är acceptabelt (SKF, 2022).

### 8.3 Inventor 3D-modell

Till en början användes samma modell som för saxlyften med skruv. Det som ändrades var dock att istället för den mekaniska lyftanordningen så ersattes denna med den ovannämnda hydrauliska anordningen. Balkarna modifierades också eftersom de ursprungliga balkarna skulle behöva specialbeställas vilket skulle kunna resultera i höga tillverkningskostnader, nedan i figur 24 och 25 ses den modifierade 3D-modellen.



*Figur 24. Bild på trailern och lyften tillsammans.*



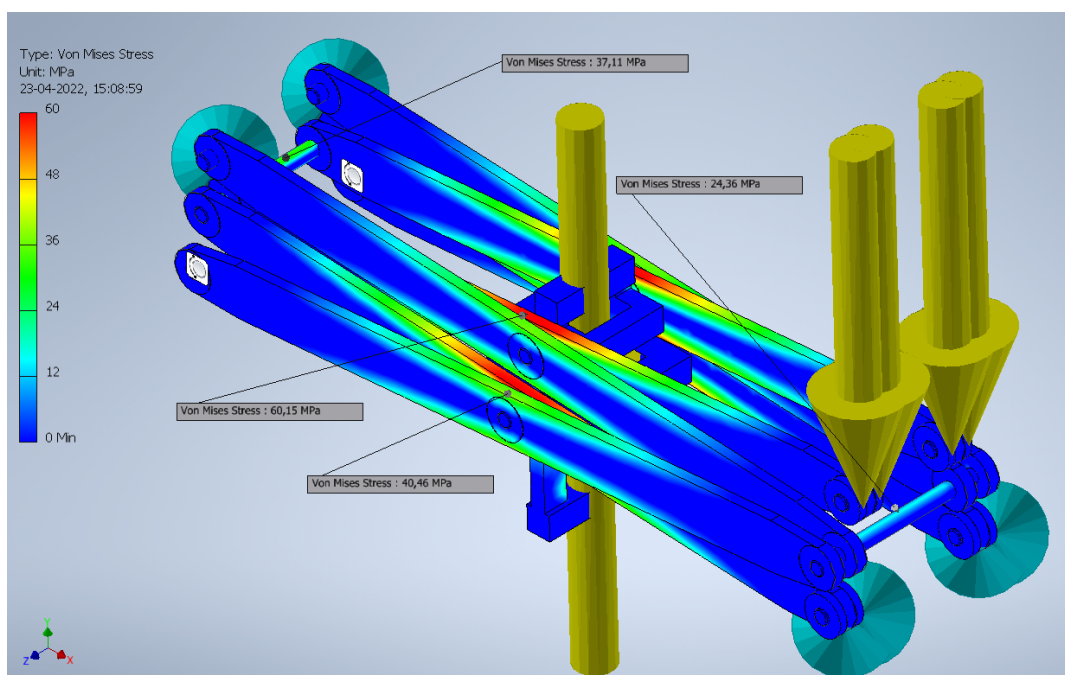
*Figur 25. Bild som visar hur lyften sitter på trailern.*

Efter att modellen modifierats och begränsningar samt krafter beräknats kunde FE-analys utföras.

### 8.3.1 Statisk stressanalys

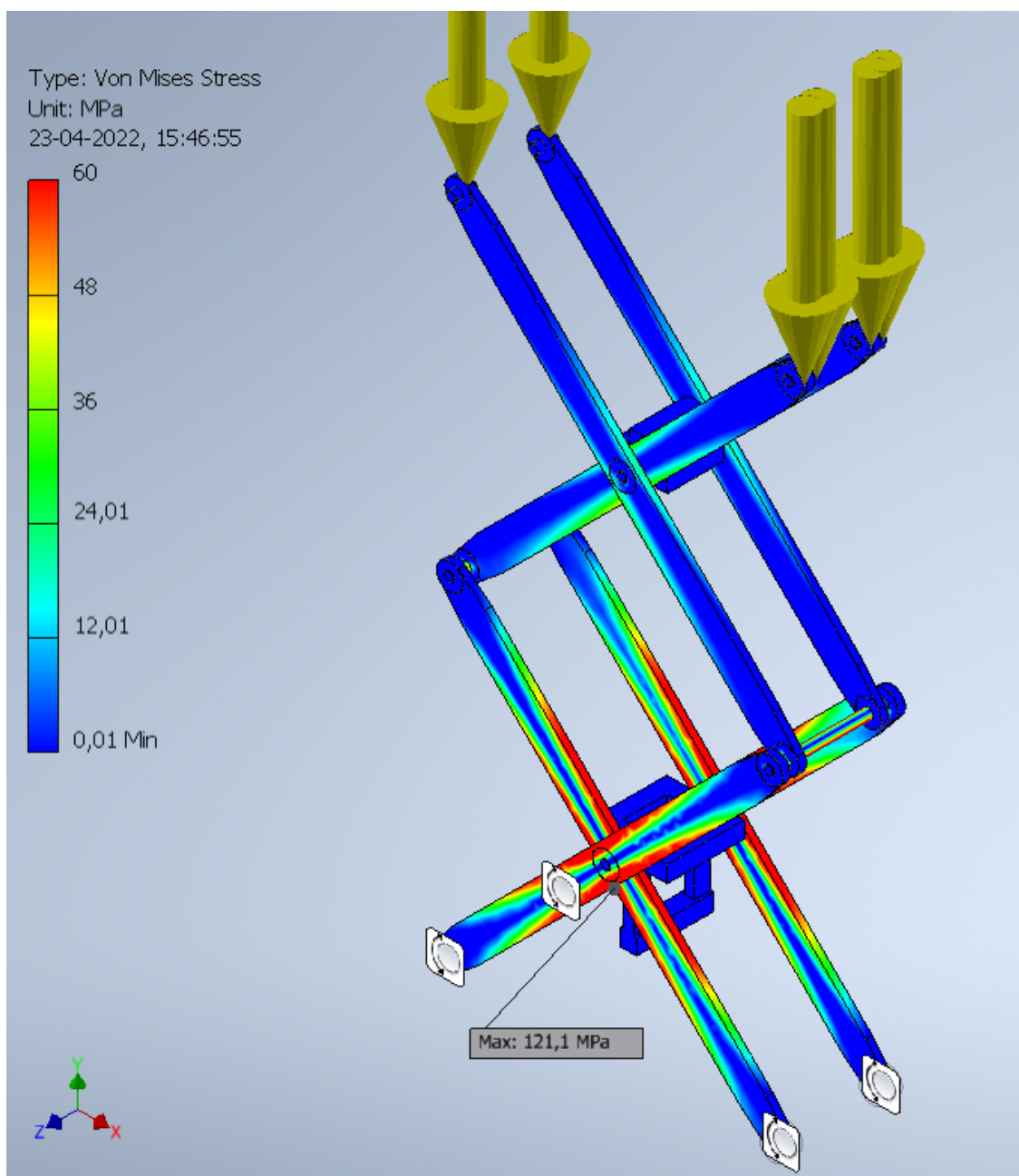
Här kontrollerades de spänningar som uppstår vid lastning av lyften samt påkänningar när lyft utförs i olika lägen. Dessa analyser jämfördes med de manuella beräkningar som tidigare gjorts och kunde konstateras stämma relativt bra.

De största påfrestningarna uppkom då lyften var i sitt bottenläge. För att designa lyften så säkert som möjligt gjordes därför dessa analyser främst i just detta läge samt att en ojämn lastning antogs med viktfordelningen 40 % i bakkant och 60 % i framkant. Lyftens alla komponenter klarar von Mises spänningar med en säkerhetsfaktor på 6 för de stålqualiteter som valts, *se figur 26 nedan, fullständig rapport ses i bilaga 7.*



*Figur 26. Bild från stress analys med lyft från bottenläge.*

Lyften utsattes sedan för de krafter som uppstår vid positionering i de mekaniska låslägena som är ett krav vid hydraulisk lyftanordning. Tanken var att de mekaniska låsningarna skulle sitta i botten av lyften och ta upp den kraft som uppkommer i x-led då hydrauliken avlastas. Dock skapar detta på samma sätt som tidigare för den skruvdrivna saxlyften väldigt dåliga förutsättningar för att ta emot tyngden av bilen i en lyft med dubbla saxar, *se figur 27 nedan samt bilaga 8.*



Figur 27. Lyften låst i positionering.

Som ses blir von Mises spänningar mycket stora med avseende på säkerhetsfaktorn i det nedre saxparet då *pinned constraints* är valt i botten för att simulera låsningarna.

## 8.4 Problematik

Som synes i analyserna skapar denna typ av låsning en situation där antingen en rejäl uppdimensionering krävs vilket inte är önskvärt då detta skulle öka på saxlyftens lägsta höjd

och vikten av lyften eller övergång till ett stål med högre hållfasthetsklass som innebär sämre bearbetningsbarhet vilket inte heller är önskvärt. Alternativt hade en typ av låsning som låser lyften med verkningspunkter på hydraulbalkarna kunna göras.

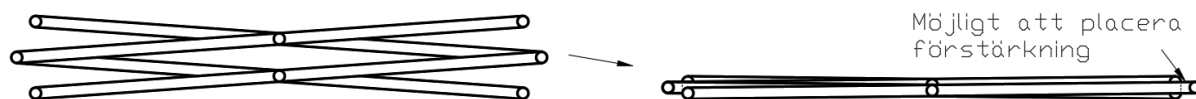
En ny låsningsanordning skulle möjligtvis kräva en fällbar eller teleskopisk design för att kunna placeras på ett mera fördelaktigt ställe.

Med dessa alternativ till hands konstateras att hydraulikens placering inte är försvarbar eftersom onödigt krångliga lösningar skulle krävas på de mekaniska låsningarna. Priset för denna design utan uppdimensionering skulle ha landat på ca 14 000€. I kalkylen tas inte tillverkningskostnader och materialsvinn i beaktande vilket, om man inte gör arbetet själv, kan göra designen avsevärt mycket dyrare, *se bilaga 9 för kostnadskalkyl*.

Vikten för denna design utan uppdimensionering av komponenter skulle ha uppgått till ca 1600 kg, *se bilaga 9 för viktkalkyl*, trailerns vikt är uppskattad att bli ungefär samma som för TIKI AP3500 om designen hade färdigställts.

Hydraulikens placering hade varit mera fördelaktig om en icke-teleskopisk cylinder använts och angreppspunkterna valts annorlunda då detta skapar simplare förutsättningar för att en mekanisk låsning skall kunna verka i samma punkter som hydrauliken verkar, *se figur 29 nedan under rubrik 9.1 för exempel från befintlig design*.

Utöver detta konstateras även att en avsevärt mycket lägre minsta höjd på saxlyften skulle kunnat uppnås om saxarnas mittersta tapp förskjutits så att dessa helt passerar fritt från varandra. Detta skulle även möjliggjort en bättre design där de yttre långa tapparna inte skulle krävs att ta upp det böjmoment som uppstår då en förstärkning kunnat placerats mellan de inre saxbalkarna som ej kräver glidlagring, *se figur 28 nedan*.



*Figur 28. Illustrerad saxlyft med förskjutna tappar samt möjlig placering av förstärkning.*



## 9. ALTERNATIV DESIGN

Designen med den hydrauliska saxlyften skulle möjligtvis gå att konstruera i verkligheten. Det är dock svårt att motivera de höga kostnaderna för tillverkningen med den designen då stålpriserna är mycket höga vilket skulle resultera i ett pris för tillverkning som inte skulle löna sig med tanke på priset på de befintliga saxlyftarna som finns på marknaden samt de onödigt krävande tekniska lösningar som skulle behövts.

Därför valdes att göra en snabb utredning kring möjligheterna till att använda en befintlig saxlyft vilken inte hade de dimensioner som önskats från början.

### 9.1 Befintlig utrustning

Saxlyften som valdes att utgå ifrån är en Redback RB3000 vilket är en lågprofils hydraulisk saxlyft med pneumatisk mekanisk låsning *enligt Figur 29 nedan*.



*Figur 29. Bild på saxlyften med manöverskåp (Tyre Bay Direct, 2022)*

För att kunna driva denna saxlyft utan att förlita sig på att luft och strömtillförsel finns tillgängligt på platsen som trailern befinner sig på krävs även komprimerad luft med trycket 6-8 bar samt eltillförsel på 2,2 kW till förfogande på trailern.

På grund av detta valdes att utreda en design med generatoraggregat, kompressor och manövrerings-skåp med hydraulaggregat tillhörande saxlyften placerat på trailerns dragstång.

## 9.2 Fördelar och nackdelar

De befintliga saxlyftar som finns på marknaden har en del olikheter i design jämfört med den designen vi gjort utredning i, de för och nackdelar som kunde konstateras för denna alternativa design var:

Fördelar:

- Tillverkningskostnader ser ut att kunna bli jämförbara med tidigare design.
- Minsta lyfthöjden avsevärt mycket lägre vilket även kan skapa ett lägre last däck.
- Tiden för tillverkning skulle kunna kortas ned avsevärt.

Nackdelar:

- Utrymmet tillgängligt för service under bilen minskas avsevärt eftersom lyftplattformens bredd på den befintliga saxlyften är 660 mm.
- Större krav på elförbrukning.
- Större krav på kringutrustning såsom tryckluft.

## 9.3 Val av kringutrustning

De extra komponenterna som krävdes för att kunna driva saxlyften som valts är en luftkompressor med kärl samt en generator vars effekt klarar av att köra både hydraulaggregatet och kompressorn samtidigt.

Kompressorns erforderliga luftkärlsvolym ansågs inte vara stor eftersom att denna endast skulle driva låsningsystemet för saxlyften. Det erforderliga trycket var dock dimensionerande och är 6 - 8 bar var för kompressorn Nuair Siltek Plus 6l 750W som kostar 160 €, *se figur 30 nedan*. Denna valdes då den är både billig, kompakt och har en liten erforderlig effekt. Dimensionerna för denna är 370 x 370 x 375 mm.



*Figur 30. Kompressorn vilken utgås ifrån (K-Rauta, 2022)*

För att kunna driva både kompressorn och hydraulaggregatet samtidigt valdes generatoraggregatet STANLEY® SG 6500, *se figur 31 nedan*, vilken har en momentaneffekt på 6,5 kW och en kontinuerlig effekt på 6 kW samt dimensionerna 810x550x680 mm. Denna generators momentaneffekt bör klara de startströmmar som elmotorn för hydraulsystemet skapar initialt (National Pump & Energy, 2022) samt även kunna driva kompressorn så länge som dessa inte startar exakt samtidigt.

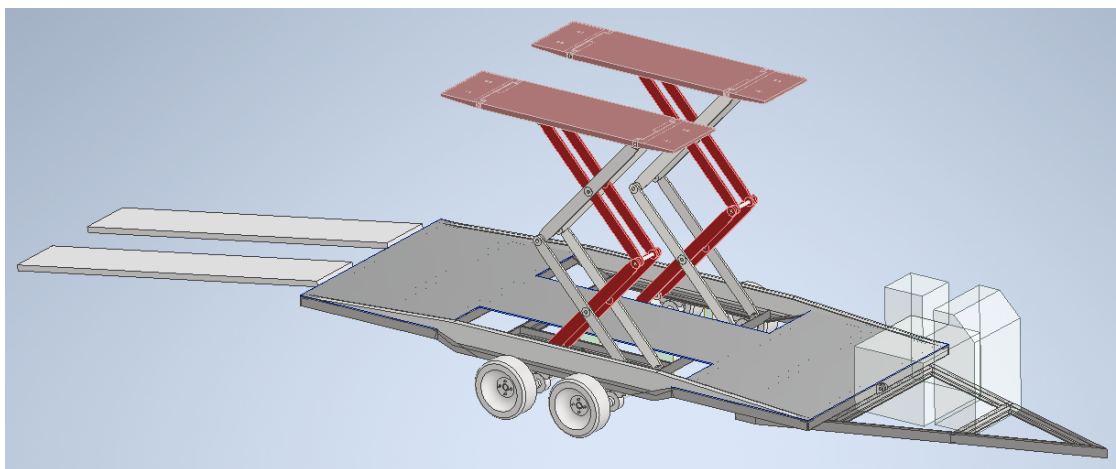


*Figur 31. Den valda generatorn (MOTONET, 2022)*

Den övriga kringutrustningen som tillkommer är som nämnt hydraulaggregatet med manövreringsskåpet som kommer med saxlyften.

## 9.4 Huvuddimensioner och 3D-modell

I 3D-modellen användes endast de dimensionerande måtten för lyft, trailer och kringutrustning genom att modifiera den befintliga 3D-modellen för saxlyften, på grund av detta finns inte komponenter såsom hydraulcylindrar och annat med i 3D-modellen samt att kringutrustningen illustreras med deras yttre mått utan detaljer. *Nedan i figur 32* ses den alternativa designen i 3D.



*Figur 32. Den modifierade designen med kringutrustning illustrerad som lådor på dragstången.*

För att få plats med all utrustning krävs en modifiering och förlängning av dragstången samt att ett slätt lastutrymme även skulle kräva modifiering av trailerns ram, i form av en höjning av lastdäcket. Detta skulle resultera i dimensionerna för trailern med avseende på lastdäck höjd, totalbredd och totallängd att vara 550 x 2510 x 7250 mm och den totala vikten med alla komponenter inräknade samt ett symboliskt tillägg för modifieringar som skulle krävas att utföras på dragstång och ram skulle bli 1938 kg vilket skulle tillåta lastning av en bil vars vikt kan vara högst 1562 kg. Dessa vikter och mått gäller om som tidigare utgås från en TIKI AP3500.

Om valet skulle göras att inte ha kringutrustningen för drivning av saxlyften skulle totalvikten för trailern kunna reduceras till 1765 kg vilket skulle möjliggöra lastning av en bil med vikten 1735 kg, *se bilaga 10 för vikt kalkyl*. Vikten för bilar som kan lastas på denna

design uppgår inte till den önskade vikten på 2000 kg för någon av varianterna samt att den tillkomna vikten för modifieringar endast är uppskattad och skulle kunna bli mera. Dock finns det många bilmodeller som skulle kunna klara de uppskattade viktbegränsningarna.

## 9.5 Kostnads kalkyl

Kostnaderna för denna design med kringutrustning utan att beakta de tillkommande kostnaderna för modifieringar i ram och dragstång skulle uppgå till 12 589 €, *se bilaga 10*.

## 9.6 Vidare utredning

Denna design skulle vara avsevärt mycket enklare och aningen billigare i konstruktionen än de tidigare varianterna men dock finns nackdelar även med denna design som skulle behöva vidare utredning såsom:

- Modifiering av hydraulik och pneumatik tillförseln till saxlyften.
- Saxlyftens tillverkares arbetstemperaturområde vilket anges till 5-40 °C.
- Modifiering på trailerns ram och dragstång.
- Utredning kring stabilitet och egensvängning vid upphissat läge.
- Design av anordning som förhindrar lyft vid lutande mark.
- Möjlighet till viktreducering.

Stabiliteten för trailern med bil upphissad i max höjd bör inte vara något problem om tex stödfötter med skruv placeras på lämpligt ställe i trailerns körbanor nära axelpartiet som bör vara dimensionerat att klara de påfrestningar som påförs saxlyften skulle då kunna få ett plant och stabilt fundament att stå på. Detta skulle kunna kombineras med någon form av säkerhetsmekanism för att försäkra att trailern står i plan, t.ex. elektroniskt.

Tillverkaren för saxlyften anger som nämnt arbetstemperaturområdet för saxlyften till 5-40 °C vilket skulle kunna bero på hydrauloljans egenskaper. Detta är dock inte säkert och skulle kräva en mera ingående utredning.

Modifiering av trailerns dragstång skulle kräva utredning kring hållfastheten i området samt hur detta ändrar lastens tyngdpunkt vilket kan påverka dragkulans tryck som även bör utredas.

Modifiering i ramen skulle kräva en mera ingående utredning av placeringen av saxlyften samt hur exakt konstruktionen för ramen skulle behöva ändras.

Man skulle också kunna tänka sig en ännu enklare design som kunde vara att inte alls höja lastutrymmets golv och endast fästa saxlyften rakt på det befintliga golvet vilket skulle förenkla designen ännu mera. Dock skulle då bilen som lyfts krävas att ha aningen högre markfrigång då minsta lyfthöjd för denna saxlyft är 105 mm.

## 10. SLUTSATS

Syftet med detta arbete var att ta fram en design på en trailer som skulle göra det möjligt att transportera och göra servicearbeten på en bil, samt kontrollera om denna är ekonomiskt, tillverkningsmässigt och arbetsmässigt försvarbar.

Beräkningar gjordes manuellt samt med Inventor och Microsoft Excel. Ritningarna gjordes i AutoCAD och Inventor.

Utredningarna för de två första designerna konstaterades i ett tidigt skede ej vara försvarbara. Designen med pelarlyft klarade ej de krav som var satta ur ett designperspektiv och designen med skruvdriven saxlyft konstaterades orimlig ur ett hållfasthetsmässigt perspektiv.

Med en i slutskede troligtvis endast marginell viktskillnad mellan den egendesignade hydrauliska saxlyften och den alternativa designen kan konstateras att detta ej är av större betydelse om tillverkning skulle ske i verkligheten. Ingen av designerna uppfyller den önskade egenvikten, dock finns det många bilar som trots detta skulle kunna brukas på designerna. Prisskillnaden är till den alternativa designens fördel. Tillverkningsprocessen anses vara avsevärt mycket simplare för den alternativa designen. Det konstateras att det finns för och nackdelar kring arbetarvänligheten för båda dessa designer.

I efterhand kan vi konstatera att stressanalyserna som gjordes i Inventor var väldigt tidskrävande. En stor del av tiden vi lagt ner på arbetet var att försäkra oss om att trailern och lyftarna "monterades" på rätt sätt i Inventor samt att belastningarna stämde överens med de som designen skulle ha känt av i verkligheten. I efterhand kan vi konstatera att djupare forskning i ett tidigare skede kring hur man går tillväga med FE-analyser på en *assembly* med rörliga delar i Inventor hade underlättat detta arbete en hel del. Hade detta gjorts kunde tid ha sparats och det hade varit möjligt att få fram en bättre design.

För vidare utredning av trailern med egendesignad saxlyft skulle vi ge följande förslag:

- Annan placering av hydraulcylindern där låsningarna kunde gjorts på ett enklare sätt.
- Förskjuta mitten tappen på saxlyften för att möjliggöra en lägre minsta höjd på lyften.
- Dimensionera det nya upplägget för att klara av CE-reglementets krav.
- Dimensionering av de mindre komponenterna.
- Utredda möjlighet till viktreducering.
- Utredning kring stabilitet och egensvängning vid upphissat läge.
- Design av anordning som förhindrar lyft vid lutande mark.
- Design och dimensionering av el- och hydraulsystem.
- Dimensionering av ram och dragstång.

För vidare utredning av den alternativa designen skulle vi ge följande förslag:

- Modifiering av hydraulik och pneumatik tillförseln till saxlyften.
- Utredning kring tillverkarens arbetstemperaturområde vilket anges till 5-40 °C.
- Modifiering på trailerns ram och dragstång.
- Utredning kring stabilitet och egensvängning vid upphissat läge.
- Design av anordning som förhindrar lyft vid lutande mark.
- Utredda möjlighet till viktreducering.

Med dessa punkter ovan och det tillvägagångssätt som använts i detta arbete anser vi att en smidig trailer skulle kunna designas.



# KÄLLFÖRTECKNING/REFERENCE LIST

Eur-Lex. (2006). *EUR-Lex - 32006L0042 - EN*

<https://eur-lex.europa.eu/legal-content/sv/TXT/?uri=CELEX:32006L0042>

LastExperten. (2022). *TIKI AP3500-DRB*

<https://www.lastexperten.se/sv/articles/2.351.94946/tiki-tiki-ap3500-drb>

Teohydrauli. (2022). *TANDEM 3500KG A1700/2185*

<https://www.teohydrauli.fi/PublishedService?file=page&pageID=9&itemcode=02331>

Stena Stål. (2022). *STENA STÅLS PRISLISTA* <https://www.stenastal.se/prislistor/>

SKF. (2022). *Bushing data*

<https://www.skf.com/group/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings/bushing-data>

Dahlberg, T. (2001). *Teknisk hållfasthetslära*. Lund: Studentlitteratur AB

Dahlvig, G. (1987). *Konstruktionselement och maskinbyggnad*. Stockholm: LIBER

Bernhardsson, A & Olsson, F. (1976). *Hållfasthetslära för teknologi och konstruktion*.

Stockholm: LIBER

Tubex. (2013). *Teleskopcylindrar*

<https://tubexcylindrar.se/wp-content/uploads/2013/09/Produktblad-Tele-Krom.pdf>

Hyresprodukter. (2022). *Tvåpelaryft "spindel" lyft Weber Expert C-2.32-AS*

<https://hyresprodukter.se/tvapelarlyftar-mekaniska/tvapelarlyft-spindel-lyft-weber-expert-c-2-32-as/>

Fordonsmyndigheten. (2021). *Körkortskategorier*

<https://www.fma.ax/korkort/korkortskategorier>

Portable car hoist. (2021). *Home page* <https://portablecarhoist.com/>

Tyre Bay Direct. (2022). *Redback RB3000 Full Rise Ultra Low-Profile Surface Mounted Scissor Lift*

<https://www.tyrebaydirect.com/product/redback-rb3000-full-rise-ultra-thin-surface-mounted-scissor-lift/>

K-Rauta. (2022). *Kompressori Nuair Siltek Plus 6l 750W*

[https://www.k-rauta.fi/tuote/kompressori-nuair-siltek-plus-6l-750w/8016738768794?gclid=Cj0KCQjwI7qSBhD-ARIsACvV1X2FpLTKWuHb7Ng46Ng8UoPY-CT7SaAY-mB9IdnEqwGU-YMG9aSzcCqAaAo6YEALw\\_wcB](https://www.k-rauta.fi/tuote/kompressori-nuair-siltek-plus-6l-750w/8016738768794?gclid=Cj0KCQjwI7qSBhD-ARIsACvV1X2FpLTKWuHb7Ng46Ng8UoPY-CT7SaAY-mB9IdnEqwGU-YMG9aSzcCqAaAo6YEALw_wcB)

National Pump & Energy. (2022). *Guide to Choosing Generator to Motor Size*

<https://www.nationalpump.com.au/calculators/guide-to-choosing-generator-to-motor-size/>

MOTONET. (2022). *Stanley® SG 6500 Basic 4-tahti aggregaatti 2 x 230 V + 1 x 400 V 6500 W70-13836*

[https://www.motonet.fi/fi/tuote/7013836/STANLEY-SG-6500-Basic-aggregaatti-4-tahti-6500-W-2-x-230-V--1-x-400-V?gclid=Cj0KCQjw0umSBhDrARIsAH7FCocNF0jYuTQnU-ouEwI-APIYGU3ttS7id-uOml8Ht8vnT8xPGxXLYqcwaAi6BEALw\\_wcB](https://www.motonet.fi/fi/tuote/7013836/STANLEY-SG-6500-Basic-aggregaatti-4-tahti-6500-W-2-x-230-V--1-x-400-V?gclid=Cj0KCQjw0umSBhDrARIsAH7FCocNF0jYuTQnU-ouEwI-APIYGU3ttS7id-uOml8Ht8vnT8xPGxXLYqcwaAi6BEALw_wcB)

Tibnor. (2019). *Stålvalsguiden*

<http://www.eskilstunahandelsstal.se/wp-content/uploads/2020/03/stalvalsguiden-2019.pdf>

Olsson Parts. (2022). *Hydraulpump grupp 2, 22,5 cm<sup>3</sup> höger*

<https://www.olssonparts.com/se/sv/product/utrustning/hydraulik/hydraulpump/kugghjulspump/552-A22D/Q20043>

IKH. (2022). *ELMOTOR 400V 2,2KW 24X50MM B3*

<https://www.ikh.fi/sv/elmotor-400v-2-2kw-24x50mm-b3-sm0022>

# BILAGOR/APPENDICES

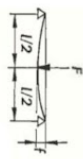
## Bilaga 1 balkdimensionering

del	x	z	A	Z tygnd punkt	Area mom.	Steiner a	Steiner till.	I <sub>ox</sub>	I <sub>x</sub>
1	40	5	200	2,5	500	72,5	1051250	417	1051667
2	5	140	700	75	52500	0,0	0	1143333	1143333
3	40	5	200	147,5	29500	-72,5	1051250	417	1051667
<b>Summa</b>			<b>150</b>	<b>1100</b>	<b>82500</b>			<b>I<sub>x</sub> Tot.</b>	<b>3246667</b>

Z neutral axel	75,0
----------------	------

e1	75,0
e2	75,0
emax	75,0
Wbmin	43288,9

Mb	2452500	Nmm
utböj f	0,3	mm
sigmamax	56,7	Mpa



$$M_b = \frac{F \cdot l}{4}$$

$$f = \frac{F \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I}$$

Mb	1226250	Nmm
utböj f	0,2	mm
sigmamax	28,3	Mpa



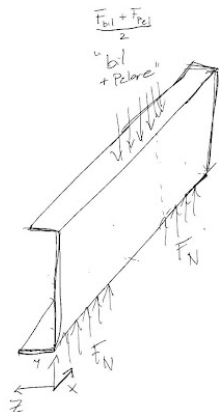
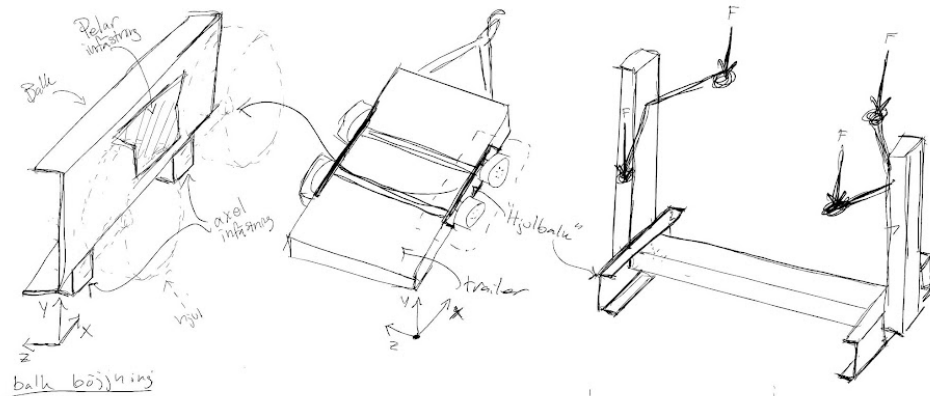
$$M_b = \frac{Q \cdot l^2}{8}$$

$$f = \frac{5 \cdot Q \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot I}$$

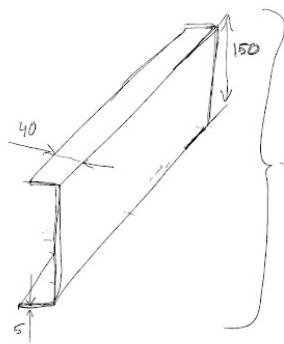
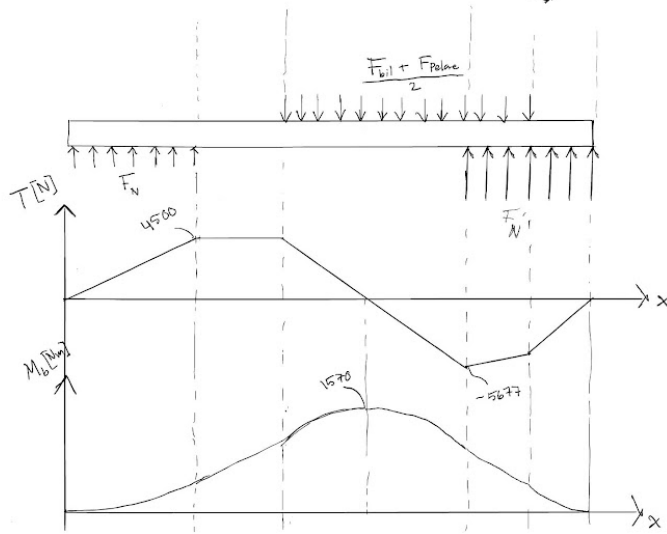
balklängd	1	m
Last massa	1000	kg
Kraft	9810	N
stålsort	S355J2	
säktakt.	6	
sigma sträck	355	MPa
sigma till	59,17	MPa
rho	7800	kg/m <sup>3</sup>
E	206000	MPa

Totalvikt	8,6	kg
-----------	-----	----

## Bilaga 2 pelarlyft handberäkningar



$F_N$  = Normalkraft  
 $F_{b1}$  = tyngd bil  
 $F_{b2}$  = tyngd pelarlyft

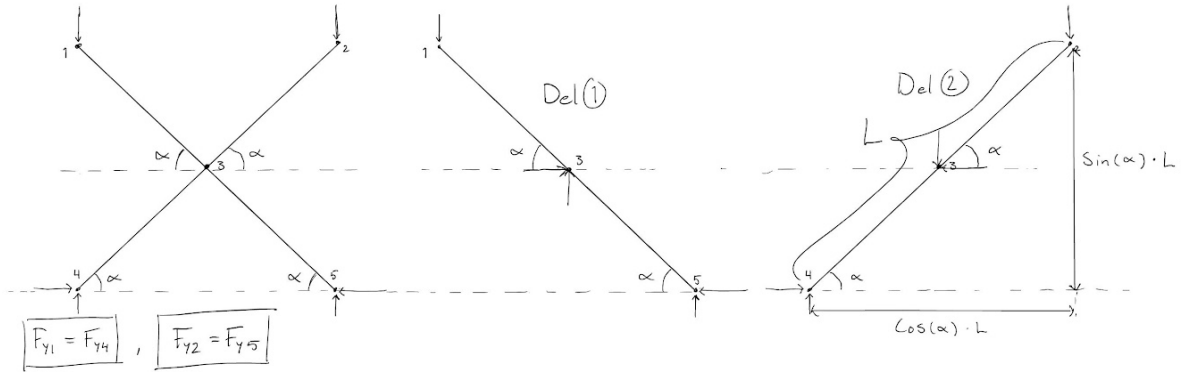


$$\begin{aligned}
 S_A &= 29500 \text{ mm}^3 \\
 I_z &= 381 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \\
 W_{bmin} &= 47600 \text{ mm}^3 \\
 T_{max} &= 5677 \text{ N} \\
 M_{bmax} &= 1570 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \tau_b &= \frac{T \cdot S_A}{I_z \cdot b_z} \\
 \sigma_b &= \frac{M_b}{W_{bmin}}
 \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \left. \begin{aligned}
 \tau_b &= 8,70 \text{ N/mm}^2 \\
 \sigma_b &= 32,98 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned} \right|$$

### Bilaga 3 saxlyft friläggnig



①:

$$\rightarrow : F_{x3} - F_{x5} = 0$$

$$\uparrow : F_{y5} + F_{y3} - F_{y1} = 0$$

$$\overset{G^5}{\curvearrowright} : F_{y1} \cdot \cos(\alpha) \cdot L - F_{y3} \cdot \cos(\alpha) \cdot L \cdot \frac{1}{2} - F_{x3} \cdot \sin(\alpha) \cdot L \cdot \frac{1}{2} = 0$$

$$\Rightarrow \boxed{F_{y3} = F_{y1} - F_{y5}}$$

$$\boxed{F_{x3} = \text{känd!}}$$

$$\boxed{F_{x3} = F_{x5}}$$

②:

$$\rightarrow : F_{x4} - F_{x3} = 0$$

$$\uparrow : F_{y4} - F_{y3} - F_{y2} = 0$$

$$\overset{G^4}{\curvearrowright} : -F_{y2} \cdot \cos(\alpha) \cdot L - F_{y3} \cdot \cos(\alpha) \cdot L \cdot \frac{1}{2} + F_{x3} \cdot \sin(\alpha) \cdot L \cdot \frac{1}{2} = 0$$

$$\Rightarrow \boxed{F_{y3} = F_{y4} - F_{y2}}$$

$$F_{x3} = \frac{F_{y2} \cdot \cos(\alpha) \cdot L + F_{y3} \cdot \cos(\alpha) \cdot L \cdot \frac{1}{2}}{\sin(\alpha) \cdot L \cdot \frac{1}{2}}$$

$$= \frac{\cos(\alpha) \cdot L (F_{y2} + F_{y3} \cdot \frac{1}{2})}{\sin(\alpha) \cdot L \cdot \frac{1}{2}}$$

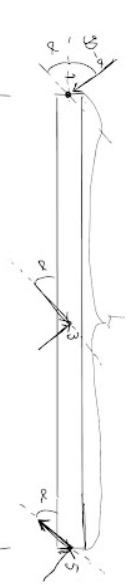
$$\rightarrow F_{x3} = \frac{\cos(\alpha) \cdot (2 \cdot F_{y2} + F_{y3})}{\sin(\alpha)}$$

$$\boxed{F_{x3} = \frac{2 \cdot F_{y2} + F_{y3}}{\tan(\alpha)}}$$

$$\boxed{F_{x4} = F_{x3}}$$

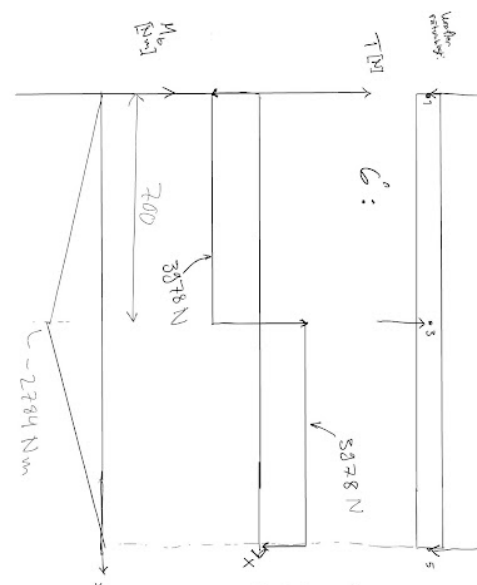
# Bilaga 4 saxbalk dimensionering

Tempjakt	2000 kg
Rull	20000 N
min Alpha	6°
Längsbalk	1400
Klass	0 N
pr.1	0 N
pr.2	4271,82227 N
pr.3	4271,82227 N
pr.4	4271,82227 N
pr.5	4271,82227 N
Verktyg	4000 N
pr.1	4000 N
pr.2	4000 N
pr.3	4000 N
pr.4	4000 N
pr.5	4000 N
Yttre belastning	3978,082581 N
pr.1	3978,082581 N
pr.2	7956,175163 N
pr.3	7956,175163 N
pr.4	7956,175163 N
pr.5	3978,082581 N



$$\sigma_{fill} = 36 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{fill} = 60 \text{ N/mm}^2$$



$$T_{max} = 3978 \text{ N}$$

$$M_{bmax} = 2784 \text{ Nm}$$

$$M_{bmin} = 0 \text{ Nm}$$

$$\Rightarrow \Delta y = 2784 \quad \Delta x = 700$$

$$K = \frac{\Delta y}{\Delta x} \Rightarrow K = 3978 \text{ Nm/mm}$$

$$\text{för } 0 \leq x \leq 700$$

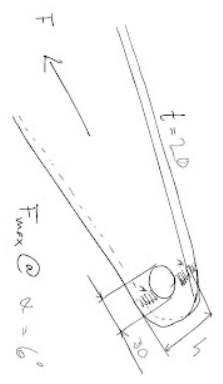
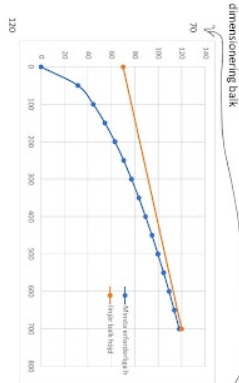
$$A_{Tmax} = \mu \cdot \frac{T_{max}}{\sigma_{fill}}$$

$$\mu_{reducerad} = 1,5 \Rightarrow A_{Tmax} = 165,8 \text{ mm}^2$$

$$W_b = \frac{b \cdot h^2}{6} \Rightarrow h = \sqrt{\frac{W_b \cdot 6}{b}}$$

$$W_b = \frac{M_b}{\sigma_b} \Rightarrow h_{min}(x) = \sqrt{\frac{K \cdot x \cdot 6}{\sigma_{fill} \cdot b}}$$

radius vid 700	0	700
qx	0	3978
K		
b	20 mm	
signerall	60 N/mm²	



$$F_{max} @ \alpha = 6^\circ = 47600 \text{ N}$$



$$A_{min} = (h - 30) \cdot 20$$

$$\sigma_y = \frac{F}{A}$$

$$\Rightarrow h_{min} = \frac{F_{max}}{\sigma_{fill} \cdot 20} + 30$$

$$= 69,7 \text{ mm} \approx 70 \text{ mm}$$

## Stress Analysis Report skruv reactionforces



Analyzed File:	assembly_saxiflt.iam
Autodesk Inventor Version:	2021 (Build 250183000, 183)
Creation Date:	23-04-2022, 14:24
Study Author:	Isac W & Filip F
Summary:	

### Project Info (Properties)

#### Summary

Title	
Author	Isac Westenberg

#### Physical

### reaction force simulation skruv

#### General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Study Type	Static Analysis
Last Modification Date	23-04-2022, 13:56
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	No
Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Motion Loads Analysis	No

#### Mesh settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

#### Material(s)

Name	S35512	7.85 g/cm <sup>3</sup>	354,997 MPa	469,995 MPa	210 GPa	0,3 ul	80,7692 GPa
General	Mass Density	Yield Strength	Ultimate Tensile Strength	Young's Modulus	Poisson's Ratio	Shear Modulus	
Stress							
Part Name(s)	sax tapp_MIR IPT	sax balk_MIR IPT	sax tapp_MIR IPT	sax balk_MIR IPT	sax tapp_MIR IPT	sax balk_MIR IPT	sax tapp_MIR IPT

file:///C:/Min enhet/Statistiskebiler/med palm/flyktkrvning/Inventor rapporter/hydrostatisk\_saxifn\_statisk\_stress\_analyse\_0940\_vktforligning\_Repo... 1/20

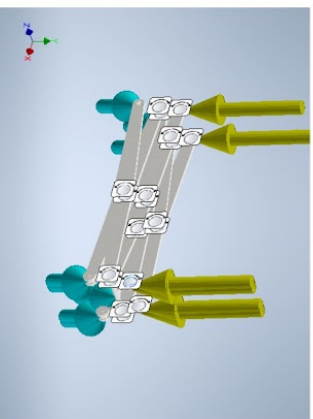
sax balk_MIR1_MIR IPT
sax tapp_2_MIR1_MIR IPT
sax tapp_3_MIR1_MIR IPT
sax tapp_4_MIR1_MIR IPT
tapp med hjul_MIR IPT
tapp botten ogla_MIR IPT
tapp botten ogla_MIR IPT
tapp botten ogla_MIR IPT
tapp botten ogla_MIR IPT
tapp med hjul_MIR IPT
tapp med hjul_MIR IPT

### Operating conditions

#### Bearing Load:3

Load Type	Bearing Load
Magnitude	1250,000 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-1250,000 N
Vector Z	0,000 N

#### Selected Face(s)

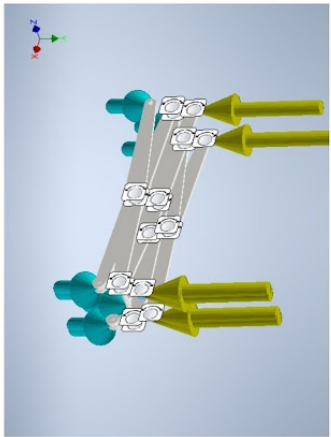


#### Bearing Load:4

Load Type	Bearing Load
Magnitude	1250,000 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-1250,000 N
Vector Z	0,000 N

#### Selected Face(s)

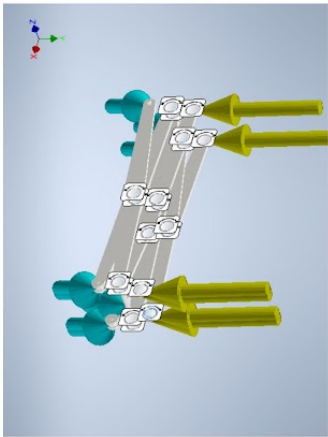
file:///C:/Min enhet/Statistiskebiler/med palm/flyktkrvning/Inventor rapporter/hydrostatisk\_saxifn\_statisk\_stress\_analyse\_0940\_vktforligning\_Repo... 2/20



▢ **Bearing Load:5**

Load Type	Bearing Load
Magnitude	1250,000 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-1250,000 N
Vector Z	0,000 N

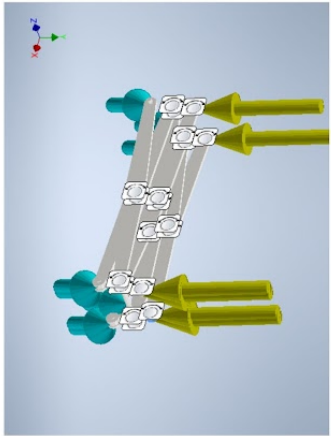
▢ Selected Face(s)



▢ **Bearing Load:6**

Load Type	Bearing Load
Magnitude	1250,000 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-1250,000 N
Vector Z	0,000 N

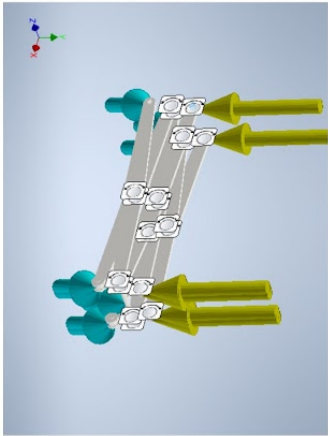
▢ Selected Face(s)



▢ **Bearing Load:7**

Load Type	Bearing Load
Magnitude	2500,000 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-2500,000 N
Vector Z	0,000 N

▢ Selected Face(s)

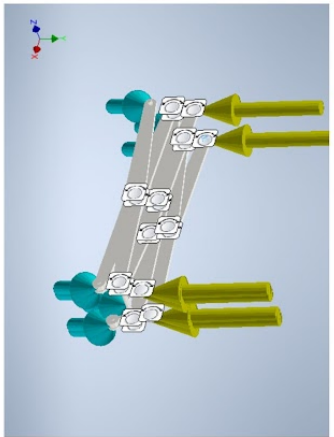


▢ **Bearing Load:8**

Load Type	Bearing Load
Magnitude	2500,000 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-2500,000 N
Vector Z	0,000 N

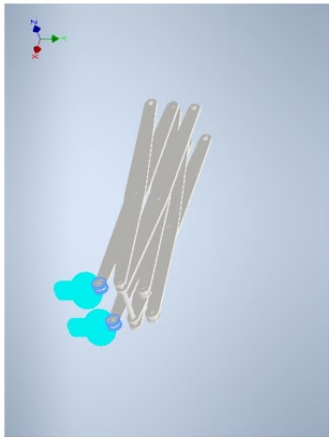
▢ Selected Face(s)





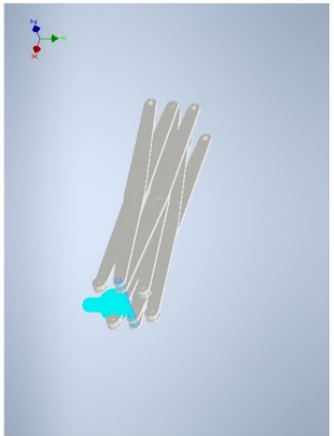
Fixed Constraint:2  
 Constraint Type: Fixed Constraint  
 Vector Y: 0,000 mm

Selected Face(s)



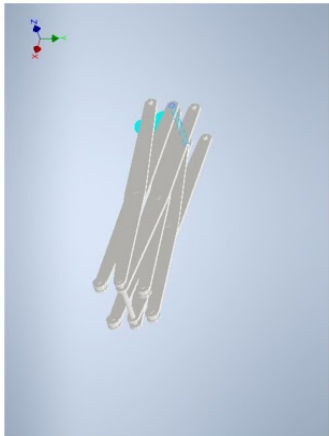
Fixed Constraint:3  
 Constraint Type: Fixed Constraint  
 Vector X: 0,000 mm

Selected Face(s)



Fixed Constraint:4  
 Constraint Type: Fixed Constraint  
 Vector X: 0,000 mm

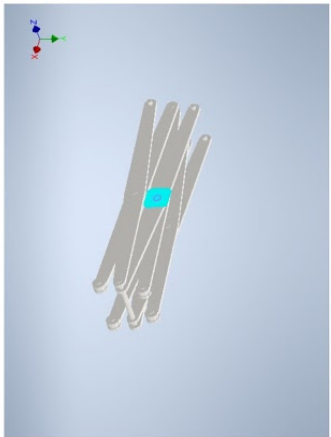
Selected Face(s)



Pin Constraint:5  

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

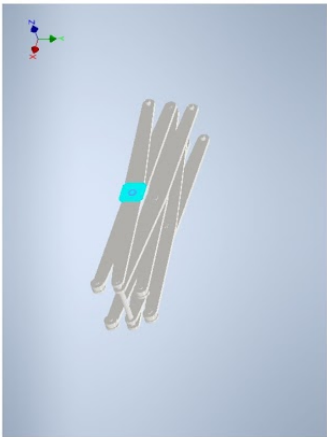
Selected Face(s)



**Pin Constraint:6**

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

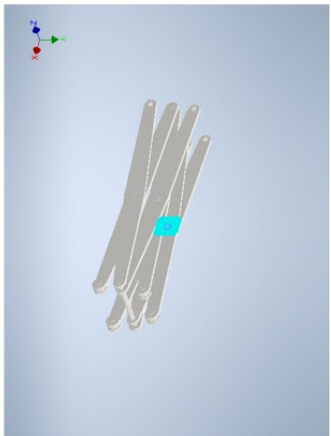
**Selected Face(s)**



**Pin Constraint:7**

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

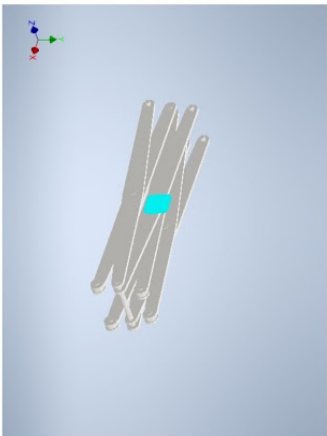
**Selected Face(s)**



**Pin Constraint:8**

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

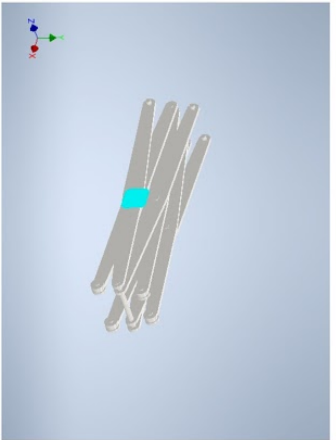
**Selected Face(s)**



**Pin Constraint:9**

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

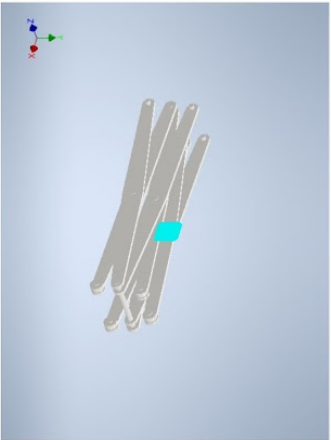
**Selected Face(s)**



Pin Constraint:10

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

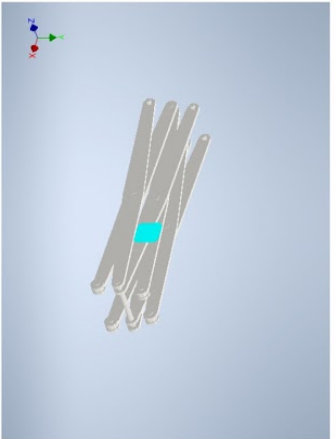
Selected Face(s)



Pin Constraint:11

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

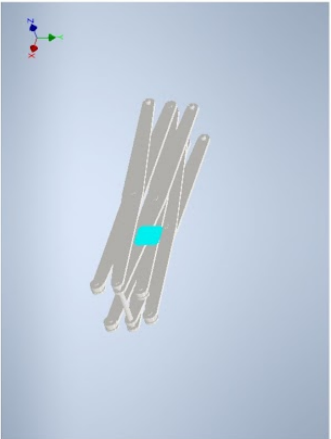
Selected Face(s)



Pin Constraint:12

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

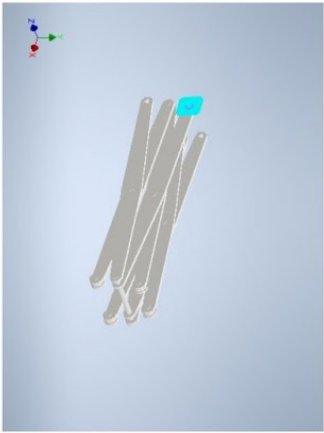
Selected Face(s)



Pin Constraint:13

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

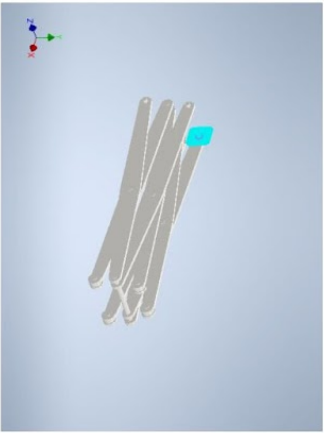
Selected Face(s)



Pin Constraint:14

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

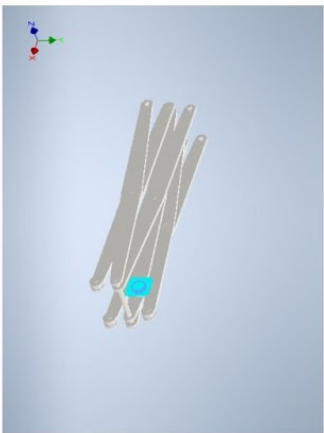
Selected Face(s)



Pin Constraint:15

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

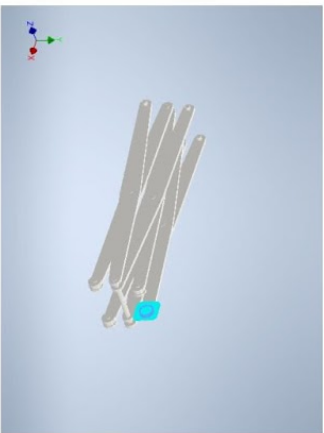
Selected Face(s)



Pin Constraint:16

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

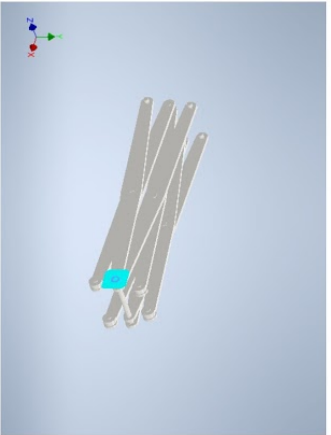
Selected Face(s)



Pin Constraint:19

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

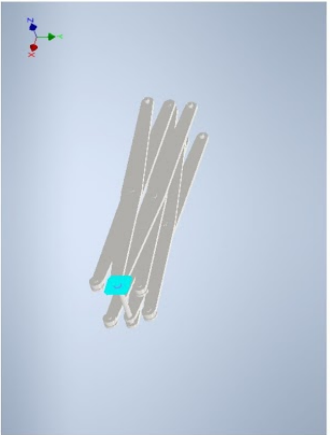
Selected Face(s)



Pin Constraint:20

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

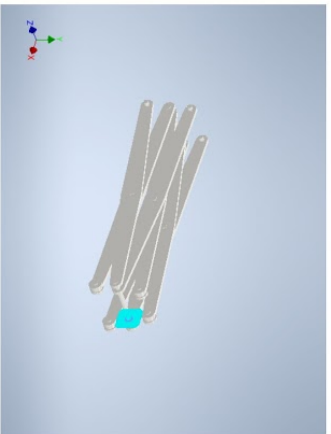
Selected Face(s)



Pin Constraint:21

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

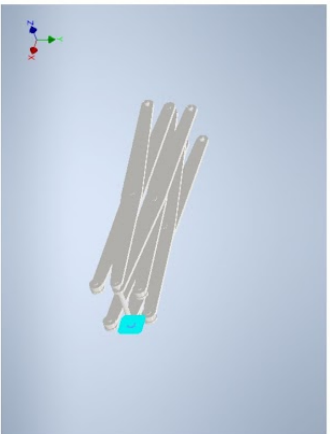
Selected Face(s)



Pin Constraint:22

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

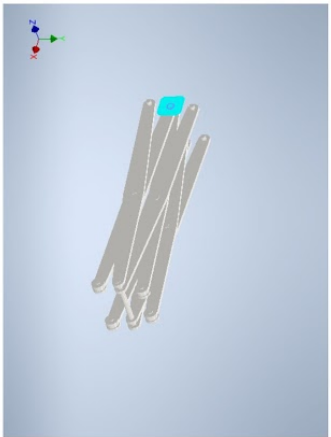
Selected Face(s)



Pin Constraint:23

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

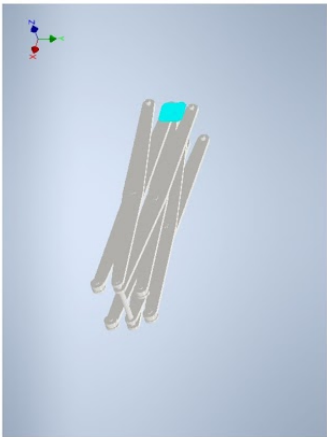
Selected Face(s)



**Pin Constraint:24**

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

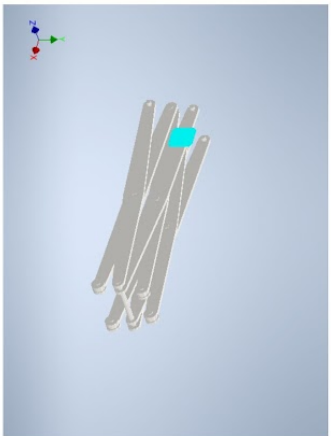
**Selected Face(s)**



**Pin Constraint:25**

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

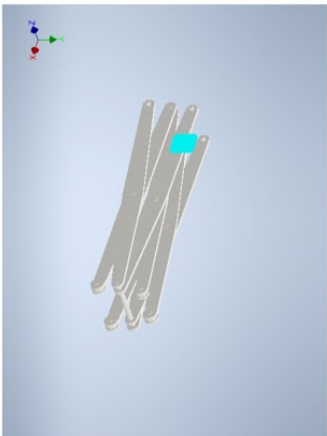
**Selected Face(s)**



**Pin Constraint:26**

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

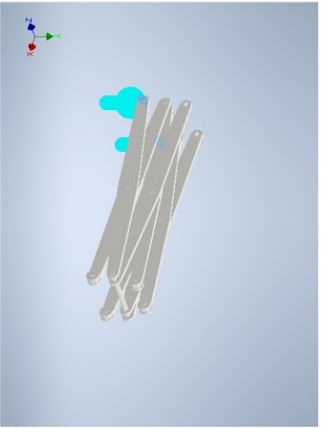
**Selected Face(s)**



**Fixed Constraint:1**

Constraint Type	Fixed Constraint
Vector Y	0,000 mm

**Selected Face(s)**



Results

Reaction Force and Moment on Constraints

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X, Y, Z)	Magnitude	Component (X, Y, Z)
Fixed Constraint:2	5000,01 N	5000,01 N	0,970885 N m	-0,559029 N m
Fixed Constraint:3	226215 N	-226215 N	0 N m	-0,793792 N m
Fixed Constraint:4	226220 N	226220 N	0 N m	0 N m
Pin Constraint:5	0 N	0 N	529,475 N m	-4,10248 N m
Pin Constraint:6	171,115 N	171,115 N	596,103 N m	3,93333 N m
Pin Constraint:7	169,193 N	169,193 N	573,011 N m	-1,7124 N m
Pin Constraint:8	164,024 N	-164,024 N	575,284 N m	3,02364 N m
Pin Constraint:9	169,948 N	-169,948 N	598,224 N m	0 N m
Pin Constraint:10	0 N	0 N	531,025 N m	3,87795 N m
Pin Constraint:11	175,749 N	175,749 N	596,065 N m	2,46823 N m
Pin Constraint:12	171,102 N	-171,102 N	594,032 N m	-7,05703 N m
Pin Constraint:13	160,986 N	160,986 N	33,8335 N m	-5,19332 N m
				-33,4325 N m

fil://G:\Min enhet\Stuereledetributer med pelen\p\flaskering\Inventor rapporter\Hydraulisk sax\Hyt statisk stress analys 6040 v\K\Korsning Rep... 1720

Pin Constraint:14	161,946 N	0 N	150,889 N	0 N m	5,18559 N m
Pin Constraint:15	14,3367 N	0 N	0 N	0 N m	33,776 N m
Pin Constraint:16	4,81894 N	-2,33334 N	4,81894 N	16,2116 N m	-1,31224 N m
Pin Constraint:19	171,024 N	-8,68825 N	67,8509 N m	62,0875 N m	-27,3659 N m
Pin Constraint:20	166,092 N	-3,21109 N	55,0872 N m	48,5577 N m	-26,0142 N m
Pin Constraint:21	163,739 N	-166,061 N	50,198 N m	-13,6402 N m	-0,124783 N m
Pin Constraint:22	171,201 N	0 N	64,1525 N m	-61,3828 N m	18,6462 N m
Pin Constraint:23	171,002 N	-4,42597 N	53,1746 N m	51,7546 N m	-12,2062 N m
Pin Constraint:24	162,637 N	0 N	57,1696 N m	55,389 N m	-14,1573 N m
Pin Constraint:25	168,427 N	-6,37082 N	59,2667 N m	-54,5239 N m	23,2309 N m
Pin Constraint:26	176,319 N	-5,57479 N	56,721 N m	-52,3913 N m	21,7352 N m
Fixed Constraint:1	4996,29 N	4996,29 N	0 N m	0 N m	0 N m

Result Summary

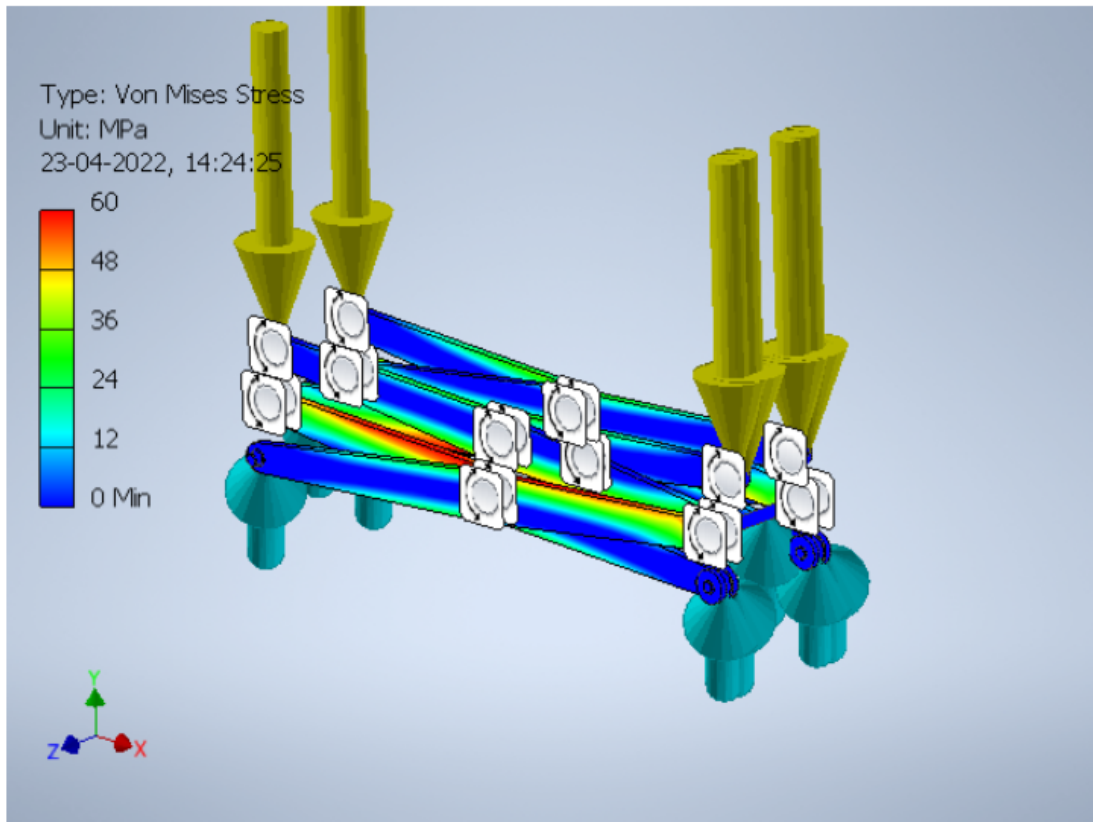
Name	Minimum	Maximum
Volume	23101700 mm <sup>3</sup>	
Mass	181,349 kg	
Von Mises Stress	0,00296549 MPa	379,918 MPa
1st Principal Stress	-324,743 MPa	451,056 MPa
3rd Principal Stress	-479,958 MPa	295,555 MPa
Displacement	0,265725 mm	9,30323 mm
Safety Factor	0,934405 ul	15 ul

Figures

Von Mises Stress

fil://G:\Min enhet\Stuereledetributer med pelen\p\flaskering\Inventor rapporter\Hydraulisk sax\Hyt statisk stress analys 6040 v\K\Korsning Rep... 1820

Von Mises Stress

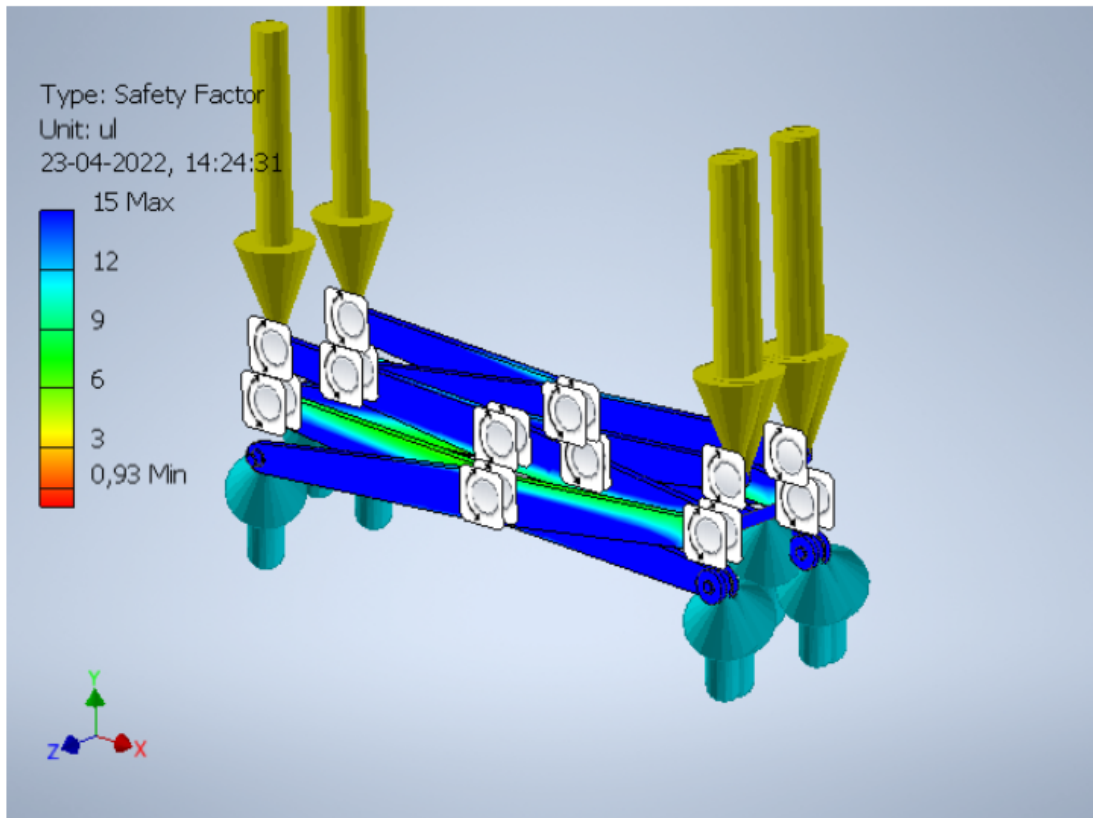


1st Principal Stress

3rd Principal Stress

Displacement

Safety Factor





## Stress Analysis Report skruv reactionforces



Analyzed File:	assembly_saxifflam
Autodesk Inventor Version:	2021 (Build 250183000, 183)
Creation Date:	23-04-2022, 14:36
Study Author:	Isac W & Filip F
Summary:	

### Project Info (Properties)

#### Summary

Title	
Author	Isac Westerberg

### bearingforces 226 000 N

#### General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Study Type	Static Analysis
Last Modification Date	23-04-2022, 14:15
Delet and Eliminate Rigid Body Modes	No
Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Noncon Loads Analysis	No

#### Mesh settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

#### Material(s)

Name	S35512		
General	Mass Density	7,85 g/cm^3	
	Yield Strength	354,997 MPa	
	Ultimate Tensile Strength	469,995 MPa	
	Young's Modulus	210 GPa	
Stress	Poisson's Ratio	0,3 u/l	
	Shear Modulus	80,7692 GPa	
Part Name(s)	sax tapp_3_MIR.ipt		
	sax tapp_4_MIR.ipt		
	sax tapp_5_MIR.ipt		
	sax tapp_6_MIR.ipt		
	sax tapp_7_MIR.ipt		
	sax tapp_8_MIR.ipt		
	sax tapp_9_MIR.ipt		
	sax tapp_10_MIR.ipt		
	sax tapp_11_MIR.ipt		
	sax tapp_12_MIR.ipt		
	sax tapp_13_MIR.ipt		
	sax tapp_14_MIR.ipt		
	sax tapp_15_MIR.ipt		
	sax tapp_16_MIR.ipt		
	sax tapp_17_MIR.ipt		
	sax tapp_18_MIR.ipt		
	sax tapp_19_MIR.ipt		
	sax tapp_20_MIR.ipt		
	sax tapp_21_MIR.ipt		
	sax tapp_22_MIR.ipt		
	sax tapp_23_MIR.ipt		
	sax tapp_24_MIR.ipt		
	sax tapp_25_MIR.ipt		
	sax tapp_26_MIR.ipt		
	sax tapp_27_MIR.ipt		
	sax tapp_28_MIR.ipt		
	sax tapp_29_MIR.ipt		
	sax tapp_30_MIR.ipt		
	sax tapp_31_MIR.ipt		
	sax tapp_32_MIR.ipt		
	sax tapp_33_MIR.ipt		
	sax tapp_34_MIR.ipt		
	sax tapp_35_MIR.ipt		
	sax tapp_36_MIR.ipt		
	sax tapp_37_MIR.ipt		
	sax tapp_38_MIR.ipt		
	sax tapp_39_MIR.ipt		
	sax tapp_40_MIR.ipt		
	sax tapp_41_MIR.ipt		
	sax tapp_42_MIR.ipt		
	sax tapp_43_MIR.ipt		
	sax tapp_44_MIR.ipt		
	sax tapp_45_MIR.ipt		
	sax tapp_46_MIR.ipt		
	sax tapp_47_MIR.ipt		
	sax tapp_48_MIR.ipt		
	sax tapp_49_MIR.ipt		
	sax tapp_50_MIR.ipt		
	sax tapp_51_MIR.ipt		
	sax tapp_52_MIR.ipt		
	sax tapp_53_MIR.ipt		
	sax tapp_54_MIR.ipt		
	sax tapp_55_MIR.ipt		
	sax tapp_56_MIR.ipt		
	sax tapp_57_MIR.ipt		
	sax tapp_58_MIR.ipt		
	sax tapp_59_MIR.ipt		
	sax tapp_60_MIR.ipt		
	sax tapp_61_MIR.ipt		
	sax tapp_62_MIR.ipt		
	sax tapp_63_MIR.ipt		
	sax tapp_64_MIR.ipt		
	sax tapp_65_MIR.ipt		
	sax tapp_66_MIR.ipt		
	sax tapp_67_MIR.ipt		
	sax tapp_68_MIR.ipt		
	sax tapp_69_MIR.ipt		
	sax tapp_70_MIR.ipt		
	sax tapp_71_MIR.ipt		
	sax tapp_72_MIR.ipt		
	sax tapp_73_MIR.ipt		
	sax tapp_74_MIR.ipt		
	sax tapp_75_MIR.ipt		
	sax tapp_76_MIR.ipt		
	sax tapp_77_MIR.ipt		
	sax tapp_78_MIR.ipt		
	sax tapp_79_MIR.ipt		
	sax tapp_80_MIR.ipt		
	sax tapp_81_MIR.ipt		
	sax tapp_82_MIR.ipt		
	sax tapp_83_MIR.ipt		
	sax tapp_84_MIR.ipt		
	sax tapp_85_MIR.ipt		
	sax tapp_86_MIR.ipt		
	sax tapp_87_MIR.ipt		
	sax tapp_88_MIR.ipt		
	sax tapp_89_MIR.ipt		
	sax tapp_90_MIR.ipt		
	sax tapp_91_MIR.ipt		
	sax tapp_92_MIR.ipt		
	sax tapp_93_MIR.ipt		
	sax tapp_94_MIR.ipt		
	sax tapp_95_MIR.ipt		
	sax tapp_96_MIR.ipt		
	sax tapp_97_MIR.ipt		
	sax tapp_98_MIR.ipt		
	sax tapp_99_MIR.ipt		
	sax tapp_100_MIR.ipt		

file:///G:/Min enhets/Sundabehaellter med delarfytskivning/Inventor rapporter/Stress Analysis Report skruv reactionforces\_13-04-2022.html

1/18

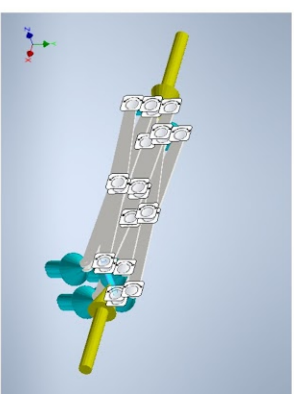
sax tapp_3_MIR.ipt
tapp med hjul_MIR.ipt
tapp med hjul_MIR.ipt
tapp med hjul_MIR.ipt
tapp med hjul_MIR.ipt
tapp botten oppa_MIR.ipt
tapp med hjul_MIR.ipt
tapp med hjul_MIR.ipt

### Operating conditions

#### Bearing Load: 1

Load Type	Bearing Load
Magnitude	226200,000 N
Vector X	-226200,000 N
Vector Y	0,000 N
Vector Z	0,000 N

#### Selected Face(s)



#### Bearing Load: 2

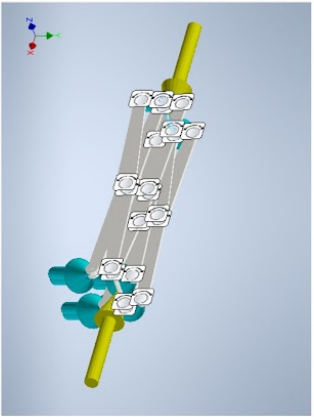
Load Type	Bearing Load
Magnitude	226200,000 N
Vector X	226200,000 N
Vector Y	0,000 N
Vector Z	0,000 N

#### Selected Face(s)

file:///G:/Min enhets/Sundabehaellter med delarfytskivning/Inventor rapporter/Stress Analysis Report skruv reactionforces\_13-04-2022.html

2/18

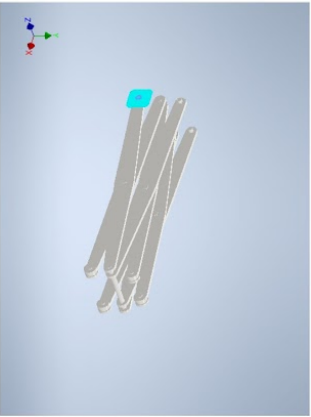
# Bilaga 6 statisk stressanalys på skruvdriven saxlyft bearingforces



Pin Constraint:1

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

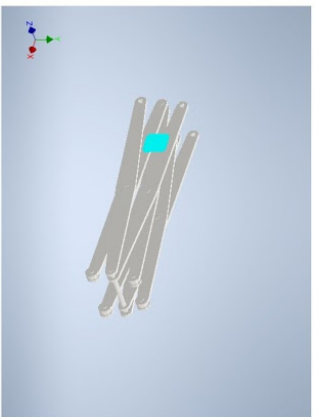
Selected Face(s)



Pin Constraint:2

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

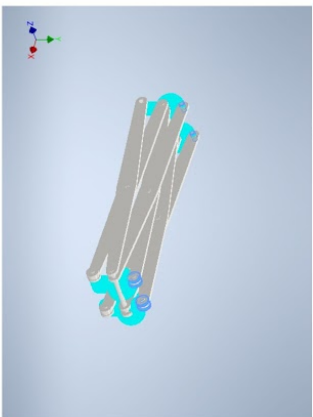
Selected Face(s)



Fixed Constraint:1

Constraint Type	Fixed Constraint
Vector Y	0,000 mm

Selected Face(s)

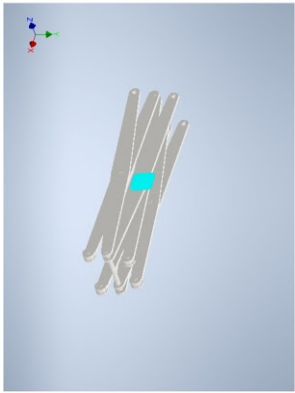


Fixed Constraint:2

Constraint Type	Fixed Constraint
Vector Y	0,000 mm

Selected Face(s)

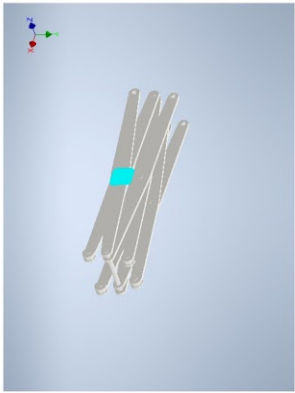




Pin Constraint:9

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

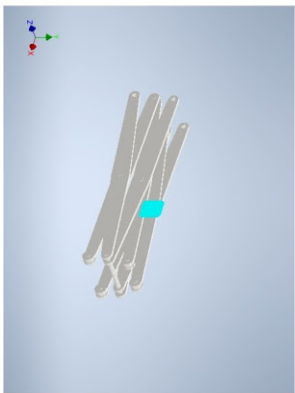
Selected Face(s)



Pin Constraint:10

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

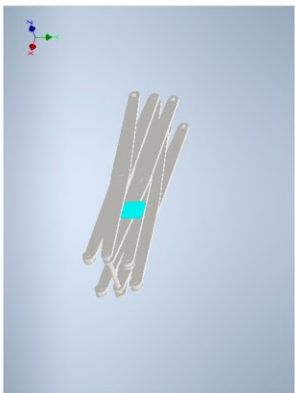
Selected Face(s)



Pin Constraint:11

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

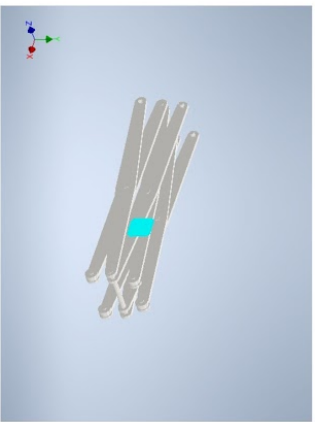
Selected Face(s)



Pin Constraint:12

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

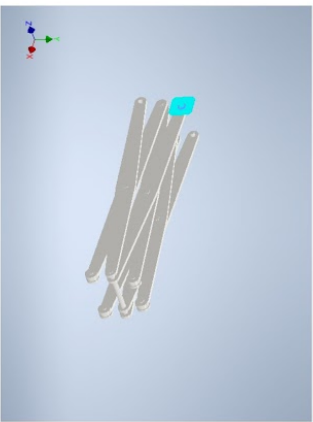
Selected Face(s)



Pin Constraint:13

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

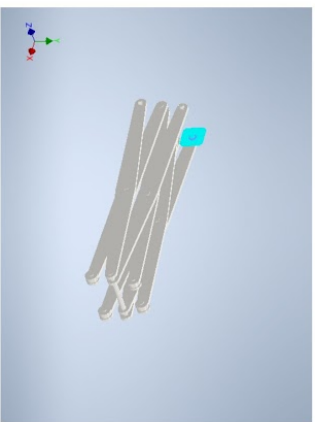
Selected Face(s)



Pin Constraint:14

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

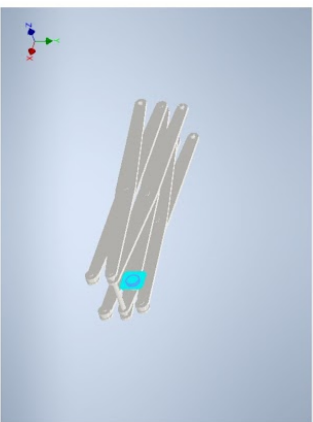
Selected Face(s)



Pin Constraint:15

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

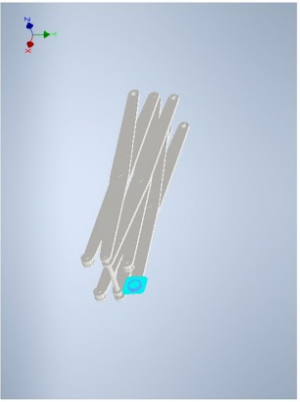
Selected Face(s)



Pin Constraint:16

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

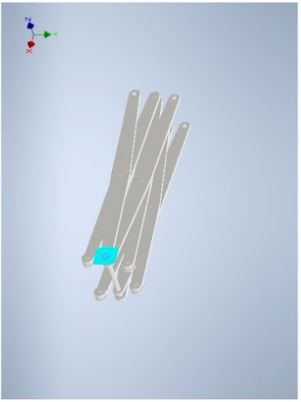
Selected Face(s)



Pin Constraint:19

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

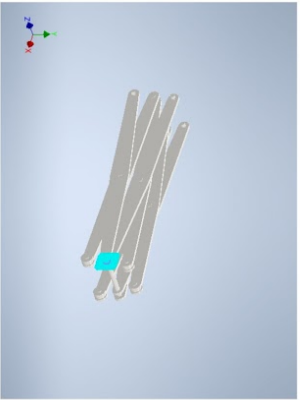
Selected Face(s)



Pin Constraint:20

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

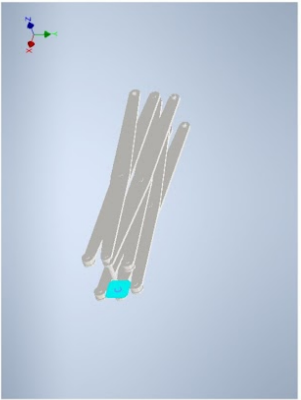
Selected Face(s)



Pin Constraint:21

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

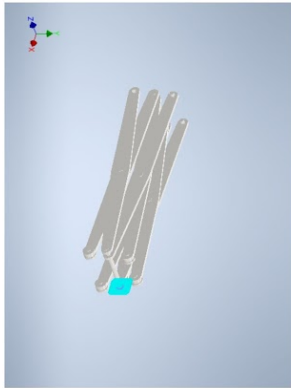
Selected Face(s)



Pin Constraint:22

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

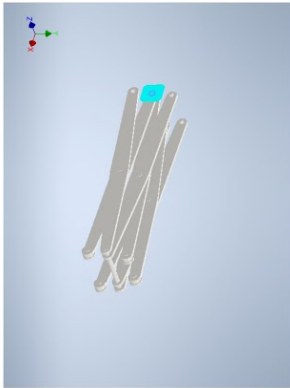
Selected Face(s)



Pin Constraint:23

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

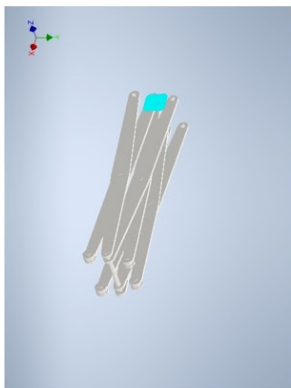
Selected Face(s)



Pin Constraint:24

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

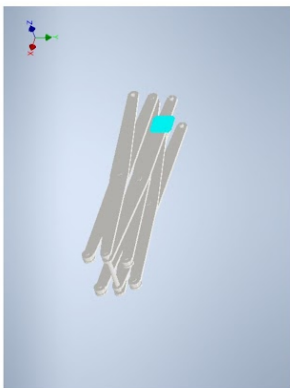
Selected Face(s)



Pin Constraint:25

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

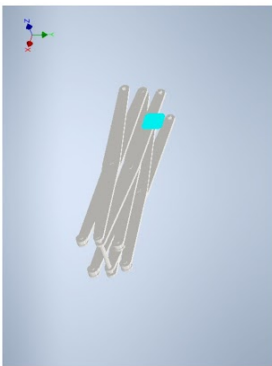
Selected Face(s)



Pin Constraint:26

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	No
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

Selected Face(s)



Results

Reaction Force and Moment on Constraints

Constraint Name	Reaction Force Magnitude	Component (X,Y,Z)	Reaction Moment Magnitude	Component (X,Y,Z)
Pin Constraint:1	2559,92 N	100,301 N 252,21 N 172,567 N	38,0032 N m	5,99258 N m 0 N m -37,8044 N m
Pin Constraint:2	2455,11 N	-158,634 N 2443,88 N -172,8 N	37,6599 N m	-3,13885 N m 37,3095 N m 0 N m
Fixed Constraint:1	8646,16 N	0 N -8646,16 N 0 N	2848,35 N m	-62,7969 N m 0 N m 2847,65 N m
Fixed Constraint:2	4989,1 N	0 N 4989,1 N 0 N	9,54387 N m	-9,50289 N m 0 N m -0,883479 N m
Pin Constraint:5	654,129 N	0 N 0 N -654,129 N	643,74 N m	17,3771 N m 643,505 N m 0 N m
Pin Constraint:6	405,156 N	0 N -405,156 N 0 N	611,553 N m	-4,41256 N m 0 N m 611,537 N m
Pin Constraint:7	645,505 N	0 N 0 N 645,505 N	497,431 N m	-18,8372 N m -497,074 N m 0 N m
Pin Constraint:8	658,842 N	0 N 0 N -658,842 N	484,434 N m	20,207 N m 484,012 N m 0 N m
Pin Constraint:9	497,231 N	0 N 0 N -497,231 N	539,534 N m	-10,343 N m 539,435 N m 0 N m
Pin Constraint:10	616,798 N	0 N 0 N 616,798 N	644,589 N m	-16,6552 N m -644,374 N m 0 N m
Pin Constraint:11	468,919 N	0 N 0 N -468,919 N	528,64 N m	11,6785 N m -528,511 N m 0 N m
Pin Constraint:12	394,741 N	0 N 0 N -394,741 N	587,821 N m	2,1256 N m -587,818 N m 0 N m

Pin Constraint:13	166,15 N	0 N 166,15 N 0 N	35,2152 N m	-2,76971 N m -35,1061 N m 0 N m
Pin Constraint:14	169,587 N	0 N 0 N -169,587 N	35,8772 N m	3,259 N m 35,7288 N m 0 N m
Pin Constraint:15	677,974 N	0 N -677,974 N 0 N	329,83 N m	73,0542 N m -728856 N m -321,542 N m
Pin Constraint:16	662,63 N	0 N -662,63 N 0 N	320,281 N m	-2,29544 N m -314,373 N m 58,0617 N m
Pin Constraint:19	232,599 N	0 N 0 N 232,599 N	1508,95 N m	-1307,73 N m 0 N m 669,9159 N m
Pin Constraint:20	487,004 N	0 N 487,004 N 0 N	2480,08 N m	-2479,18 N m 0 N m -55,0569 N m
Pin Constraint:21	447,121 N	0 N 0 N 447,121 N	2332,44 N m	2331,79 N m 0 N m -49,248 N m
Pin Constraint:22	222,492 N	0 N 0 N -222,492 N	1467,56 N m	1466,73 N m 0 N m 46,7071 N m
Pin Constraint:23	498,271 N	0 N 0 N 498,271 N	1190,62 N m	1189,71 N m 0 N m 82,191 N m
Pin Constraint:24	659,518 N	0 N 0 N 659,518 N	1838,17 N m	1834,33 N m 0 N m -73,7688 N m
Pin Constraint:25	646,162 N	0 N 0 N -646,162 N	1783,91 N m	-1782,38 N m 0 N m -38,2507 N m
Pin Constraint:26	469,537 N	0 N 0 N -469,537 N	1105,08 N m	-1104,42 N m 0 N m

Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	22087300 mm <sup>3</sup>	
Mass	180,613 kg	
Von Mises Stress	0,0104377 MPa	1235,82 MPa
1st Principal Stress	-8653,747 MPa	1145,31 MPa
3rd Principal Stress	-1235,1 MPa	749,032 MPa
Displacement	0,00881963 mm	5,07628 mm

Von Mises Stress

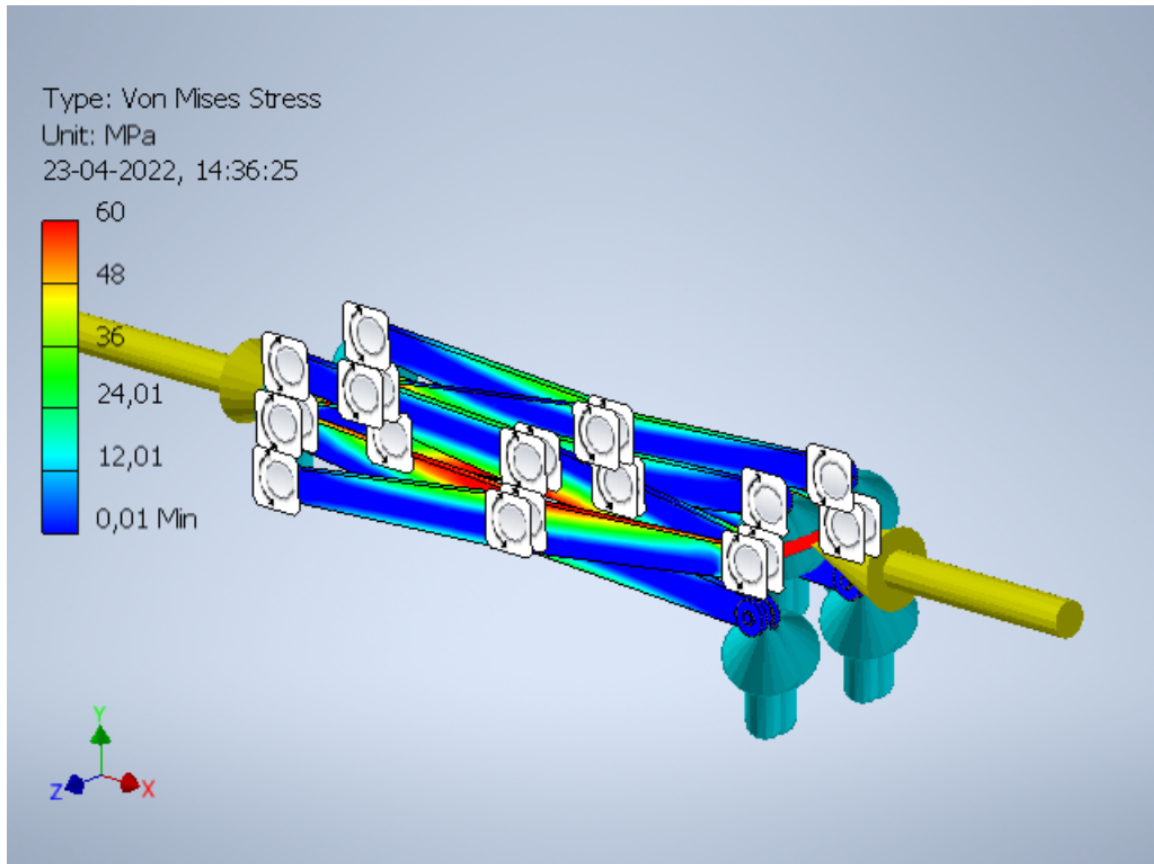


□ **Result Summary**

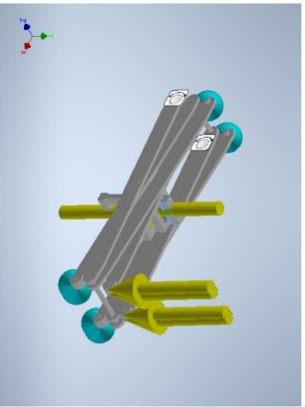
Name	Minimum	Maximum
Volume	23008700 mm <sup>3</sup>	
Mass	180,619 kg	
Von Mises Stress	0,0104977 MPa	1225,82 MPa
1st Principal Stress	-865,747 MPa	1145,31 MPa
3rd Principal Stress	-1253,1 MPa	747,032 MPa
Displacement	0,0684363 mm	5,07628 mm

□ **Figures**

□ **Von Mises Stress**



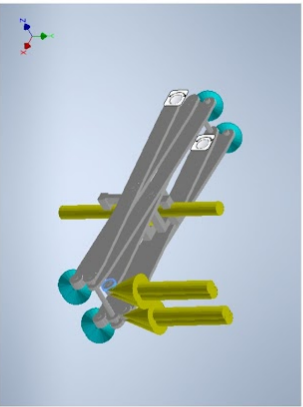




**Force:3**

Load Type	Force
Magnitude	1500,000 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-1500,000 N
Vector Z	0,000 N

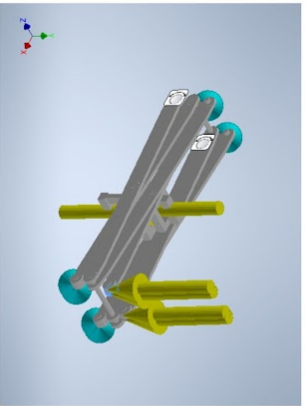
Selected Face(s)



**Force:4**

Load Type	Force
Magnitude	1500,000 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-1500,000 N
Vector Z	0,000 N

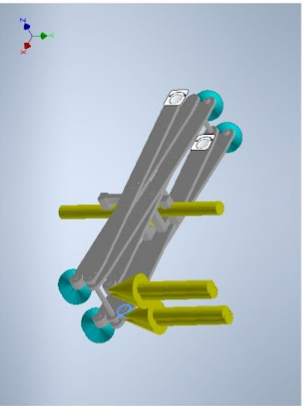
Selected Face(s)



**Force:5**

Load Type	Force
Magnitude	1500,000 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-1500,000 N
Vector Z	0,000 N

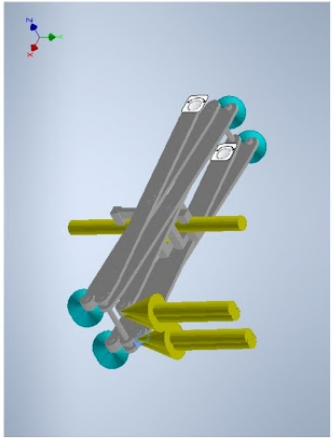
Selected Face(s)



**Force:6**

Load Type	Force
Magnitude	1500,000 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-1500,000 N
Vector Z	0,000 N

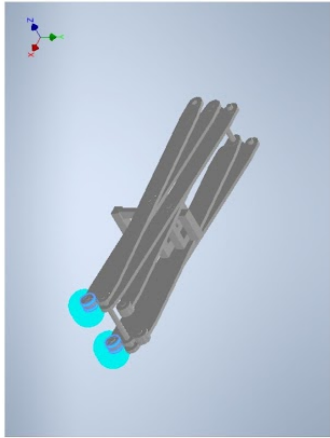
Selected Face(s)



Fixed Constraint:2

Constraint Type	Fixed Constraint
Vector Y	0,000 mm

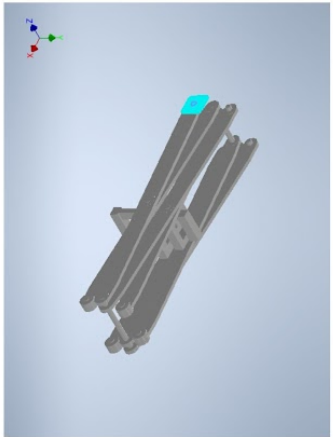
Selected Face(s)



Pin Constraint:1

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

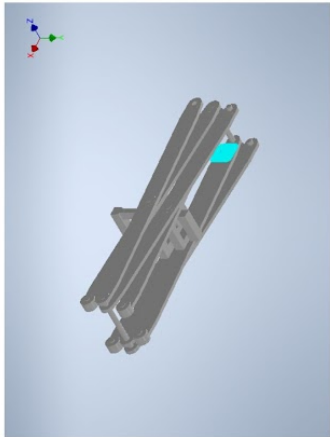
Selected Face(s)



Pin Constraint:2

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

Selected Face(s)



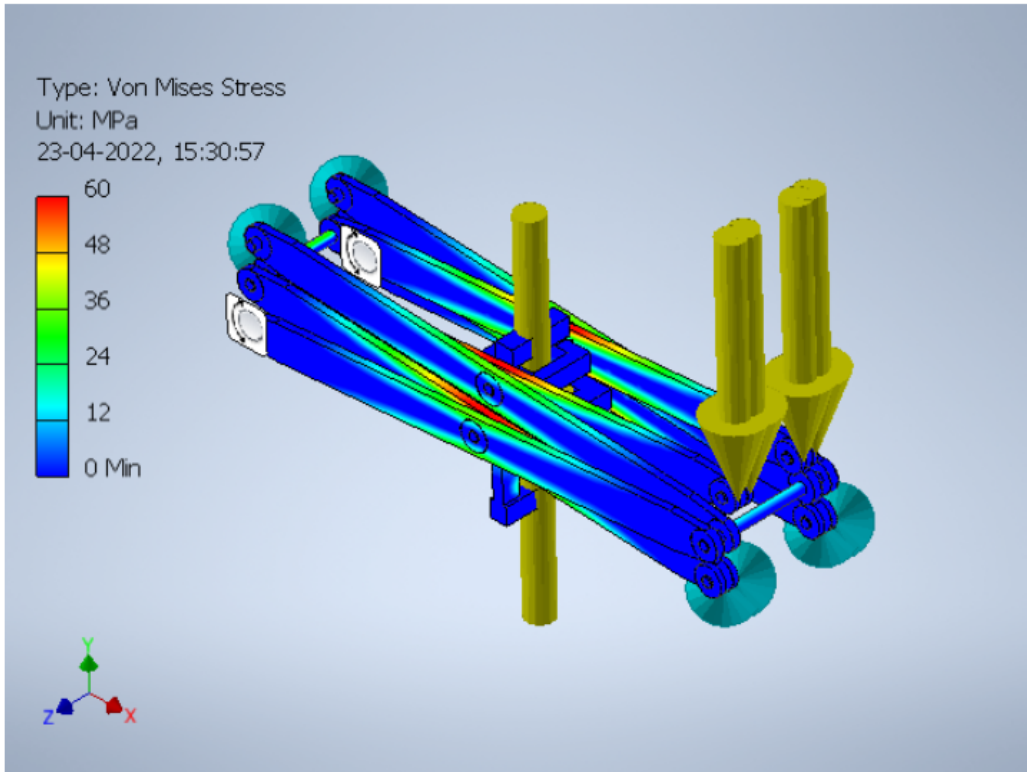
Fixed Constraint:1

Constraint Type	Fixed Constraint
Vector Y	0,000 mm

Selected Face(s)



Von Mises Stress

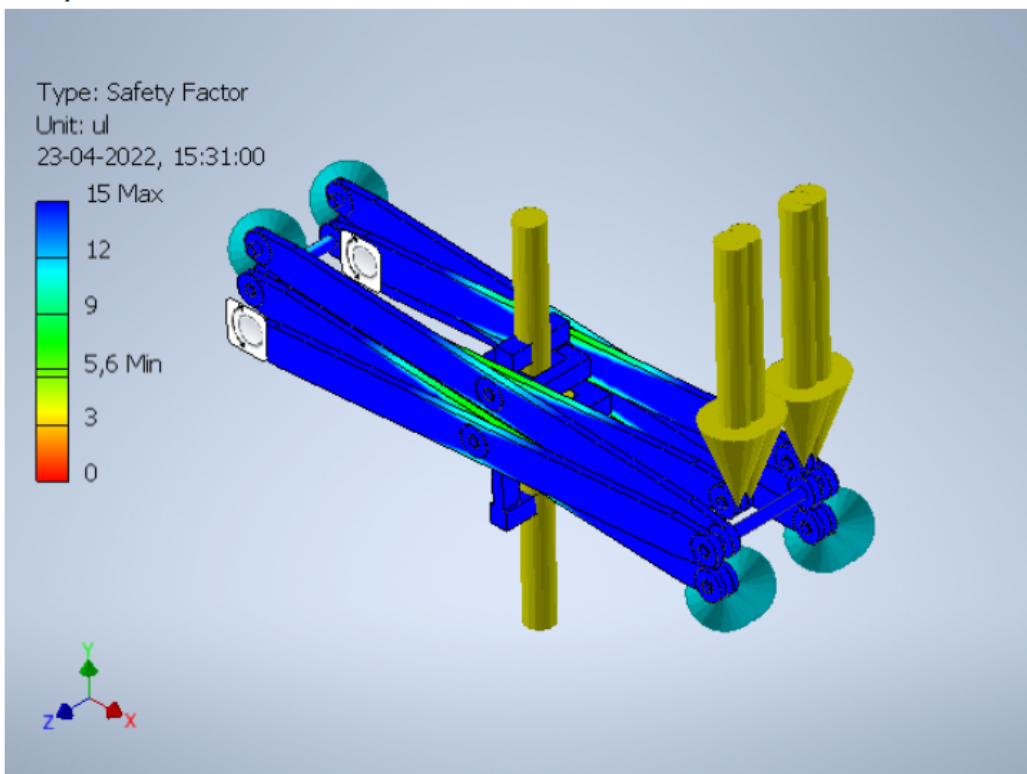


1st Principal Stress

3rd Principal Stress

Displacement

Safety Factor



## Stress Analysis Report mekanisk låsning



Analyzed File:	assembly_saxlift.lam
Autodesk Inventor Version:	2021 (Build 250183000, 183)
Creation Date:	23-04-2022, 15:52
Study Author:	Isac W & Filip F
Summary:	

## Project Info (Properties)

## Summary

Title	
Author	Isac Westenberg

## mekanisk låsning full höjd

## General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Study Type	Static Analysis
Last Modification Date	23-04-2022, 15:45
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	No
Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Motion Loads Analysis	No

## Mesh settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

## Material(s)

Name	S355J2	785 g/cm <sup>3</sup>
General	Mass Density	354,997 MPa
	Yield Strength	489,997 MPa
	Ultimate Tensile Strength	210 GPa
	Young's Modulus	0,3 ul
	Poisson's Ratio	80,7692 GPa
	Shear Modulus	
Part Name(s)	sax_balk_MIR IPT	
	sax_balk_MIR IPT	
	sax_balk_MIR IPT	
	sax_balk_MIR IPT	
	sax_balk_MIR IPT	
	sax_balk_MIR IPT	
	sax_balk_MIR IPT	
	sax_balk_MIR IPT	
	sax tapp_2_MIR IPT	
	sax tapp_3_MIR IPT	
	tapp_botten_ögla_MIR IPT	
	tapp_botten_ögla_MIR IPT	
	tapp_med_hjul_MIR IPT	

file:///G:/Min enhet/Skrunderbetjaller med pedalyk/IsacWing/Inventor rapporter/Stress Analysis Report mekanisk låsning 13-04-2022.html

1/9

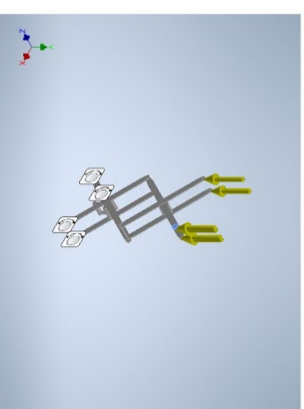
Name	tapp med hjul_MIR IPT	redre hydraul tapp IPT
SS2225	Mass Density	785 g/cm <sup>3</sup>
General	Yield Strength	719,999 MPa
	Ultimate Tensile Strength	899,993 MPa
	Young's Modulus	210 GPa
Stress	Poisson's Ratio	0,3 ul
	Shear Modulus	80,7692 GPa
Part Name(s)	övre hydraul tapp IPT	
Name	Steel, Mild	
General	Mass Density	785 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
	Young's Modulus	220 GPa
Stress	Poisson's Ratio	0,275 ul
	Shear Modulus	86,2745 GPa
Part Name(s)	ISO 657-1 L80x80x10 - 2000,01	

## Operating conditions

## Force:3

Load Type	Force
Magnitude	1500,000 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-1500,000 N
Vector Z	0,000 N

## Selected Face(s)



## Force:4

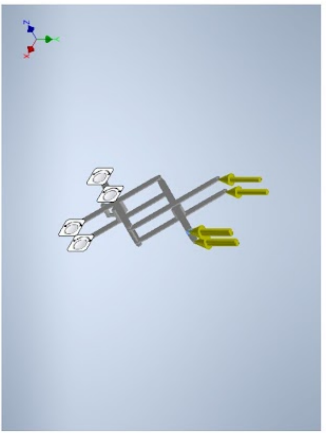
Load Type	Force
Magnitude	1500,000 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-1500,000 N
Vector Z	0,000 N

## Selected Face(s)

file:///G:/Min enhet/Skrunderbetjaller med pedalyk/IsacWing/Inventor rapporter/Stress Analysis Report mekanisk låsning 13-04-2022.html

2/9

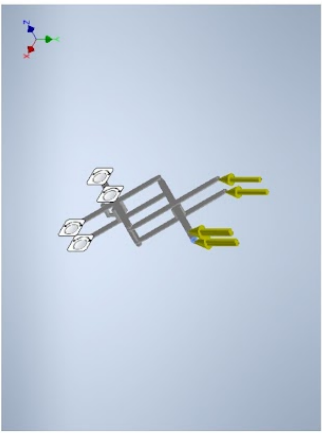
## Bilaga 8 statisk stressanalys på hydraulisk saxlyft låst



Force:5

Load Type	Force
Magnitude	1500,000 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-1500,000 N
Vector Z	0,000 N

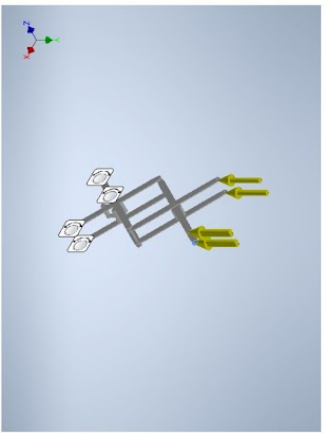
Selected Face(s)



Force:6

Load Type	Force
Magnitude	1500,000 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-1500,000 N
Vector Z	0,000 N

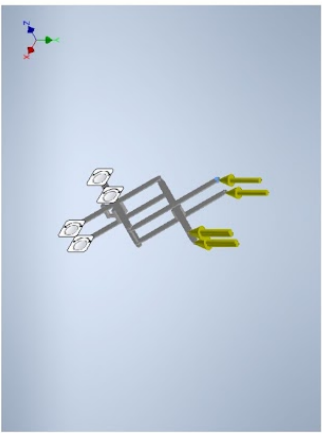
Selected Face(s)



Bearing Load:1

Load Type	Bearing Load
Magnitude	2000,000 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-2000,000 N
Vector Z	0,000 N

Selected Face(s)

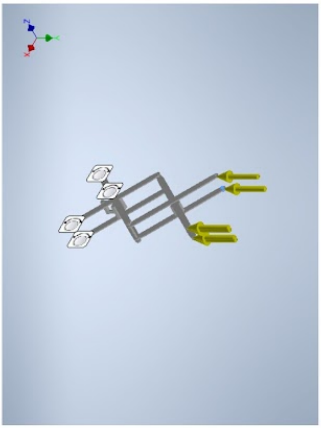


Bearing Load:2

Load Type	Bearing Load
Magnitude	2000,000 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	-2000,000 N
Vector Z	0,000 N

Selected Face(s)

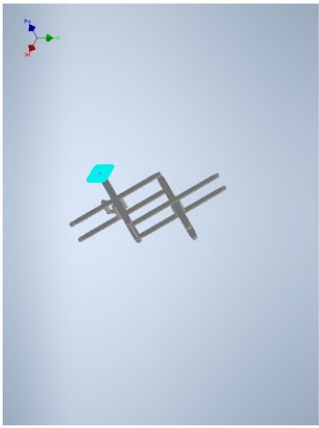




Pin Constraint:1

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

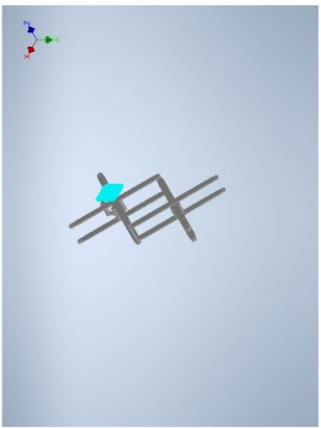
Selected Face(s)



Pin Constraint:2

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

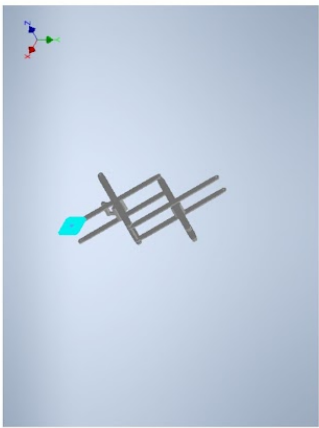
Selected Face(s)



Pin Constraint:21

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

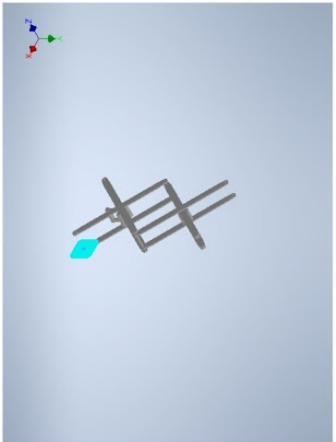
Selected Face(s)



Pin Constraint:22

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

Selected Face(s)



Results

Reaction Force and Moment on Constraints

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Pin Constraint:1	10189,1 N	9990,93 N	24,3805 N m	2,93591 N m
	0 N	1999,98 N	-24,2031 N m	0 N m
Pin Constraint:2	10185,8 N	9987,75 N	24,3884 N m	-3,11352 N m
	0 N	1998,65 N	24,1889 N m	0 N m
Pin Constraint:21	10430,1 N	-9990,33 N	25,6075 N m	7,88645 N m
	0 N	2996,79 N	-24,3628 N m	0 N m
Pin Constraint:22	10428,5 N	-9987,76 N	25,46 N m	-7,83156 N m
	0 N	2999,87 N	24,2255 N m	0 N m

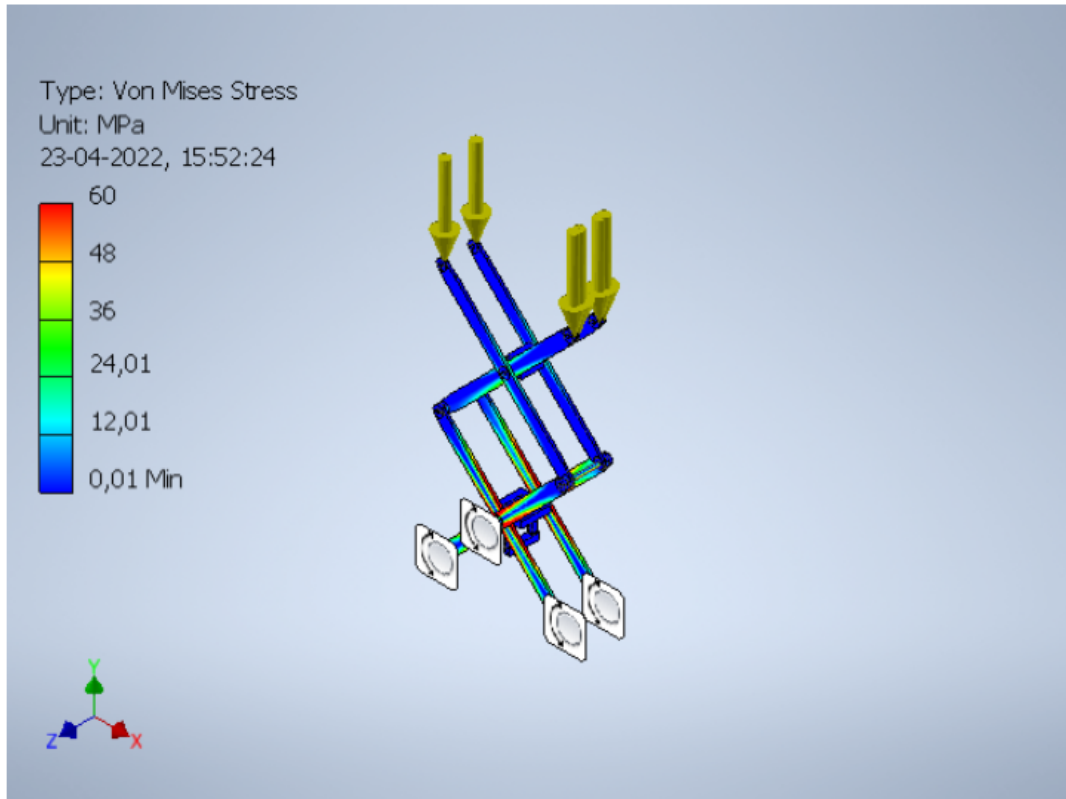
Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	27839900 mm^3	
Mass	218,543 kg	
Von Mises Stress	0,00902629 MPa	121,124 MPa
1st Principal Stress	-41,0864 MPa	117,027 MPa
3rd Principal Stress	-121,131 MPa	28,3404 MPa
Displacement	0,00187649 mm	10,3705 mm
Safety Factor	2,93085 ul	15 ul

Figures

Von Mises Stress

Von Mises Stress

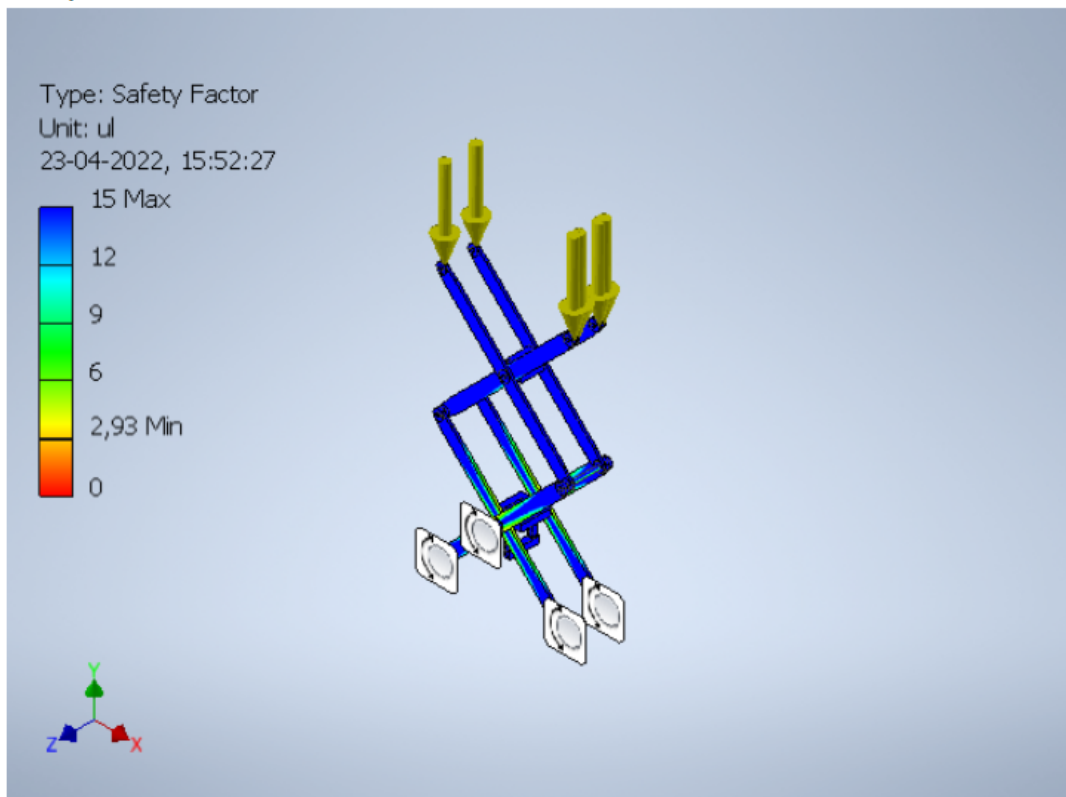


1st Principal Stress

3rd Principal Stress

Displacement

Safety Factor



## Bilaga 9 kostnadskalkyl för design med hydraulisk saxlyft

Komponent	Modell	Antal st	pris (€) /kg	Vikt (kg) från inventar	Pris (€)
Trailer	Tiki AP3500	1		860	7731,18 (Lastexperthen)
6mm plåt	S355J2	2	4,57	50	457,25 (Stena stål)
Balk	S355J2	16	5,27	351,68	1852,83 (Stena stål)
Låsningar	S355J2	2	3,72	20	74,44 (Stena stål)
Hydraulbalk	S355J2	4	3,72	64	238,19 (Stena stål)
Elmotor	Strong line SM0022	1		15	140 (IKH)
Hydraulpump	Galtech 552-A22S	1			201,17 (Olsson Parts)
Hydraulicylinder	Tubex LL 105/45-864	2		20	2000,00 (Tubex)
Generator	STANLEY® SG 6500	1		95	799 (Motonet)
Uppskattning övrig utrustning				150	500
<b>Totalt</b>				<b>1625,68</b>	<b>13994,06</b>

## Bilaga 10 kostnadskalkyl för den alternativa designen

Vikt kalkyl med kringutrustning	
Komponent	vikt (kg)
Tiki AP3500	860
Redback RB3000	845
Nuair Siltek Plus 6l	17,1
STANLEY® SG 6500	95
Bränsle till Generator	21
Eventuella modifieringar	100
<b>Summa</b>	<b>1938,1</b>

Trailer kapacitet	3500
Möjlig Bilvikt	1561,9

Vikt kalkyl utan kringutrustning	
Komponent	vikt (kg)
Tiki AP3500	860
Redback RB3000	845
Nuair Siltek Plus 6l	0
STANLEY® SG 6500	0
Bränsle till Generator	0
Eventuella modifieringar	60
<b>Summa</b>	<b>1765</b>

Trailer kapacitet	3500
Möjlig Bilvikt	1735

Kostnadskalkyl	
Komponent	Pris (€)
Tiki AP3500	7726
Redback RB3000	3905
Nuair Siltek Plus 6l	159
STANLEY® SG 6500	799
Eventuella modifieringar	
<b>Summa</b>	<b>12589</b>

LastExperthen (2022)  
Tyre Bay Direct (2022)  
K-Rauta (2022)  
MOTONET (2022)