



CHALMERS



Utveckling av en säkerhetsfokuserad domkraft

Utveckling, analys och verifiering av en mekanisk domkraft med styrd lyftrörelse

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet Maskinteknik

Oliver Johnsson

Fabian Winterfeldt

INSTITUTIONEN FÖR INDUSTRI- OCH MATERIALVETENSKAP

Förord

Detta examensarbete utförs på eget initiativ utan anknytning till ett företag eller institution. Målet med projektet var att undersöka möjligheten att realisera en egen uppfinning genom att undersöka dess teoretiska egenskaper. Projektet omfattar alla nödvändiga steg från problembeskrivning till en virtuellt verifierad slutprodukt.

Vi vill tacka universitetslektor Peter Hammersberg som fann intresse för vårt projekt och ställde upp som examinerare, men framför allt universitetslektor Göran Gustafsson som varit handledare och delaktig och engagerad genom hela projektets gång.

Abstract

The aim of this project is to develop a safer and more efficient car jack that reduces the risk of injury to users and damage to vehicles. The final concept was designed to meet current standards and handle realistic loads, verified through strength calculations and FEM simulations. The development focused on creating a more controlled and predictable lifting motion. Instead of a traditional backward-rotating lift, the new design uses a guided forward motion that improves stability and reduces the risk of slipping or tilting during use. Several design iterations were created, modeled in CAD and tested virtually to evaluate how forces were distributed throughout the structure. Based on these results, each component was adjusted to meet both functional demands and strength requirements. Suitable machine elements such as bolts, screws and bushings were selected and verified. The final design also includes a mechanical height-lock and a basic ground-locking solution with lockable wheels to secure the jack during use. A target lifting force of 15 kN, equivalent to lifting two wheels of a standard passenger car, was chosen to ensure both safety and competitiveness with existing products.

This manually operated and mobile jack fills a unique role in the market. Especially as an alternative to hydraulic jacks that cannot be safely locked under load. The forward-directed lifting path is the key innovation which offers a more stable and safer lifting process. The project also highlighted how changes in early design stages significantly impact later calculations and simulations. Although the design meets all main requirements, further development is suggested particularly physical testing to investigate the horizontal forces that may arise during lifting. This would help validate the concept in real-world conditions and guide future improvements.

Sammanfattning

Syftet med detta projekt är att utveckla en säker och effektiv domkraft som minskar risken för personskador och skador på fordon. Det slutgiltiga konceptet har utformats för att uppfylla aktuella standarder och klara realistiska laster, vilket har verifierats genom hållfasthetsberäkningar och FEM-simuleringar. Utvecklingen har fokuserat på att använda en anpassad lyftrörelse. Istället för en traditionell lyftmekanism som roterar bakåt, ifrån bilen, används i det nya designförslaget en styrd framåtriktad rörelse, vilket förbättrar stabiliteten och minskar risken för att domkraften ska glida eller tippa under användning. En målsatt lyftkraft på 15 kN, motsvarande att lyfta två hjul på en vanlig personbil, valdes för att säkerställa både säkerhet och konkurrenskraft gentemot befintliga produkter. Denna manuellt manövrerade och mobila domkraft fyller en unik roll på marknaden, särskilt som ett alternativ till hydrauliska domkrafter som inte kan låsas säkert under belastning. Den framåtriktade lyftbanan är den centrala innovationen och erbjuder en mer stabil och säker lyftprocess.

Flera designiterationer gjordes, modellerades i CAD och testades virtuellt för att utvärdera hur krafterna fördelades i konstruktionen. Baserat på dessa resultat justerades varje komponent för att uppfylla både funktionella krav och hållfasthetskrav. Lämpliga maskinelement såsom bultar, skruvar och bussningar valdes ut och verifierades. Den slutliga konstruktionen inkluderar även ett mekaniskt höjdlås och en grundläggande låsfunktion mot marken med låsbara hjul för att säkra domkraften vid användning. Projektet har även visat hur förändringar i tidiga designfaser påverkar senare beräkningar och simuleringar i hög grad. Även om konstruktionen uppfyller samtliga huvudkrav föreslås fortsatt utveckling, särskilt fysisk testning för att undersöka de horisontella krafter som kan uppstå under lyft. Detta skulle bidra till att validera konceptet under verkliga förhållanden och vägleda framtida förbättringar.

Innehållsförteckning

1. Inledning	8
1.1 Bakgrund	8
1.2 Syfte	9
1.3 Frågeställning.....	9
1.4 Avgränsningar.....	10
2. Metod	10
3. Kravspecifikation.....	10
4. Konzeptutveckling.....	11
4.1 Placering av hydraulik	12
4.1.1 Konzept H1	12
4.1.2 Konzept H2	12
4.1.3 Diskussion	13
4.2 Låsning mot markplan	13
4.2.1 Konzept L1	13
4.2.2 Konzept L2.....	14
4.2.3 Diskussion	14
4.3 Höjdlåsning.....	15
4.3.1 Konzept K1	15
4.3.2 Konzept K2	16
4.3.3 Konzept K3	16
4.3.4 Konzept K4	17
4.3.5 Diskussion	17
4.4 Sammanställning av domkraft.....	18
4.5 Beskrivning av lyftprocess	18
4.6 Förberedelser inför domkraftens modellering i CAD.....	19
5. Modellering.....	20
5.1 Första designen V1.....	21
5.2 Design V2.....	23
6. Friläggningar av domkraftens komponenter	24
6.1 Lyftplatta A.....	25
6.2 Hellänk bak B	26

6.3 Hellänk fram C	27
6.4 Halvlänk D	28
6.5 Kolvlänk E	29
7. Numeriska beräkningar	30
7.1 Beräkning av Pcy1 & Plås	31
7.2 Beräkning av krafter från jämviktsekvationerna	35
8. FEM-analys	37
8.1 Utförande	37
8.2 Jämviktskontroll	39
8.3 FEM-simulering	39
8.3.1 Halvlänk D	39
8.3.2 Hellänk bak B	41
8.3.3 Kolvlänk E	42
8.3.4 Lyftplatta A	42
8.3.5 Hellänk fram C	43
8.3.6 Släde F	44
8.3.7 Bottenplatta	46
9. Val av maskinelement	46
9.1 Fästförband	46
9.2 Glidelement	48
10. Resultat	49
10.1 Specifikationer och funktioner	51
10.2 Höjdlåsning	51
10.2 Lyftbana	53
11. Diskussion	54
12. Fortsatt arbete	56
12.1 Undersökning av problematik	56
12.2 Optimering	56
12.3 Vidareutveckling	57
Bilagor	I
Metod	I
Numeriska beräkningar i Python	II
Pythonkoder	IV
Ansys & CAD	VIII

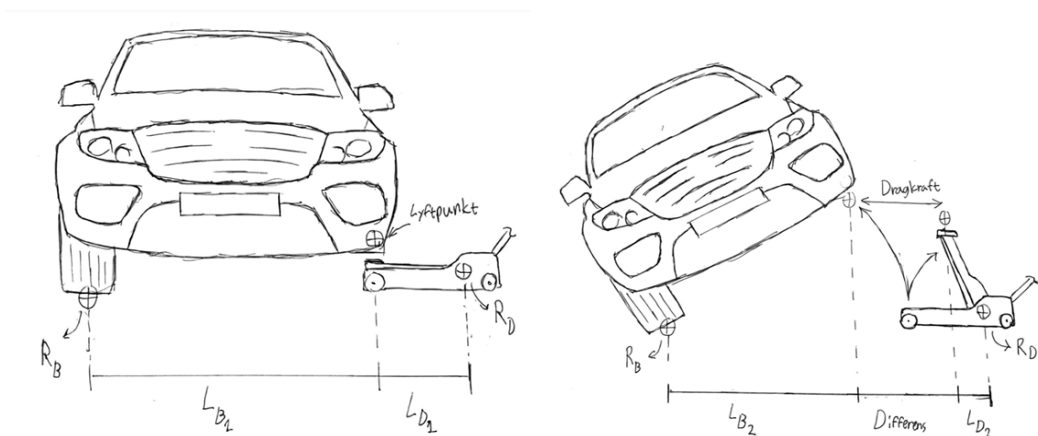


CHALMERS

1. Inledning

1.1 Bakgrund

Eftersom en traditionell domkrafts lyftarm roterar ifrån fordonet den lyfter samtidigt som det tippade fordonet roterar ifrån domkraften, så skapas en dragkraft mellan lyftpunkterna. Som illustrerat i figur 1 så rör sig domkraftens lyftpunkt åt höger medan bilens lyftpunkt förflyttar sig åt vänster. För att kompensera för dessa förflyttningar rullar den traditionella domkraften mot bilen under lyftet. Om rullning skulle komma att förhindras av exempelvis ojämnt underlag eller så lite som ett gruskorn framför något av hjulen, blir risken för haveri plötsligt hög.

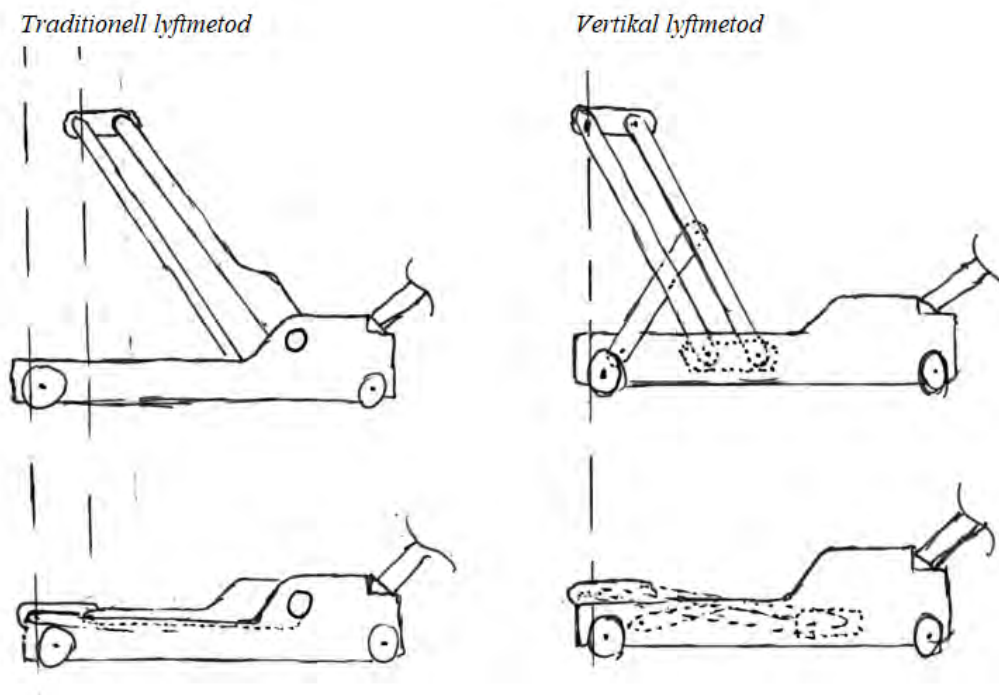


Figur 1: Problemillustration.

Eftersom en traditionell domkraft förlitar sig på hydraulik så finns även risken för haveri vid överbelastning eller små läckage över tid i hydraulsystemet.

Dagens lösning på detta problem är användning av pallbockar för att säkra lasten. Pallbockar är ett vertikalt mekaniskt stöd som eliminerar risken för haveri vid placering under ett upplyft fordon. Eftersom de inte är beroende av hydraulik och tar upp lasten vertikalt anses de vara en mycket säker lösning. Däremot utgör själva placeringen av pallbockarna en risk för användaren, eftersom de måste positioneras under en last som ännu inte är säkrad.

I ett tidigare produktutvecklingsprojekt på Chalmers utvecklade vi en domkraft med en nära vertikal lyftmetod. Slutsatsen av vårt arbete var att vår nya lyftmetod genererade mindre dragkraft i lyftpunkten än vad de nuvarande hydrauliska domkrafterna på marknaden skapar. Figur 2 belyser skillnaden av lyft rörelsen mellan den traditionella domkraften och den vertikala lyftmetoden.



Figur 2: Traditionell och vertikal lyftförelse.

1.2 Syfte

Syftet med projektet är att vidareutveckla den tidigare nämnda domkraften till ett välfungerande och säkerhetsfokuserat koncept för en lyftanordning som effektivt minimerar risken för skador på både användare och fordon. Konceptet ska genom hållfasthetsberäkningar och simuleringar verifieras att klara verkliga laster enligt gällande krav och standarder.

1.3 Frågeställning

Följande frågor kommer att hanteras i rapporten och slutligen besvaras i kapitel 11 Diskussion.

- Vilka tekniska lösningar kan implementeras för att förbättra stabiliteten och minska risken för olyckor vid lyft av fordon?
- Hur kan domkraften optimeras för att uppfylla industriella standarder och krav på hållfasthet?
- Vilka belastningar och krafter måste domkraften tåla, och hur kan detta verifieras genom hållfasthetsberäkningar och simuleringar?
- Vilka maskinelement kan användas för konstruktionen?
- Vilka unika funktioner uppfylls av produkten?

1.4 Avgränsningar

Projektet är av teoretisk karaktär. Det kommer därför inte att skapas någon prototyp, vilket även innebär att fysiska verifieringstester inte kommer att genomföras.

2. Metod

Projektets genomförande följer en logisk och strukturerad arbetsordning där flera moment är beroende av varandra. För att säkerställa en effektiv arbetsprocess kommer arbetet att inledas med formuleringen av en kravspecifikation där krav och önskemål presenteras. Denna utgör grunden för samtliga efterföljande delmoment och säkerställer att utvecklingsarbetet bedrivs i enlighet med projektets tekniska krav. Parallellt med upprättandet av kravspecifikationen inleds konceptutvecklingen, där en övergripande plan för produktens delfunktioner fastställs. Förslag för att uppfylla delfunktionerna presenteras som olika koncept, där de utvärderas och jämförs med varandra för att fastställa en lämplig lösning.

När en grundläggande helhetslösning formats kan den dimensionerande modelleringen påbörjas. Detta moment omfattar skapandet av detaljerade CAD-modeller. Parallellt med denna fas kan hållfasthetsberäkningar och simuleringar genomföras för att verifiera konstruktionens strukturella integritet och säkerställa att designen uppfyller de krav som ställs. Eventuella optimeringar av konstruktionen kommer att genomföras baserat på resultaten från dessa analyser.

3. Kravspecifikation

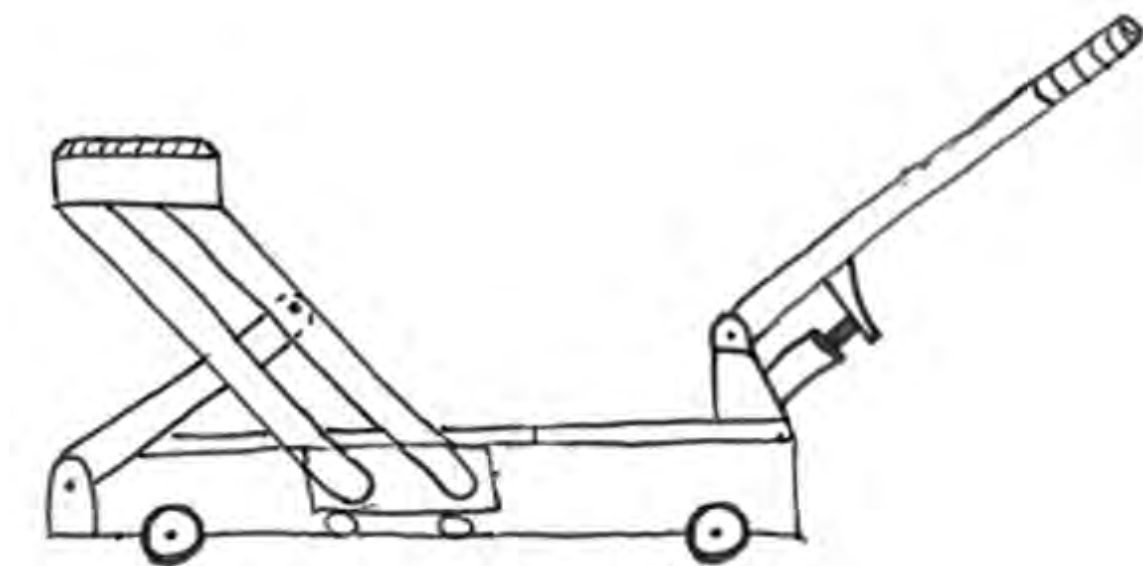
En kravspecifikation har upprättats med kriterier i form av krav och önskemål som produkten ska uppfylla. Dessa kriterier har utformats enligt specifikationer från domkrafter på den nuvarande marknaden. Detta för att så gott som möjligt säkerställa en jämförbar ergonomi för användaren. I tabell 1 nedan markeras krav som K och önskemål med Ö. Kriterierna har utformats för att säkerställa att produkten ska uppnå den funktionalitetsnivå som nuvarande domkrafter på marknaden erbjuder. Krav måste per definition uppfyllas, medan önskemål tilldelas en viktning från 1 till 5, där 5 är högst, vilket indikerar hur viktigt kriteriet är att uppfylla. Korrosionsbeständighet och hög användning av återvinningsbara material är exempel på önskemål som viktas högt i kravspecifikationen. Eftersom materialstudier däremot inte är målet med projektet så förblir dessa kriterier endas önskemål. För en helhetsbild av domkraftens utgångsdesign ser ut, se figur 3.

Chalmers	Dokumenttyp	Kravspecifikation			
	Projekt	Förbättrad domkraft			
		Skapad: 2025-02-10 Modifierad: 2025-02-11			
Kriterier		Målvärde	K/Ö	Vikt	Verifieringsmetod
1. Funktion(er)					
Tippa fordon		Genomsnittlig personbil	K		Inspektion
Minimera horisontell förflyttning under lyft		Mindre än befintiga domkrafter	K		Beräkning
Manövrering		2 st roterbara bakhjul	K		Inspektion
Två hastighetslägen i vertikalled		50 och 100mm/min	Ö	2	Inspektion
2. Prestanda					
Lyftkapacitet		>10 kN	K		
Lägsta lyfthöjd		<120 mm	K		Simulering
Högsta lyfthöjd		>400 mm	K		Simulering
Lyfttid under last		<30 sekunder	K		Simulering
3. Miljö					
Återvinningsbara material		>85% av massan	K		Undersökning
Återvinningsbara material		>95% av massan	Ö	4	Undersökning
4. Dimensioner					
Massa		<90 kg	K		Simulering
Massa		<50 kg	Ö	2	Simulering
Längd		<1100 mm	K		Simulering
Bredd		<500 mm	K		Simulering
Höjd utan pumphandtag		<300 mm	K		Simulering
6. Säkerhet					
Låsbara bakhjul		2 st	K		Inspektion
Höjdlåsning		>2 steg	K		Simulering
7. Material / ytbehandling					
Korrosionsbeständig			Ö	5	Undersökning
8 Drift					
Hydraulik		Ett system	K		Inspektion
Möjlig att serva			K		Inspektion
Service		1 gång / år	Ö	2	Inspektion

Tabell 1: Kravspecifikation.

4. Konzeptutveckling

Målet med konceptutvecklingen är att komplettera den implementerade utgångsdesignen illustrerad i figur 3 med dellösningar för att uppfylla ställda krav.



Figur 3: Domkraftens utgångsdesign

Lyft rörelsen ska minimera den krävda horisontella förflyttningen under lyftet och en integrerad låsfunktion ska eliminera behovet av pallbockar.

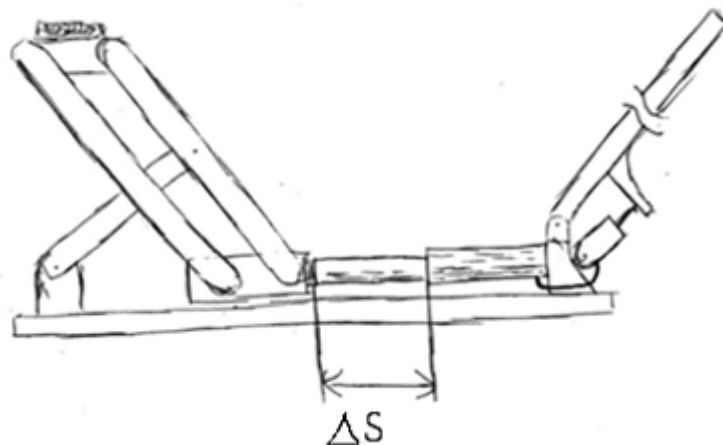
I utgångsdesignen är ett flertal komponenter och funktioner redan fastställda. Lyftmetoden är fastställd och hydraulik kommer att användas. Delfunktionerna som saknas för konceptet är själva placeringen av hydrauliken, val av bakre hjulpar och dess låsning, samt implementeringen av en mekanisk låsfunktion för lyfthöjden.

4.1 Placering av hydraulik

Två alternativ för placering av hydraulik har utvärderats med fokus på krävs slaglängd av cylindern, stabilitet och konstruktionskomplexitet.

4.1.1 Koncept H1

Hydraulcylindern är fastmonterad på pumphuset som skjuter på länksystemet horisontellt vid extraktion. Metoden erbjuder god stabilitet och hög styrka men kräver väldigt lång slaglängd för cylindern (ΔS). Denna metod begränsar även utrymmet för en potentiell låsfunktion till släden.

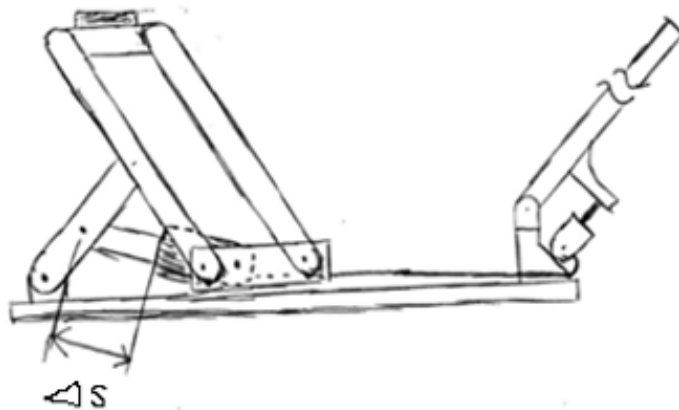


Figur 4: Placering hydraulik, koncept H1.

4.1.2 Koncept H2

Detta alternativ möjliggör användning av en hydraulcylinder med kortare slaglängd och lämnar mycket utrymme för låsfunktionen på slädens baksida. Däremot krävs två roterbara fästen, vilka ofta är svaga punkter i en konstruktion av den här typen. Cylindern är även monterad långt från

pumphuset, vilket kan påverka effektiviteten och stabiliteten i systemet. Metoden blir svag eftersom den höga utväxlingen ger stor vertikal rörelse vid liten cylinderförlängning.



Figur 5: Placering hydraulik, koncept H2.

4.1.3 Diskussion

De fixerade fästena i alternativ H1 underlättar konstruktionen och är mer pålitlig än alternativ H2, då dess roterande axlar kräver underhåll. Däremot kräver alternativ a en hydraulcylinder med mycket stor slaglängd vilket riskerar att överskriva kravet på maxlängden 1100 mm. Därav elimineras koncept H1.

4.2 Låsning mot markplan

För att uppfylla kravet för manövrering gjordes valet att använda två svängbara bakhjul. Följande koncept konstrueras för att möjliggöra låsning av dessa hjul.

4.2.1 Koncept L1

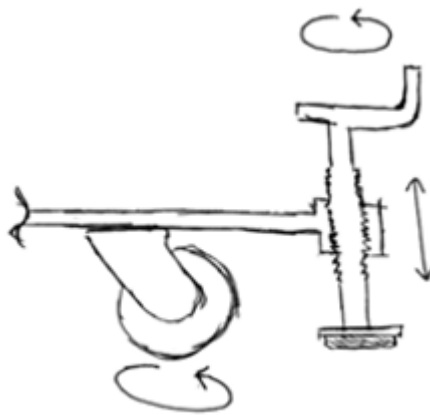
Låsbara hjul är en populär lösning hos många rullbara produkter. Den är pålitlig och billig samt effektiv och användarvänlig.



Figur 6: Låsning av roterbart hjul, koncept L1.

4.2.2 Koncept L2

Denna lösning erbjuder en pålitlig konstruktion, vilket säkerställer en användarsäker och långvarig funktion. Däremot kräver den ytterligare komponenter vilket medför en mer komplex installation som innebär ett tidskrävande moment under användning.



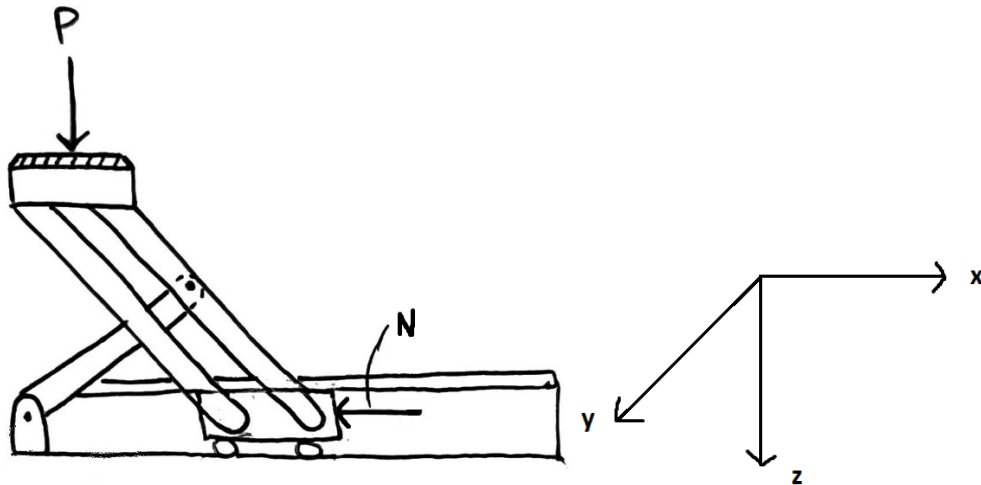
Figur 7: Låsning mot markplan, koncept L2.

4.2.3 Diskussion

Koncept L2 erbjuder en stabilare låsning mot markplanet jämfört med den klassiska lösningen med låsbara hjul. Den ökade stabiliteten hos låsningen uppväger dock inte den betydligt mer tidskrävande låsningsprocessen. Om en funktion upplevs som krånglig finns en ökad risk att användaren väljer att inte använda den, vilket motverkar dess avsedda syfte. Av denna anledning elimineras koncept L2.

4.3 Höjdlåsning

För att kunna låsa domkraften i ett uppfällt läge under last, utan att behöva förlita sig på hydrauliken, behövdes en mekanisk höjdlåsning implementeras. I figur 8 illustreras låsfunktionens normalkraft N , vars uppgift är att motverka lasten P . Eftersom slädens rörelse är direkt kopplad till lyftplattans höjd, innebär en låsning av släden att även lyftplattan hålls stilla.

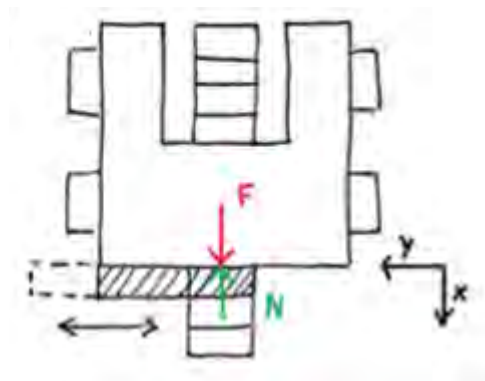


Figur 8: Låsfunktionens normalkraft N och lasten P som skall motverkas.

I kommande koncept representerar kraften F den resulterande horisontella kraften av lasten P .

4.3.1 Koncept K1

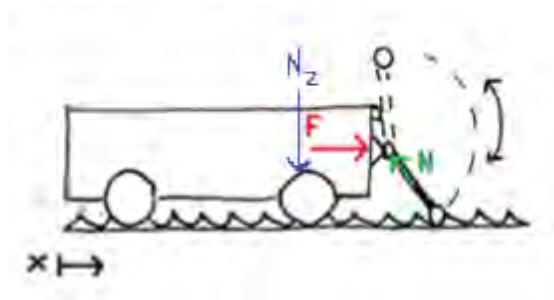
Släden ankras till rälsen med hjälp av ett skjutlås som monteras på dess bakre ände. Ur ett hållfasthetsperspektiv är detta en mycket bra lösning eftersom normalkraften verkar rakt emot den resulterande kraften F vilket skapar mindre påfrestning i komponenterna. Nackdelen med denna design är att det krävs precision i höjdpaceringen för att haspeln ska pricka rälsspåren. Denna lösning kräver även frigång i sidled då skjutlåset förs in denna väg.



Figur 9: Skjutlåsning, Koncept K1.

4.3.2 Koncept K2

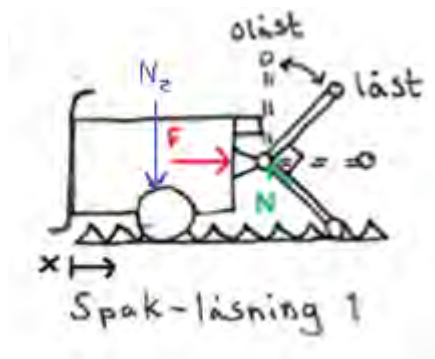
I detta koncept ankras släden med hjälp av en fällbar bom monterad i dess bakre ände. Fördelen med denna design är att låsningen sker automatiskt under upphöjning via gravitation. Haspeln släpas längs rälsens släta sida för att därefter låsas i positiv x-riktning. Det finns däremot nackdelar med detta koncept både ur ett hållfasthets- och ett användarperspektiv. Bommen utgör en extra komponent vilket skapar en normalkraft N som inte verkar rakt emot kraften F . Detta innebär att den maximala spänningen kommer att uppträda i bommens ledade fäste, vilket är den svagaste punkten i komponenten. För att häva låsningen krävs det även att användaren fäller upp bommen med handen vilket utgör en onödig klämrisk.



Figur 10: Bom-låsning, Koncept K2.

4.3.3 Koncept K3

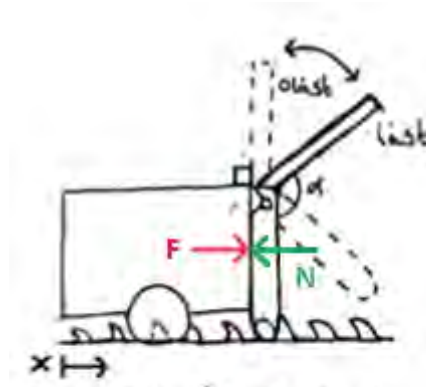
Detta koncept är en vidareutveckling av koncept K2, vilket eliminerar klämriskerna genom introduktion av ett handtag. Låsningen sker fortfarande automatiskt under höjning och vid upplåsning trycks spaken i figur 11 framåt där den låses av en magnet monterad på slädens bakre ände. Efter att domkraften sänkts dras spaken bakåt och den automatiska låsningen är återigen aktiv.



Figur 11: Spak-låsning, Koncept K3.

4.3.4 Koncept K4

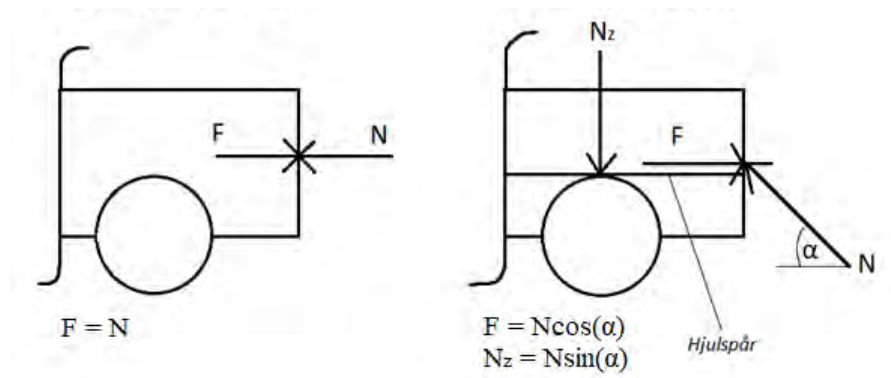
Denna lösning kombinerar de bästa egenskaperna från alla föregående koncept. Haspeln är kopplad till ett fäste på toppen av slädens bakre ände. Likt i koncept K1 har haspeln vid låst läge kontakt med slädens yta. Det resulterar i att normalkraften N verkar rakt emot kraften F vilket är mindre påfrestande för låsningsmekanismen än i koncept K3 och K4. Handtaget från koncept K3 är bibehållet vilket underlättar för användaren och minimerar klämrisk. En magnet är monterad på toppen av släden för att hålla haspeln på plats, i ett upplåst läge vid sänkning av domkraften.



Figur 12: Spak-låsning, Koncept K4.

4.3.5 Diskussion

Koncept K1 är inte självlåsande och medför ett alltför omständligt låsningsmoment, eftersom skjutlåset måste träffa rälsen exakt vid låsning. Både koncept K2 och K3 bedöms även som kläna konstruktioner då bommen utgör en extra komponent som kräver en större normalkraft för att låsa släden på plats, se figur 13. Koncept K1, K2 och K3 elimineras därför, vilket lämnar kvar alternativ K4 som inte lider av någon av tidigare koncepts svagheter.

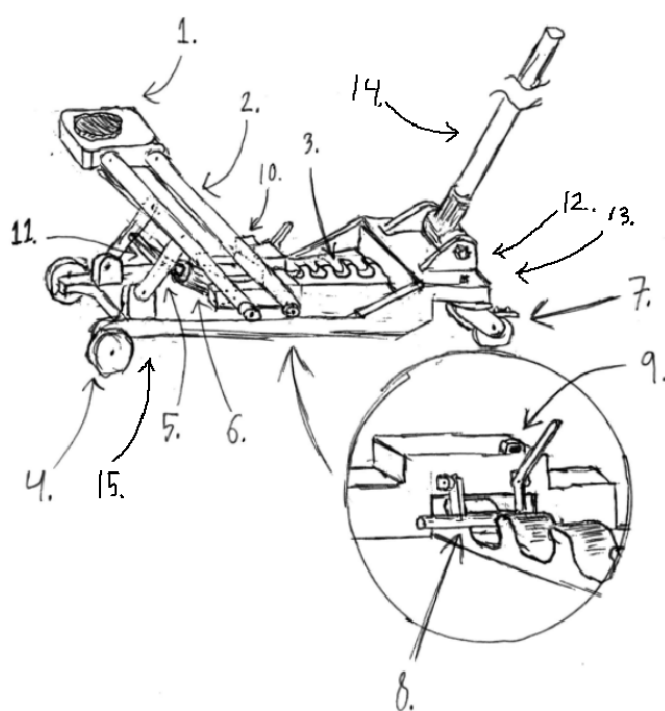


Figur 13: Resultande kraft och normalkraft i låsningen.

Vänstra bilden illustrerar koncept K2 & K3, höger visar K1 & K4.

4.4 Sammanställning av domkraft

Genom implementering av de vinnande koncepten i utgångsdesignen så skissades en sammanställning av domkraften. Denna modell syftar till att ge en övergripande helhetsbild av domkraften inför kommande modellering i CAD. I figur 14 namnges och betecknas även domkraftens olika komponenter.



	Namn
1.	Lyftplatta
2.	Hellänk (fram och bak)
3.	Räls
4.	Fast länkhjul
5.	Halvlänk
6.	Hydraulcylinder
7.	Roterbara, låsbara länkhjul
8.	Haspel
9.	Magnet
10.	Släde
11.	Övre roterbart fäste till kolvända
12.	Pumphus
13.	Pumpcylinder
14.	Pumphandtag
15.	Bottenplatta

Figur 14: Domkraften och dess delar.

4.5 Beskrivning av lyftprocess

Med de utvecklade funktionerna kan systemet tillsammans utföra lyftprocessen för ett fordon. Domkraften förs in under fordonet. Två fasta länkhjul fram och ett par roterbara länkhjul bak möjliggör förflyttningen. Lyftplattan placeras mot lämplig lyftpunkt under bilens underrede, och lyftet påbörjas genom att föra pumphandtaget nedåt. Detta genererar ett tryck i hydraulsystemet, vilket i sin tur skjuter ut kolvstången som höjer lyftplattan uppåt. Släden rör sig horisontellt framåt över rälsen, medan haspeln dras över tändernas rygg via gravitation. När önskad höjd uppnås, vrids pumphandtaget moturs för att lätta på hydraultrycket, varpå släden färdas bakåt och haspeln låser den mekaniskt mot rälsen. Därefter kan hjulen låsas för att eliminera risken för oönskad förflyttning.

När arbetet är klart och fordonet ska sänkas, måste domkraften först lyftas något för att avlasta haspeln, som sedan kan fällas upp via en spak. En magnet håller haspeln på plats, hjulen låses upp och hydraultrycket minskas återigen genom vridning av pumphandtaget. Släden rör sig då bakåt, lyftplattan sänks, och till sist står fordonet återigen på underlaget. Haspeln fälls återigen ned för att uppnå automatisk låsning vid nästa lyft.

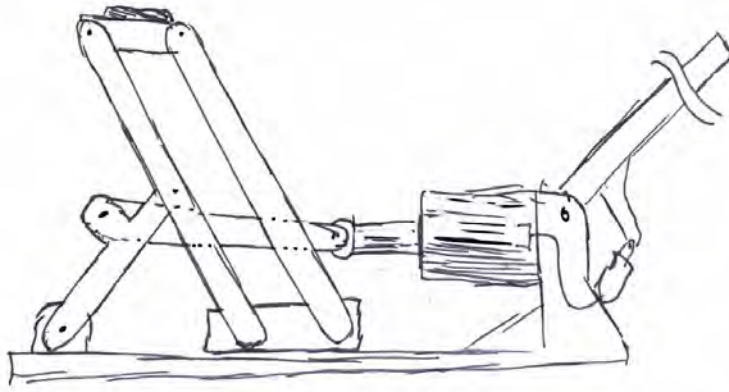
4.6 Förberedelser inför domkraftens modellering i CAD

Sammanställningsritningen i figur 14 kräver ett antal standardkomponenter som ska köpas in och en undersökning av marknaden påbörjades. Ett flertal cylindrar som tillåter rotation i två ändar enligt det resulterande konceptet H2 från kapitel 3.1 finns tillgängliga men samtliga saknade kapaciteten att lyfta ett fordon. Att använda en flaskdomkraft skulle potentiellt kunna uppnå kravet på lyftkraft men en sådan är inte konstruerad för att kunna rotera i ändarna vilket hade krävt omfattande ombyggnad.

Inköpsartiklar för det eliminerade konceptet H1 från kapitel 4.1 undersöktes också. För detta koncept fanns cylindrar med tillräcklig lyftkapacitet tillgängliga, men den långa slaglängd som krävdes skulle, som tidigare konstaterats, överskrida domkraftens maxlängd på 1100 mm.

Eftersom båda koncepten för hydraulikens placering var bristfälliga så undersöktes även möjligheten att tillämpa det hydrauliksystem som nuvarande domkrafter använder. Detta gav upphov till ett nytt koncept där ett mekaniskt samspel mellan länkarmar utvecklades. Den nya placeringen är en kombination av koncept H1 och H2 som möjliggör användningen av en hydraulcylinder med tillräcklig kapacitet fast med kortare krävd slaglängd.

Hydraulcylindern är horisontellt monterad på pumphuset som i koncept H1 och sitter sammankopplade med handtag och pumpcylinder. Via interna oljekanalerna och ventiler elimineras kravet på längre slangar och rör vilket skulle ha krävts för koncept H2. Längst fram på cylinderns kolvstång monteras en länkarm som sammankopplas med halvlänken likt koncept H2. Genom användningen av en dubbelledad länkarm mellan kolvstången och halvlänken möjliggörs inköpet av en klassisk hydraulcylinder byggd för domkrafter, med en slaglängd som inte överskrida kravet på maxlängd.



Figur 15: Ny placering av hydraulik.

För att den nya designen ska kunna utföra lyft vid det helt nedfällda läget lades även en liten förhöjning till på halvlänken som fästs mot cylinderarmen. Utan denna skulle domkraften inte kunna lyftas från sitt nedfällda läge då en rotation inte kan skapas när lederna ligger linjärt arrangerade (se figur 16).



Figur 16: Geometrisk anpassning av halvlänk.

Vänster: utan anpassning. Höger: med anpassning.

5. Modellering

För att få en utgångspunkt gällande skruvförband, dimensioner och hydraulik undersöktes befintliga lösningar i detalj. Som referensmodell laddades en CAD-fil ner från en öppen komponentdatabas, se [1]. Filen representerar en befintlig hydraulisk domkraft och valdes som utgångsdesign för att analysera och vidareutveckla en egen lösning. Modellen användes i programvaran Fusion 360, där mätverktyg användes för att ta fram relevanta dimensioner och förstå konstruktionens uppbyggnad. Denna CAD-modell innehåller även en möjlig lösning för hydraulikdelen i den nya konstruktionen.

Hemsidor hos återförsäljare besöktes och en övergripande visuell inspektion gav en bredare uppfattning om varierande lösningar. Exempelvis har inte alla leder skruvförband då den axiella kraften sällan kräver mer än en bult med låsringar.

En fysisk domkraft med ett flertal års användning undersöktes och gav indikationer på brister orsakat av flera års användning. På produktbilder går det att urskilja vissa leder som var insmorda med fett från fabrik och nu behöver servas. Detta väcker frågan huruvida konstruktionen bör förändras eller om dessa områden ska klassas som serviceberoende.

Komponenterna byggs huvudsakligen av stål, länkarnas bredd är 40 mm och tjockleken på samtliga plåtar är 6 mm. En ny variant av räslåsningen ska även tas fram då hydrauliken har placerats likt figur 15. För att dessa inte ska kollidera måste haspeln placeras så pass lågt att den kan föras in under hydraulcylindern, vilket blir trångt om en räls ska monteras. Att göra spår i bottenplattan som haspeln kan låsas mot blir ett mer lämpligt alternativ ur ett geometriskt perspektiv, men även mer kostnadseffektivt då material tas bort i stället för att läggas till.

5.1 Första designen V1

Första designen som kallas V1 ska ligga till grund för de parametrar och placering av komponenter som gör funktionerna möjliga. De främre hellänkarna måste placeras ytterst för att ge rum för lyftplatta och bakre hellänkar att vikas ner utan kollision. Halvlänken måste monteras på de bakre hellänkarna då den ej får kollidera med lyftplattan. En viss frigång behövs då eventuella skruvskallar och bultar ej får blockera rörelsen.

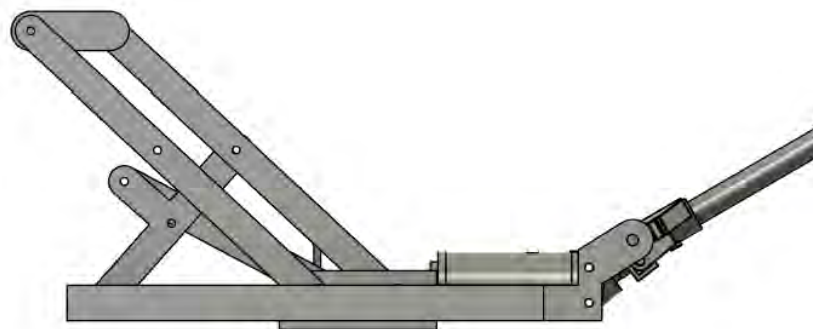
Om halvlänken infästes mitt på hellänken och samtliga hål i nederkant ligger på samma höjd kommer ett helt vertikalt lyft att ske. Genom geometrisk testning i modellens sketch visade det sig dock att en fästpunkt på mer än halva hellänkens längd ger ett lyft som även förs framåt, vilket är att föredra då det följer bilens naturliga rörelsebana. Halvlänkens längd kommer också att påverka rörelsen på liknande vis. Kolvlänkens placering på halvlänken kommer att avgöra vilken utväxling kolven får i förhållande till lyftplattan. Förhållandet blir ungefär 4,6:1 då slaglängden uppskattas vara 100 mm och önskad lyfthöjd är 460 mm. Efter mycket experimenterande med länkarnas dimensioner uppnåddes en nöjaktig lyftbana med följande förhållanden mellan komponenterna:

- Hellänk längd: L
- Halvlänk längd: $0,6 L$
- Kolvlänk längd: $0,7 L$
- Bulthål på hellänk för halvlänk: $0,58 L$

Technical drawing of a mechanical part, likely a bracket or support structure, showing dimensions in millimeters (mm). The drawing includes a top view and a side view, with a cross-section highlighted in light blue.

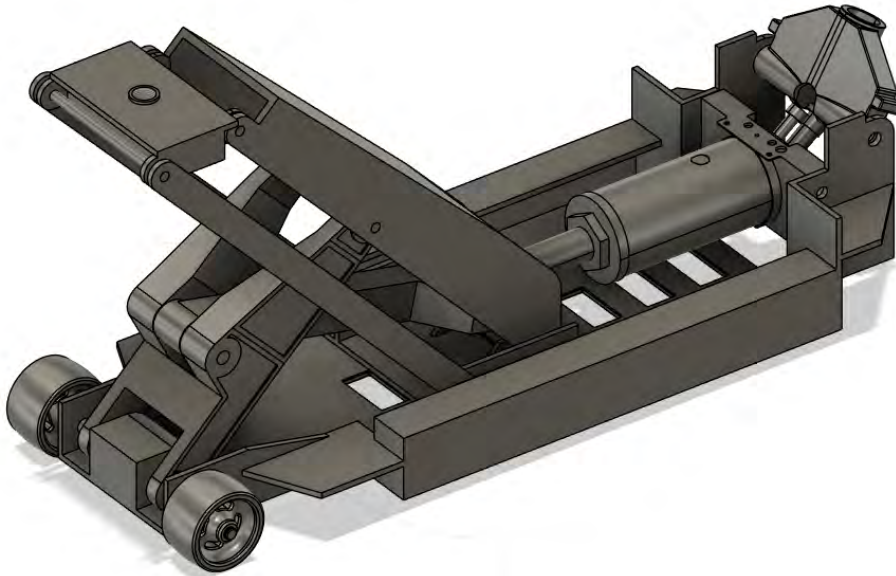
Dimensions (mm):

- Top horizontal edge: 100.00
- Top diagonal edge: 300.00
- Top vertical edge: 50.00
- Top diagonal edge (inner): 125.00
- Top diagonal edge (outer): 500.00
- Top diagonal edge (inner): 290.00
- Top horizontal edge (inner): 100.00
- Top horizontal edge (outer): 350.00



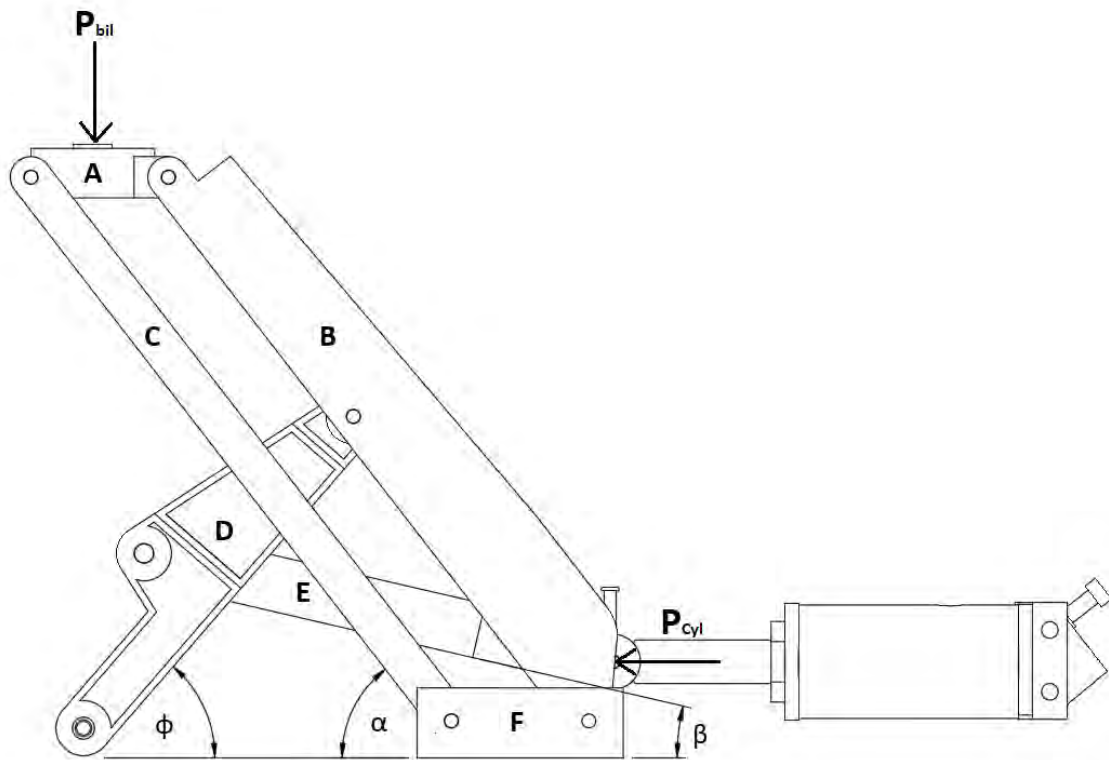
5.2 Design V2

V1 skapades enbart för att dimensionera längderna av länkarna och på så sätt testa lyftrörelsen (se bilaga M1). Den gav däremot ingen helhetsbild av antalet komponenter, bredd och realism. Därefter togs V2 fram vilket var en mer realistisk och symmetrisk modell av de framtagna dimensionerna, anpassade för att potentiellt tåla krafterna, se figur 19. Denna modell kom att bli utgångsmodellen för kommande hållfasthetsberäkningar och FEM-analys.



Figur 19: Design V2.

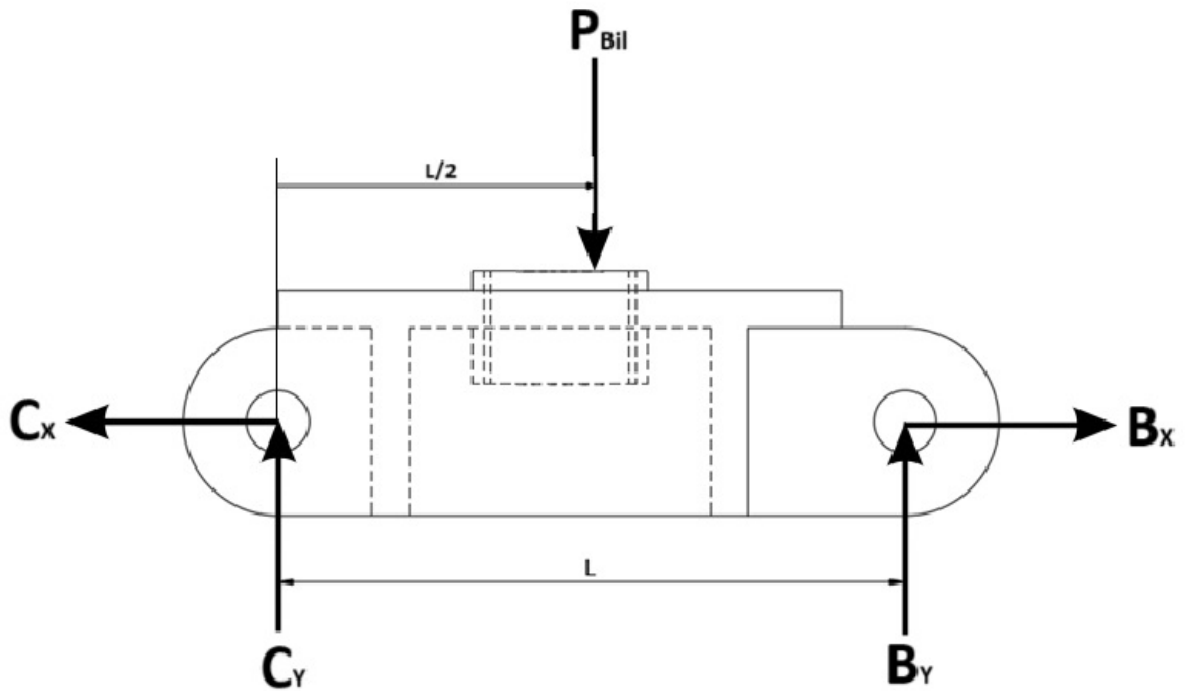
6. Friläggningar av domkraftens komponenter



Figur 20: Domkraftens komponenter och yttre krafter. P_{bil} representerar tyngdkraften från bil och P_{cyl} representerar cylinderkraften. Bokstavsbezeichnungarna blir nu förkortningar till de komponenter som namngivits i figur 14.

I samtliga friläggningar har gravitationskraften försumrats. Detta då dess påverkan är väldigt i jämförelse med lasten av bilen och cylinderkrafterna. Eftersom gravitationskraften är den enda kraft som förändras vid kommande geometriska justeringar av komponenter, bedöms dess minimala inverkan som onödig att inkludera i beräkningarna. Dess påverkan är helt enkelt för liten för att motivera den ökade komplexiteten det skulle medföra.

6.1 Lyftplatta A



Figur 21: Friläggning av Lyftplatta A.

Jämviktsekvationer Lyftplatta

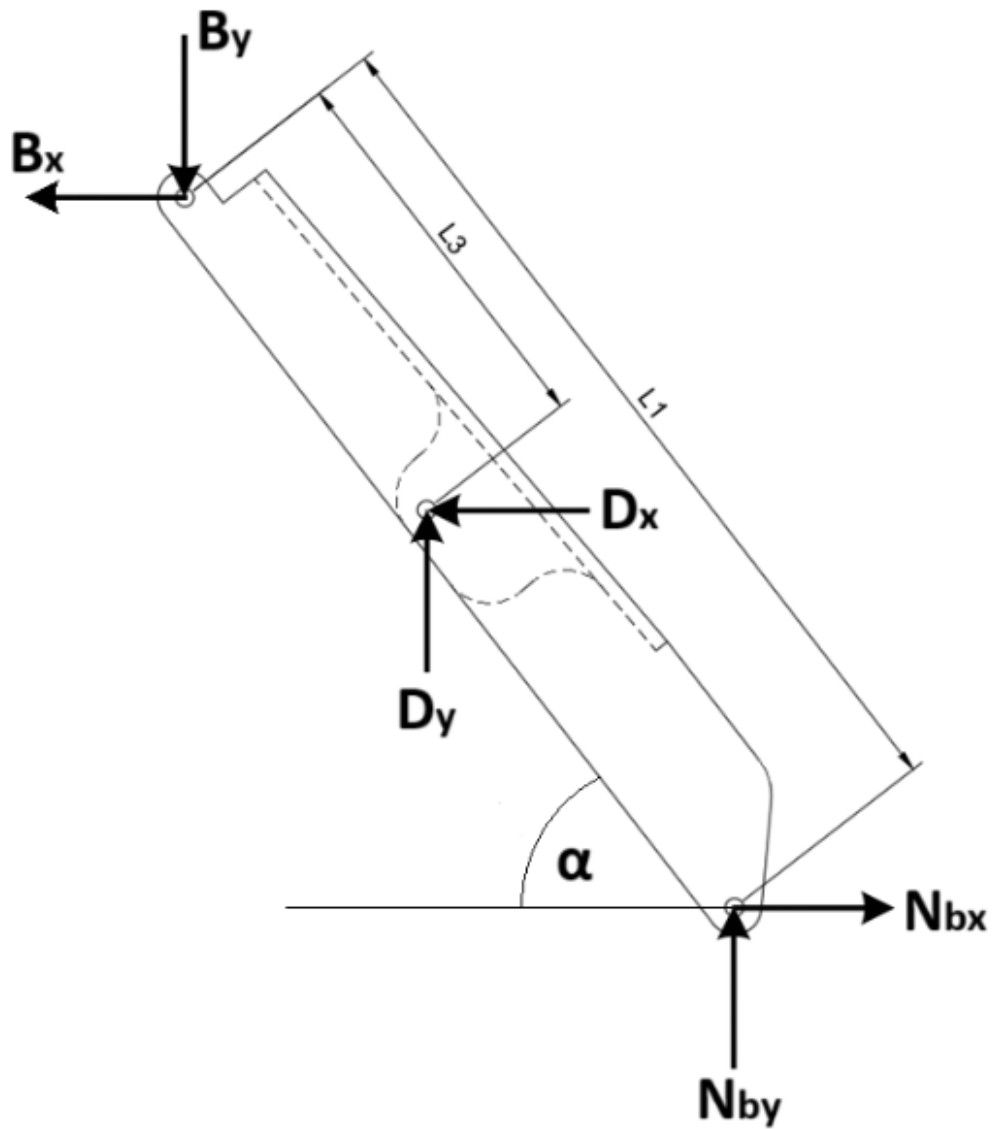
$$\uparrow : C_y + B_y - P_{bil} = 0 \Rightarrow P_{bil} = C_y + B_y \quad (1)$$

$$\rightarrow : B_x - C_x = 0 \Rightarrow B_x = C_x \quad (2)$$

$$\sim C: P_{bil} * \frac{L}{2} - B_y * L = 0 \Rightarrow B_y = \frac{P_{bil}}{2} \quad (3)$$

$$(3) \text{ i } (1) \rightarrow C_y = P_{bil} - \frac{P_{bil}}{2} \Rightarrow C_y = \frac{P_{bil}}{2}$$

6.2 Hellänk bak B



Figur 22: Friläggning av Hellänk bak B.

Jämviktsekvationer Hellänk bak

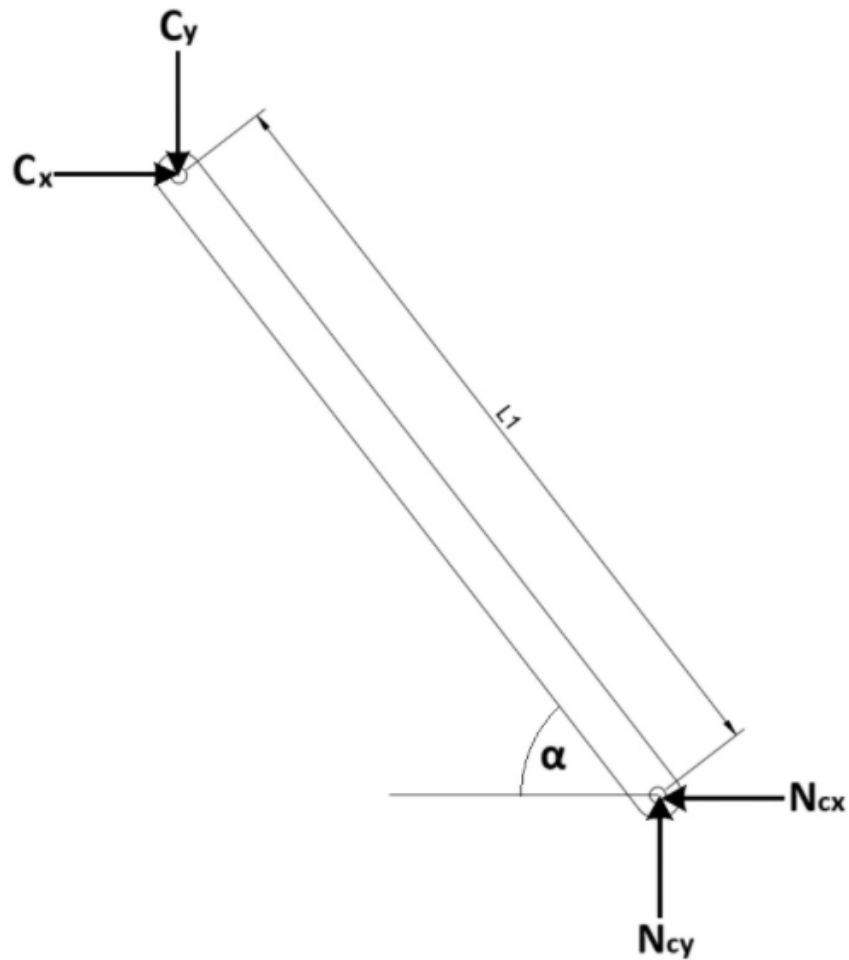
$$L_7 = L_1 - L_3$$

$$\uparrow: N_{by} + D_y - B_y = 0 \quad (4)$$

$$\rightarrow: N_{bx} - D_x - B_x = 0 \quad (5)$$

$$\curvearrowright N: D_y * L_7 \cos(\alpha) - D_x * L_7 \sin(\alpha) - B_y * L_1 \cos(\alpha) - B_x * L_1 \sin(\alpha) = 0 \quad (6)$$

6.3 Hellänk fram C



Figur 23: Friläggning av Hellänk fram C.

Jämviktsekvationer Hellänk fram

$$\uparrow: N_{cy} - C_y = 0 \Rightarrow N_{cy} = C_y \quad (7)$$

$$\rightarrow: C_x - N_{cx} = 0 \Rightarrow N_{cx} = C_x \quad (8)$$

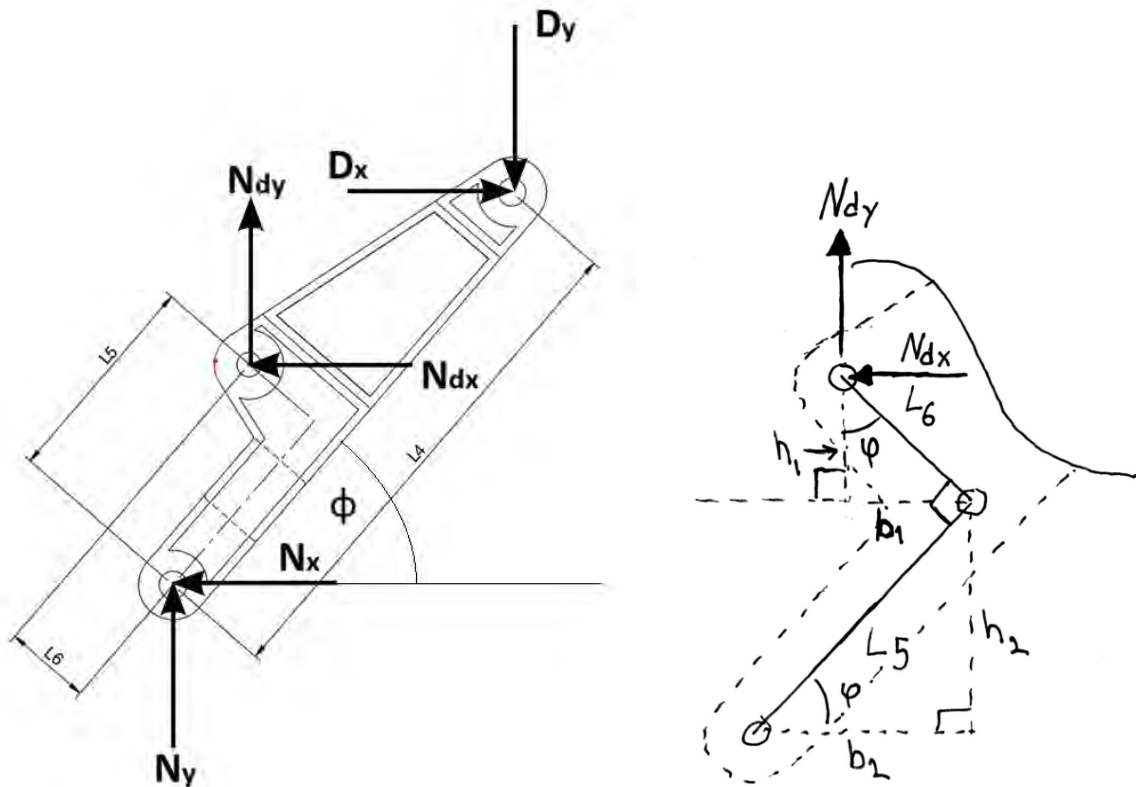
$$\sim N: C_x * L_1 \sin(\alpha) - C_y * L_1 \cos(\alpha) = 0 \Rightarrow C_x = C_y \cot(\alpha) \quad (9)$$

$$(9) \text{ i } (3) \text{ \& } (1) \Rightarrow C_x = \frac{P_{bil}}{2} \cot(\alpha)$$

$$(2) \text{ \& } (8) \Rightarrow B_x = C_x = N_{cx} = \frac{P_{bil}}{2} \cot(\alpha)$$

$$(7) \text{ i } (3) \text{ \& } (1) \Rightarrow B_y = C_y = N_{cy} = \frac{P_{bil}}{2}$$

6.4 Halvlänk D



Figur 24: Friläggning av Halvlänk D och geometriskt förtydligande av hävarmar.

Hävarmar från momentpunkten N_{xy} enligt figur 24

$$\text{Hävarm } N_{dy} = b_2 - b_1 = L_5 \cos(\phi) - L_6 \sin(\phi)$$

$$\text{Hävarm } N_{dx} = h_2 + h_1 = L_5 \sin(\phi) + L_6 \cos(\phi)$$

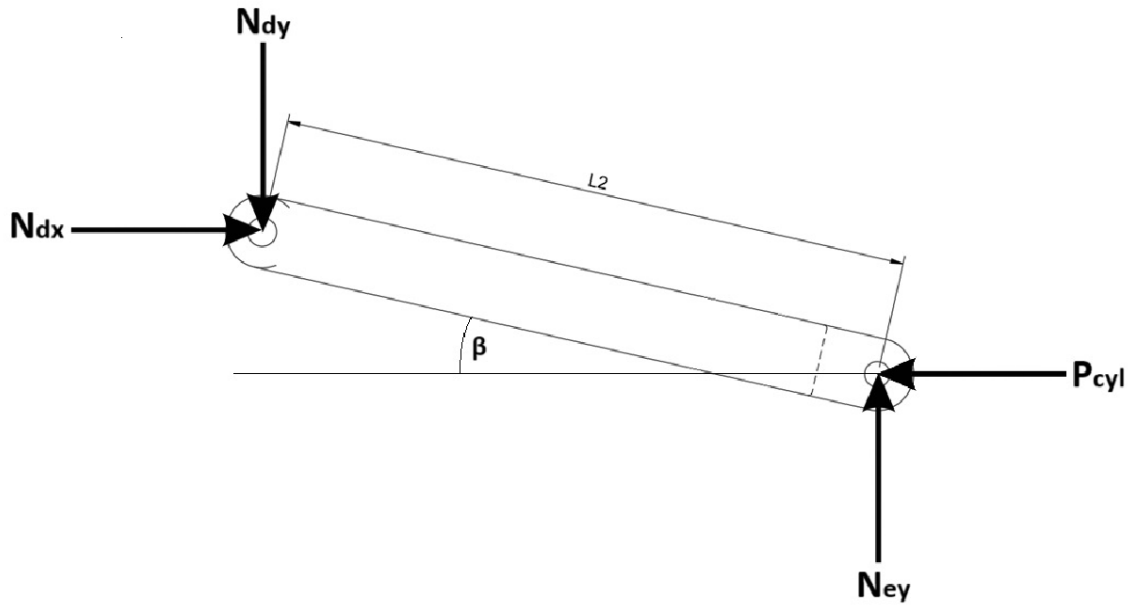
Jämviktsekvationer Halvlänk

$$\uparrow: N_y + N_{dy} - D_y = 0 \quad (10)$$

$$\rightarrow: D_x - N_x - N_{dx} = 0 \quad (11)$$

$$\sim N_{xy}: D_y * L_4 \cos(\phi) + D_x * L_4 \sin(\phi) - N_{dy}(L_5 \cos(\phi) - L_6 \sin(\phi)) - N_{dx}(L_5 \sin(\phi) + L_6 \cos(\phi)) = 0 \quad (12)$$

6.5 Kolvlänk E



Figur 25: Friläggning av Kolvlänk E

Jämviktsekvationer Kolvlänk

$$\uparrow: N_{ey} - N_{dy} = 0 \Rightarrow N_{ey} = N_{dy} \quad (13)$$

$$\rightarrow: N_{dx} - P_{cyl} = 0 \Rightarrow \boxed{N_{dx} = P_{cyl}} \quad (14)$$

$$\sim N: P_{cyl} * L_2 \sin(\beta) - N_{ey} * L_2 \cos(\beta) = 0 \Rightarrow N_{ey} = P_{cyl} * \tan(\beta) \quad (15)$$

$$(13) \text{ i } (15) \Rightarrow \boxed{N_{ey} = N_{dy} = P_{cyl} * \tan(\beta)}$$

Sammanställning av beräknade krafter:

$$B_y = C_y = N_{cy} = \frac{P_{bil}}{2}$$

$$B_x = C_x = N_{cx} = \frac{P_{bil}}{2} \cot(\alpha)$$

$$N_{dx} = P_{cyl}$$

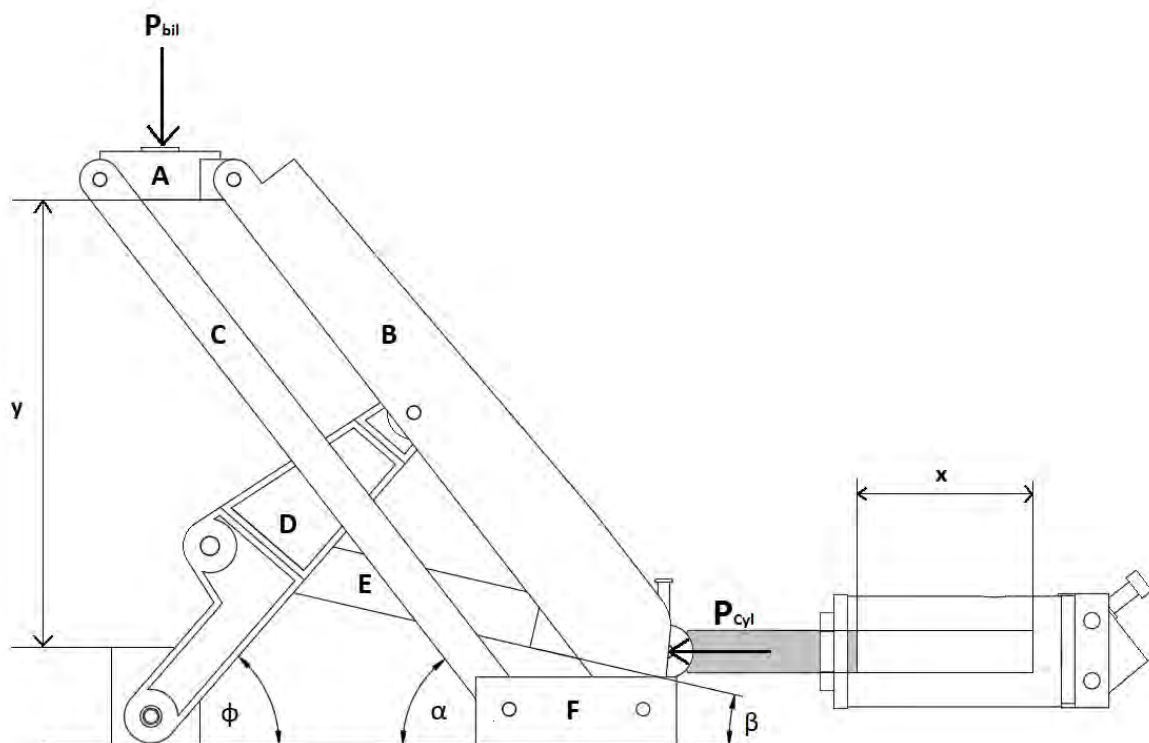
$$N_{ey} = N_{dy} = P_{cyl} * \tan(\beta)$$

Kraften P_{cyl} och resterande kraftsamband som involverar D_x och D_y beräknas i nästkommande kapitel på grund av deras komplexitet.

7. Numeriska beräkningar

Alla krafter från föregående friläggningar beräknas vid tre olika lägen under domkraftens lyftbana. Dessa lägen är mätta från domkraftens maximala och minimala lyfthöjd samt ett läge mitt emellan dessa. Målvärdet för domkraftens styrka är att kunna tippa en bil som väger 3 ton. Under ett traditionellt lyft med en domkraft bibehåller alltid två av bilens däck markkontakt vid den maximala lyfthöjden. P_{bil} sätts därför till 15 kN eftersom det är tyngden av en massa på 1,5 ton.

Uppfällningslägen definieras enligt följande:



Figur 26: Illustration av avstånd och vinklar.

Uppfällningsläge	x	y	φ	β	α
Minläge	22,7 mm	56,3 mm	11°	4,01°	10,64°
Mittläge	61,48 mm	240,9 mm	32,3°	10°	34,18°
Maxläge	100 mm	359,2 mm	49,1°	13°	52,3°

Tabell 2: Geometriska egenskaper för de tre uppfällningslägena.

Det gjordes även ett antagande att bilens alla fyra däck har markkontakt fram till dess att bilen lyfts 16 centimeter från marken. Därav fastställdes minläget utifrån denna lyfthöjd, då den fulla lasten för Pbil först börjar verka i detta läge. För att klargöra så har domkraften kapaciteten att lyfta lasten Pbil även under detta läge. Däremot är Pbil svårt att fastställa då faktorer som exempelvis fjädring har en stor inverkan på andelen av lasten som appliceras. Eftersom däcken på fordonet fortfarande behåller markkontakt för höjder under minläget gjordes antagandet att dessa inte behöver undersökas vidare. Detta då en mindre belastning på Pbil kräver en mindre lyftande kraft från Pcyl, vilket orsakar minskad påfrestning för domkraften. Höjder under minläget kommer därför inte att ingå i kommande beräkningar.

Eftersom krafterna i friläggningarna ska beräknas vid tre olika uppfällningslägen skapades en Python-kod för att utföra dessa beräkningar.

7.1 Beräkning av Pcyl & Plås

Det återstod nu att beräkna cylinderkraften i de tre uppfällningslägena. För att bestämma Pcyl tillämpas virtuella arbetets princip:

$$P_{cyl} * \delta x - P_{bil} * \delta y = 0 \Rightarrow P_{cyl} = P_{bil} * \frac{\delta y}{\delta x} \quad (20)$$

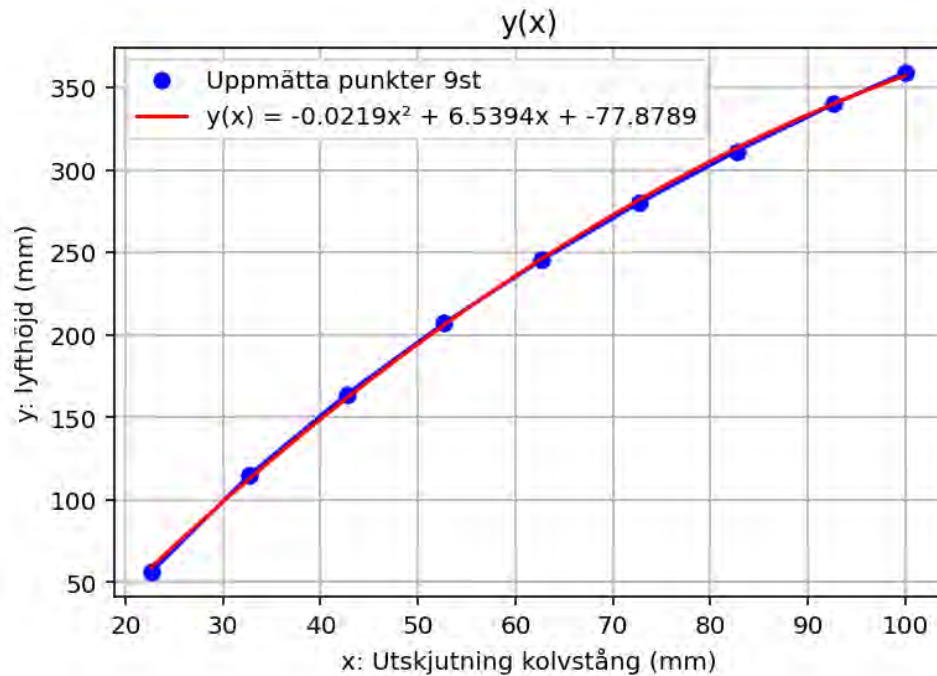
Eftersom Pbil redan är känd återstår det bara att bestämma sambandet mellan förskjutningarna i x- och y-led för kolven respektive domkraftens lyftplatta. Det gjordes genom nio mätningar inom lyftintervallet, från min- till max uppfällningsläge.

Mätvärdena hämtades från CAD-modellen och definieras som koordinatpar i ett tvådimensionellt system.

Avstånd	Punkter under lyft								
x	22,7	32,7	42,7	52,7	62,7	72,7	82,7	92,7	100
y	56,3	114,8	164	207	245,3	279,9	311,3	339,9	359,2

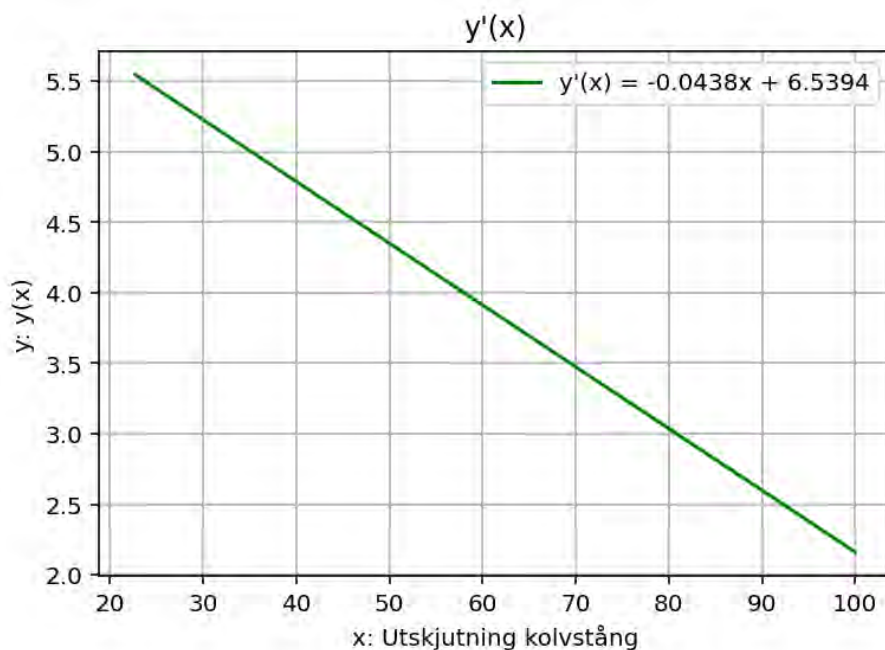
Tabell 3: Nio mätta punkter mellan min- och max uppfällt läge. Första punkten är i minläget, sista punkten är i maxläget.

Med hjälp av dessa punkter plottas en approximativ graf i form av ett andragradspolynom, $y(x)$, se figur 27. För ytterligare detaljer om Pythonkoden, se bilaga P1.



Figur 27: Lyfthöjdens förhållande till utskjutningen av kolvstången.

Derivering av $y(x)$ ger ett linjärt samband mellan lyfthöjdens ökning som funktion av kolvstångens utskjutning, se figur 28.



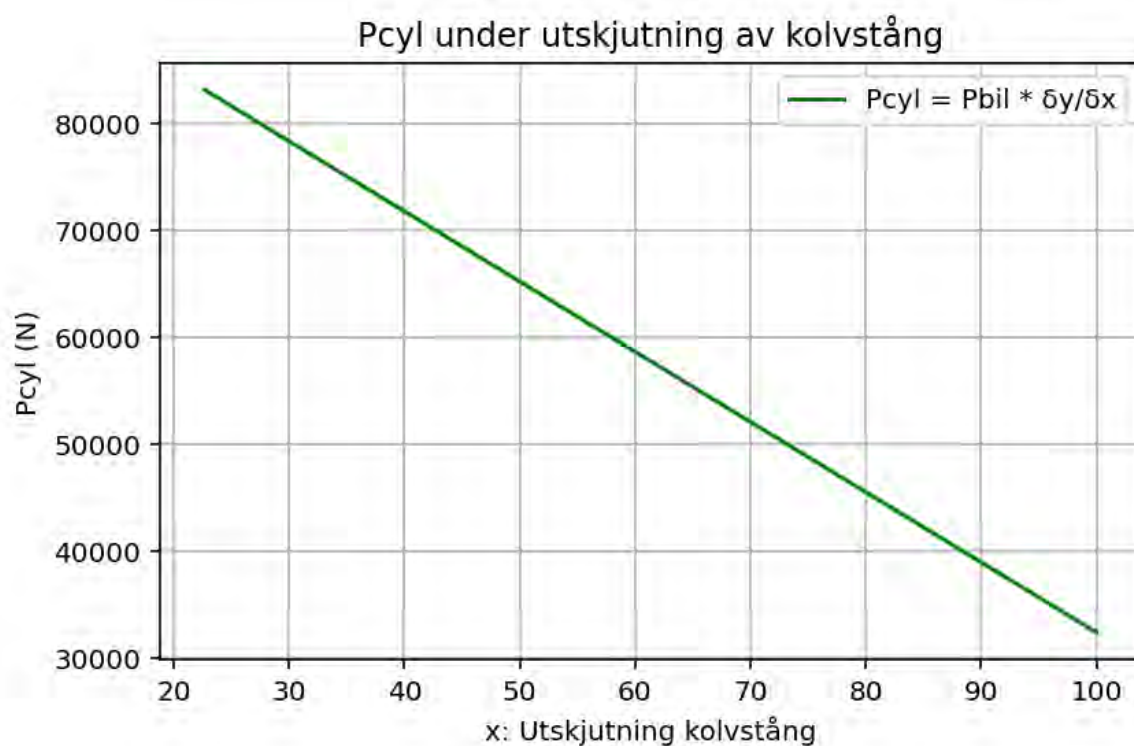
Figur 28: Lyfthöjdens förändring som funktion av kolvstångens utskjutning.

Det framgår tydligt att funktionens derivata avtar med kolvstångens utskjutning. Det betyder alltså att lyfthöjden ökar som mest i förhållande till kolvstångens utskjutning direkt i början av lyftet, vid minläget. Det betyder även att lyfthöjdens minsta ökning i förhållande till utskjutningen sker i maxläget.

Derivatans används därefter till att fastställa P_{cyl} för alla kolvstångslägen inom lyftintervallet enligt ekvation (20).

$$y'(x) = \frac{\delta y}{\delta x} \quad \& \quad P_{bil} = 15\,000\,N \quad (21)$$

$$(21) \text{ i } (20) \Rightarrow P_{cyl} = P_{bil} * \frac{\delta y}{\delta x} \Rightarrow P_{cyl} = 15\,000 * y'(x) \, N$$



Figur 29: Cylinderkraften P_{cyl} i förhållande till kolvstångens utskjutning.

Figur 29 visar cylinderkraften under hela lyftintervallet. Grafen indikerar att den största kraften verkar i minläget och avtar linjärt tills domkraften når sitt maxläge. Detta bör innebära att de

flesta komponenterna i domkraften utsätts för den största påfrestningen i början av lyftet. En fördjupad analys av detta görs i efterföljande kapitel.

Resultatet för de tre uppfällningslägena blev följande:

$$P_{cyl,min} = 83\,182,9\,N$$

$$P_{cyl,med} = 57\,715,4\,N$$

$$P_{cyl,max} = 32\,417,7\,N$$

För beräkningen av kraften $P_{lås}$ som verkar på haspeln vid låst läge användes samma Pythonprogram. Metoden för att ta fram dessa grafer är exakt densamma som för cylindern, då båda trycker släden åt samma riktning horisontellt. Den enda skillnaden är att avståndet längst med x-axeln nu representerar sträckan mellan släden och pumphuset istället för kolvstångens utskjutning.

Se bilaga N1 för definitionen av avstånden x och y , samt angreppspunkten för kraften $P_{lås}$. I bilaga N2-N4 och P3 hittas de plottade graferna samt Pythonkoden för programmet.

De sex punkterna i tabell 4 uppmättes inom lyftintervallet.

Avstånd	Punkter under lyft					
x	261,95	281,27	309,43	340,51	398,05	455,13
y	46,61	116,01	179,2	229,96	299,02	349,31

Tabell 4: Sex mätta punkter mellan min och max uppfällt läge. Första punkten är i minläget, sista punkten är i maxläget. y representerar lyfthöjden och x representerar avståndet mellan släden och pumphuset.

Detta gav följande resultat:

$$P_{lås,min} = 28\,386,5\,N$$

$$P_{lås,med} = 22\,282,5\,N$$

$$P_{lås,max} = 4\,947\,N$$

7.2 Beräkning av krafter från jämviktsekvationerna

De tidigare definierade vinklarna tillsammans med cylinderkrafterna har implementerats i jämviktsekvationerna från friläggningarna för respektive uppfällningsläge, vilket möjliggör en fullständig beräkning av alla förekommande krafter.

De två mest väsentliga krafterna i konstruktionen är D_x och D_y , eftersom de båda verkar i halvlänken som är konstruktionens mest centrala komponent. Krafterna som inte beräknades i kapitel 6 innehåller dessa okända variabler, och det är orsaken till att de inte kunde bestämmas där. Figur 30 visar beräkningarna av D_x och D_y .

$$\begin{aligned}
 (6) \rightarrow D_y L_7 \cos \alpha - D_x L_7 \sin \alpha - B_y L_1 \cos \alpha - B_x L_1 \sin \alpha &= 0 \\
 \left[B_y = \frac{P_{bil}}{2}, B_x = \frac{P_{bil}}{2} \cdot \cot \alpha \right] \\
 (12) \rightarrow D_y L_4 \cos \varphi + D_x L_4 \sin \varphi - N_{Dy} (l_5 \cos \varphi - l_6 \sin \varphi) - N_{Dx} (l_5 \sin \varphi + l_6 \cos \varphi) &= 0 \\
 \left[N_{Dy} = P_{cyl} \tan \beta, N_{Dx} = P_{cyl} \right] \\
 \hline
 (12) \rightarrow D_y &= \frac{N_{Dy} (l_5 \cos \varphi - l_6 \sin \varphi) + N_{Dx} (l_5 \sin \varphi + l_6 \cos \varphi)}{L_4 \cos \varphi} - \frac{D_x L_4 \sin \varphi}{L_4 \cos \varphi} \\
 \Rightarrow D_y &= \frac{N_{Dy} (l_5 - l_6 \tan \varphi) + N_{Dx} (l_5 \tan \varphi + l_6)}{L_4} - D_x \tan \varphi \quad * \\
 (6) \rightarrow D_x &= \frac{D_y L_7 \cos \alpha - B_y L_1 \cos \alpha - B_x L_1 \sin \alpha}{L_7 \sin \alpha} \\
 \Rightarrow D_x &= D_y \cot \alpha - \frac{B_y L_1 \cot \alpha - B_x L_1}{L_7} = D_y \cot \alpha - \frac{L_1}{L_7} (B_y \cot \alpha - B_x) \Delta \\
 * i \Delta \Rightarrow D_y &= \frac{N_{Dy} (l_5 - l_6 \tan \varphi) + N_{Dx} (l_5 \tan \varphi + l_6)}{L_4} - \tan \varphi \left(D_y \cot \alpha - \frac{L_1}{L_7} (B_y \cot \alpha - B_x) \right) \\
 \Rightarrow D_y + \tan \varphi D_y \cot \alpha &= \frac{N_{Dy} (l_5 - l_6 \tan \varphi) + N_{Dx} (l_5 \tan \varphi + l_6)}{L_4} + \frac{L_1 \tan \varphi}{L_7} (B_y \cot \alpha - B_x) \\
 D_y (1 + \tan \varphi \cot \alpha) &= \frac{N_{Dy} (l_5 - l_6 \tan \varphi) + N_{Dx} (l_5 \tan \varphi + l_6)}{L_4} + \frac{L_1 \tan \varphi (B_y \cot \alpha - B_x)}{L_7 (1 + \tan \varphi \cot \alpha)} \quad * \\
 \Rightarrow D_y &= \frac{N_{Dy} (l_5 - l_6 \tan \varphi) + N_{Dx} (l_5 \tan \varphi + l_6)}{L_4 (1 + \tan \varphi \cot \alpha)} + \frac{L_1 \tan \varphi (B_y \cot \alpha - B_x)}{L_7 (1 + \tan \varphi \cot \alpha)} \quad *
 \end{aligned}$$

Figur 30: Beräkning av D_x och D_y .

Uttrycken för Dx och Dy är långa och beroende av tre olika vinklar. Eftersom tre olika uppfällningslägen undersöks behövs tre beräkningar vardera för Dx och Dy. Detta gäller även för resterande krafter som är beroende av Dx och Dy. Följande beräkning utförs i Python för att underlätta arbetet.

Krafter som varierar med uppfällningsläget:

$$D_y = \frac{N_{dy}(L_5 - L_6 \tan(\phi)) + N_{dx}(L_5 \tan(\phi) + L_6)}{L_4(1 + \tan(\phi) \cot(\alpha))} * \frac{L_1 \tan(\phi) (B_y \cot(\alpha) - B_x)}{L_7(1 + \tan(\phi) \cot(\alpha))}$$

$$D_x = \frac{N_{dy}(L_5 - L_6 \tan(\phi)) + N_{dx}(L_5 \tan(\phi) + L_6)}{L_4(1 + \tan(\phi) \cot(\alpha))} * \frac{L_1 \tan(\phi) (B_y \cot(\alpha) - B_x)}{L_7(1 + \tan(\phi) \cot(\alpha))} * \cot(\alpha) - \frac{L_1}{L_7} (B_y * \cot(\alpha) - B_x)$$

$$N_{by} = B_y - D_y$$

$$N_{bx} = B_x - D_x$$

$$N_y = D_y - N_{dy}$$

$$N_x = D_x - N_{dx}$$

Det numeriska resultatet av alla krafter sammanställs slutligen och möjliggör fortsatt simulering och FEM-analys i kommande kapitel. Se bilaga P2 för Python-kod.

Krafter	Minläge (N)	Mittläge (N)	Maxläge (N)
Pbil	15 000	15 000	15 000
Pcyl = Ndx	83 182,9	57 715,4	32 417,8
Dx	59 756,3	21 345,7	9 261,5
Dy	11 226,3	14 495,7	11 983
Dress	60 801,7	25 802,4	15 144,9
Nby	-3 726,3	-6 995,7	-4 483
Nbx	-19 834,6	-10 301,5	-3 464,8
Nbress	20 181,6	12 452,3	5 665,9
Ny	5 395	4 318,9	4 498,8
Nx	-23 426,5	-36 369,7	-23 156,2
Nress	24 039,7	36 625,2	23 589,2
Ndy	5 831,3	10 176,8	7 484,2
Ndress	83 387	58 605,8	33 270,4
Ncy = Cy = By	7 500	7 500	7 500
Bx = Cx = Ncx	39 921,7	11 044,2	5 796,7
Ney	5 831,3	10 176,8	7 484,2

Tabell 5: Beräknade krafter. Den resulterande kraften av två komponenter betecknas "ress".

8. FEM-analys

I detta kapitel presenteras simuleringar av de beräknade krafternas påverkan på domkraftens lösningsunika komponenter som projektet avser att utveckla. Målet med simuleringarna är att säkerställa att samtliga komponenter håller för alla uppträdande krafter. De är gjorda utifrån min-, mitt- och max uppfällningsläge. De mest kritiska lägena kommer att granskas mer noggrant.

8.1 Utförande

[2] är en standard för lyftanordningar som anger krav för CE-märkning. Det relevanta kravet för detta projekt är att hela anordningen måste upprätthålla en säkerhetsfaktor (SF) på 1,25. Eftersom det huvudsakliga målet är säkerhet sattes målvärdet för SF till 2 för hela anordningen. SF för alla komponenter som involveras i låsfunktionen ska uppnå minst 3 då detta anses som säkerhetskritisk last.

Domkraften ska ha två höjdlås, placerade i mitt- och maxläget och här ökar minikravet för SF från 2 till 3 för alla komponenter som höjdlåset. Kolvlänk E avlastas helt vid låsning då denna överför kraft från hydraulkolven och har enbart krav på 2 i SF. Om särskilda områden på komponenten inte uppnår kravet utförs justeringar i CAD- modellen för att stärkas. Under modelleringen kommer delarna att kontinuerligt analyseras och revideras i det simuleringsprogram Fusion erbjuder. Detta är ett inbyggt FEM-program som hämtar data i realtid från CAD-modellen vilket gör simuleringarna tidseffektiva, varav allt senare kontrolleras i Ansys.

Av flera anledning kommer varje enskild komponent att simuleras separat. De krafter som har beräknats är komposanter för varje anknytningspunkt. I en total sammanställning skulle krafterna direkt möta sina normalkrafter och därav elimineras direkt. I de flesta anknytningspunkter sker även en roterande rörelse vilket en total simulering skulle anse som sammansatta ytor då kontaktgrupper blir stumt monterade till varandra. Separata simuleringar blir dessutom smidigare för vidareutveckling.

Ett återkommande problem inom FEM-analyser är när applicerade krafter kommer i konflikt med införda tvång. Detta kan uppstå när modellen innehåller överdefinierade randvillkor, det vill säga att både krafter och fasta tvång införs på samma punkt eller område. I sådana fall kan

kraften inte verka fritt, vilket leder till att modellen inte kan lösa problemet korrekt eller ger orimliga resultat.

Ett vanligt missförstånd är att kraftöverföring endast sker genom fästelement mellan komponenter. Även om det i praktiken är sant att krafter överförs via dessa fästen, måste modellen fortfarande tillåta vissa rörelser eller deformationer för att återspegla verkligheten. Om alla kringliggande noder ges fullständiga tvång, kan detta leda till att ingen deformation tillåts, vilket inte stämmer överens med hur konstruktionen faktiskt beter sig.

För att undvika dessa problem bör tvång placeras på ett genomtänkt sätt så att modellen blir statiskt bestämd och samtidigt realistisk. Exempelvis bör en nod som inte är fixerad i verkligheten inte heller fixeras i modellen, eftersom det skulle hindra dess naturliga rörelse och därmed ge ett felaktigt simuleringsresultat.

För att undkomma dessa teoretiska felaktigheter kommer alternativa metoder att användas. Både komponent B och D har tre belastade axlar, vilket medför att varje kraft kan simuleras separat då resterande två axlar kan fixeras. Tre simuleringar per läge ger totalt nio simuleringar vardera. För resterande komponenter appliceras Newtons tredje lag.

Fordonets halva tyngd kommer att verka på lyftplattans översida och i ett gängat hål i mitten, vilka då kan användas som tvång. Normalkrafterna som uppstår i bulthålen, med summa P_{bil} , placeras ut tillsammans med de horisontella krafterna.

Halvlänken A och kolvlänken E har vardera fyra krafter varav inga verkar på samma axel, men kraftresultanterna pekar linjärt mot varandra och är lika stora. Likt föregående metod kan ena bulthålet fixeras och enbart kraftresultanten i andra hålet behöver appliceras vilket även ger global momentjämvikt.

En betydande detalj är att vissa komponenter ger varandra mekanisk stöttning som förhindrar deformation, vilket inte framgår i individuella analyser. Dessa kontaktytor låses med ”friktionslös fixering” för att realistiskt modellera den sammankopplade detaljen.

Skarpa hörn som utsätts för krafter tenderar att uppnå extremvärden i kalkylen på grund av spänningskoncentration. Detta sker främst där nätytor¹ möts och bildar en singularitet där den teoretiska spänningen går mot oändligheten. Det kan vara ett problem i en färdig produkt men förblir oftast ett teoretiskt problem. Projektet avser dock inte att åtgärda varenda singularitet då

¹ Eng. meshytor

detta är alldeles för tidskrävande. En bedömning görs utifrån om problemet berör ett större område av detaljen och bör då utvecklas geometriskt för att höja SF. För att få ett enhetligt resultat kommer standardstorlek användas för alla mesh-inställningar. Mesh-ytrorna genereras adaptivt och anpassas efter varje geometrisk egenskap, och detta görs likvärdigt för alla komponenter.

Materialet i analysen är det förvalda konstruktionsstål som Ansys erbjuder (se bilaga A1). Projektet avser inte att undersöka andra material än det, utan snarare konstruktionens egenskaper.

8.2 Jämviktskontroll

Krafterna på komponenterna B och D inkluderas i en ekvation som säkerställer total jämvikt i det tvådimensionella planet för simuleringen. Valet att undersöka just dessa två komponenter beror på att de måste roteras i simuleringen för att inta de vinklar som uppstår under domkraftens höjning. Riktningen på kraftvektorn som läggs in i Ansys beror på följande faktorer: positivt eller negativt värde efter beräkning, antagna riktningar i jämviktsfigurerna och koordinatsystemets riktning i Ansys. Om en kraft har ett positivt värde efter beräkningen kommer dess resulterande kraft på sammankopplad komponent att även där vara positiv för den simuleringen eftersom den är inkluderad i figurerna. I koordinatsystemet för Ansys är dock den globala riktningen densamma, och den kraft som är riktad åt fel håll måste korrigeras manuellt. Samtliga kraftkomponenter i respektive led kan nu ställas upp i ekvationen. Kraftsumman ska förstås idealt bli noll, men mindre avvikelser på grund av avrundningsfel kan förekomma, bland annat på grund av att vinklarna måste avrundas eftersom Ansys koordinatsystem inte kan hantera decimaltal. Ett fel på högst 3 N i absolutbelopp betraktas som ett avrundningsfel. Detta motsvarar den största möjliga differens som kan uppstå när tre avrundade termer adderas. Alla avvikelser mindre än detta anses därför vara acceptabla.

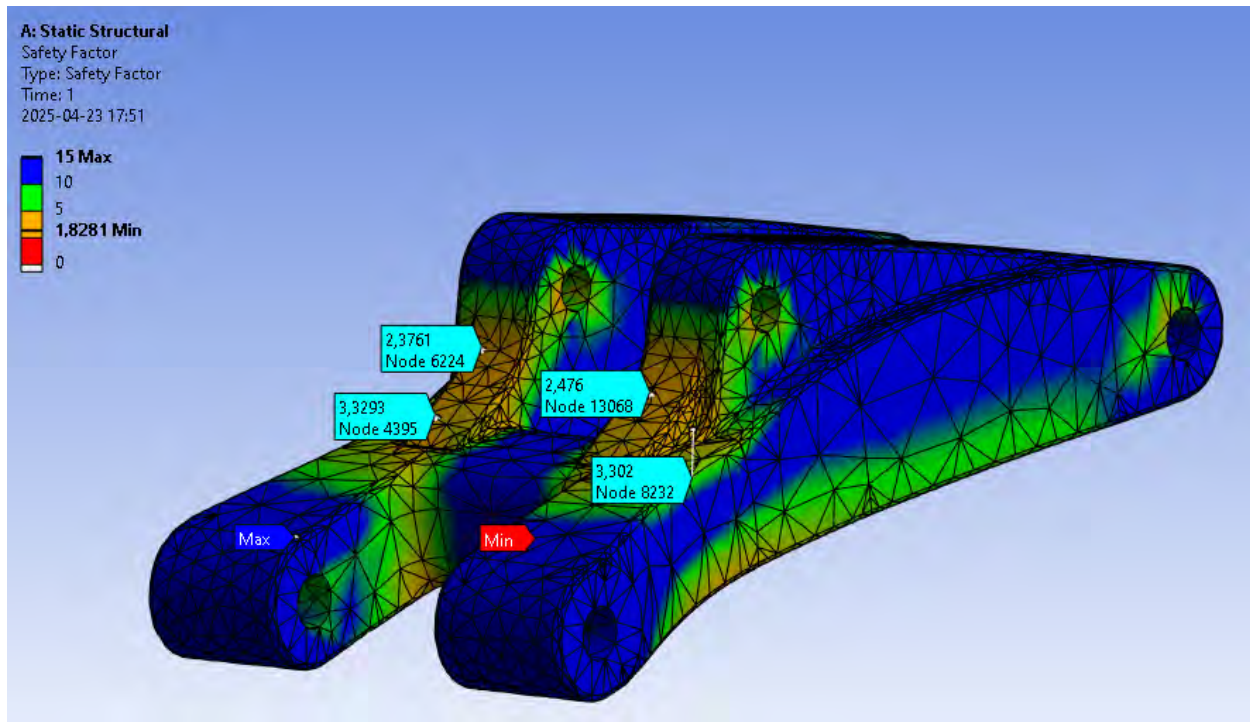
8.3 FEM-simulering

I detta avsnitt presenteras samtliga komponenter och deras mest kritiska resultat, samt eventuella förklaring till modelljusteringar. Nya godkända modeller namnges V3.

8.3.1 Halvlänk D

När N_{xy} undersöks för mittläget på halvlänken visar sig detta vara det mest kritiska läget och ett större område blir påverkat. Detta modelleras om med en betydligt större radie vilket ger en

signifikant förbättring över det påverkade området. Den lägsta säkerhetsfaktorn steg från 0,91 till 1,83 och uppstod nu i ett skarpt hörn på baksidan (bilaga A2-A17).



Figur 31: Halvlänk V3 mittläge N_{xy} .

Jämviktskontroll D

Positiv riktning i x-led ($\rightarrow$); beräknas som: $\sum F_x = D_x - N_{dx} - N_x$

Positiv riktning i y-led ($\uparrow$); beräknas som: $\sum F_y = D_y - N_{dy} - N_y$

Kraftresultanterna kan avläsas i bilaga A2, A6 och A10.

Minläge:

$$\sum F_x = 59\,756 - 83\,183 - (-23\,427) = 0\,N$$

$$\sum F_y = -11\,226 + 5\,831 + 5\,395 = 0\,N$$

Mittläge:

$$\sum F_x = 21\,346 - 57\,715 - (-36\,369) = 0\,N$$

$$\sum F_y = -14\,496 + 10\,177 + 4\,319 = 0\,N$$

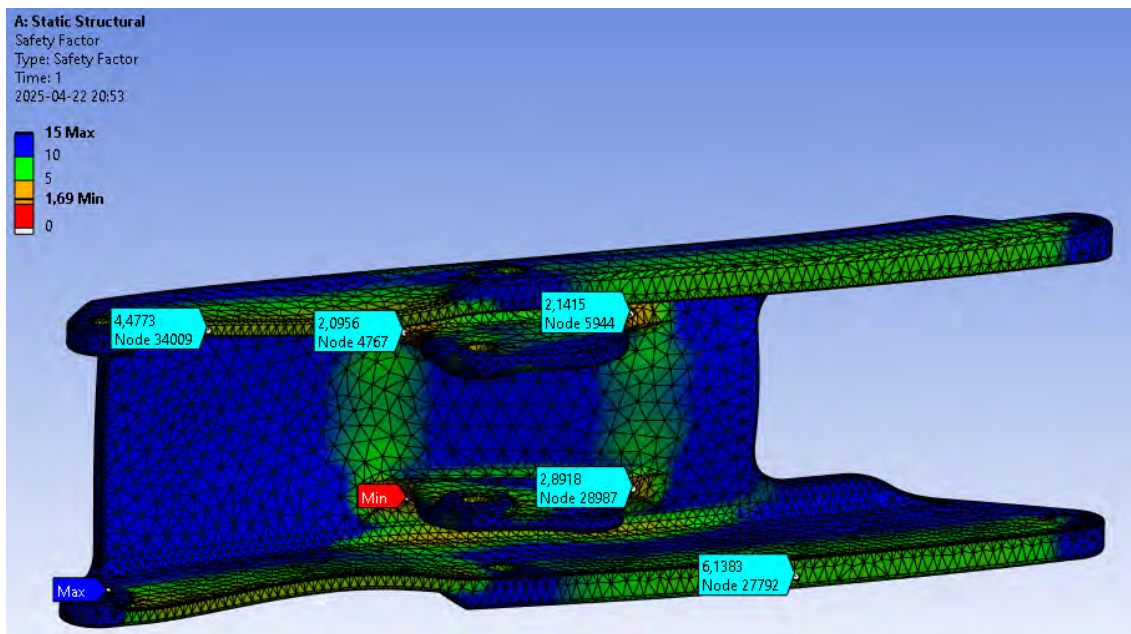
Maxläge:

$$\sum F_x = 9\,261 - 32\,418 - (-23\,156) = -1\,N$$

$$\sum F_y = -11\,983 + 7\,484 + 4\,499 = 0\,N$$

8.3.2 Hellänk bak B

Redan under första undersökningen av kraftresultanten Nbxy i minläge visade sig större delen av komponenten vara bristfällig och en total omkonstruktion krävdes. Den nya designen V3 genomgick alla nio analyserna, och Ndx i minläge blev nu det mest kritiska läget, där lägsta SF (1,69) uppstår på en skarp kant. Mitt- och maxläget genererar en otillfredsställande SF i bulthålen där Nbxy verkar och där bör lämpligen en bussning monteras. I de övriga delarna av konstruktionen överstiger SF värdet 3 (bilaga A18-A32).



Figur 32: Hellänk bak V3 minläge Dxy.

Jämviktsanalys B

Positiv riktning i x-led ($\rightarrow$); beräknas som: $\sum F_x = D_x + B_x + N_{bx}$

Positiv riktning i y-led ($\uparrow$); beräknas som: $\sum F_y = D_y + B_y + N_{by}$

Kraftresultanterna kan avläsas i bilaga A21, A25 och A29.

Minläge:

$$\sum F_x = -59\,756 + 39\,922 + 19\,834 = 0$$

$$\sum F_y = 11\,226 - 7\,500 - 3\,726 = 0$$

Mittläge:

$$\sum F_x = -21\,345 + 10\,144 + 10\,301 = 0$$

$$\sum F_y = 14\,495 - 7\,500 - 6\,995 = 0$$

Maxläge:

$$\sum F_x = -9\,261 + 5\,797 + 3\,464 = 0$$

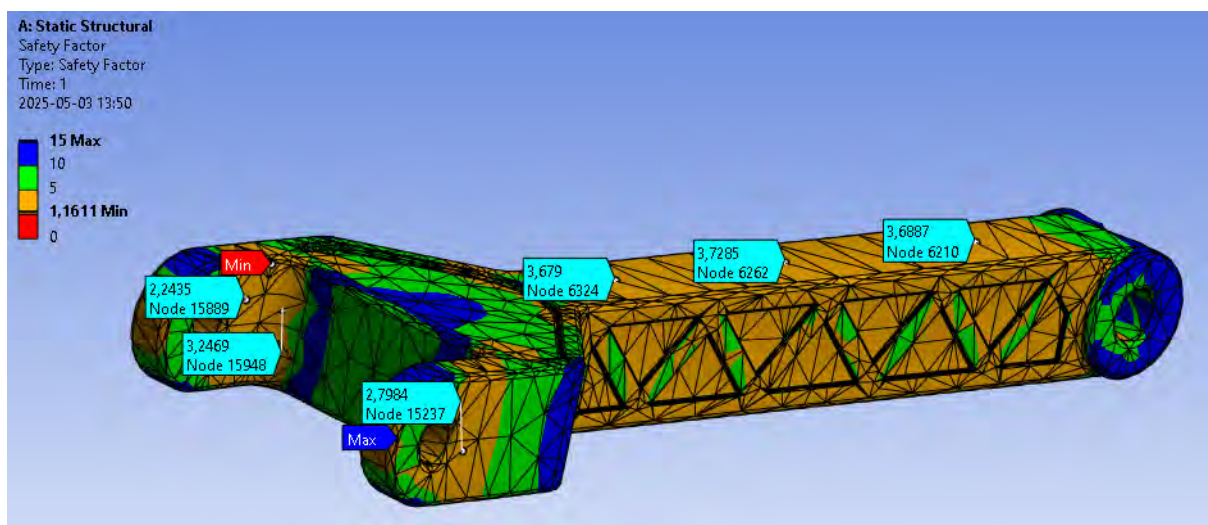
$$\sum F_y = 11\,982 - 7\,500 - 4\,482 = 0$$

8.3.3 Kolvlänk E

Enbart kraftresultanten i nedersta läget behöver undersökas då kraften successivt avtar med ökad lyfthöjd. Analysen gav goda resultat redan på första modellen och ingen omkonstruktion krävs (bilaga A33-A34). En singularitet i simuleringen uppstår där ett flertal noder möts, men det påverkar enbart ett mindre område förblir därför en teoretisk problematik. Eftersom detta är den komponent som överför högst kraft från hydrauliken ska bussningar användas i alla tre hålen.

Kraftresultant Pcyl & Ney:

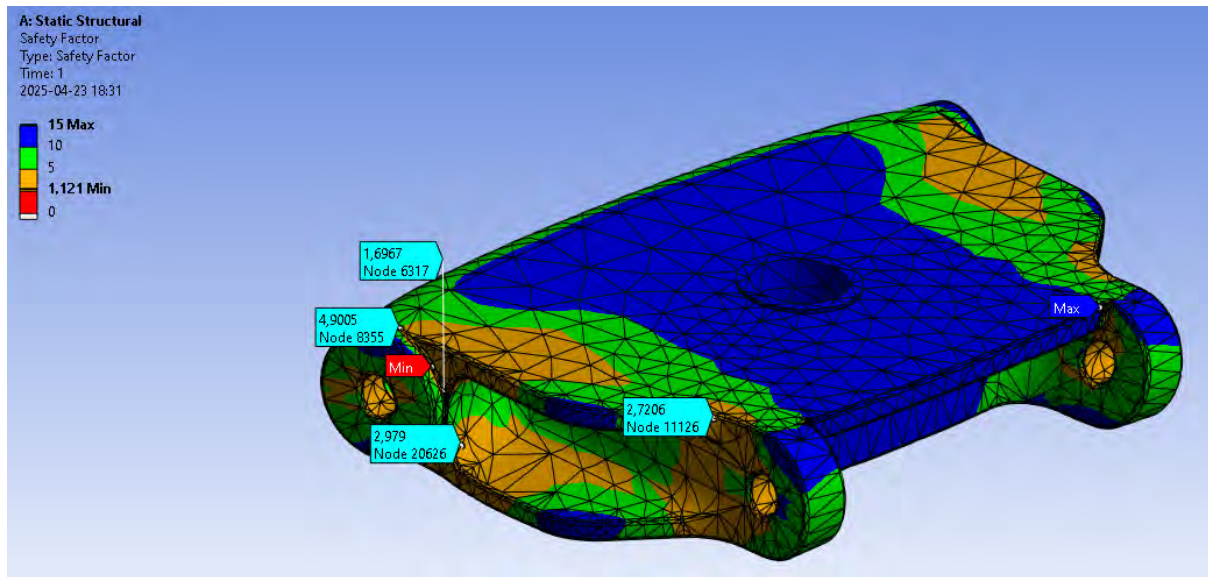
$$P_{cyl}^2 + N_{ey}^2 = 83\,387$$



Figur 33: Kolvlänk V2 minläge Pcyl&Ney.

8.3.4 Lyftplatta A

De tre lyfthöjderna undersöks och alla simuleringar visar sig bristfälliga över samma område. Problemet är för stort för att betraktas som ett simuleringsfel och måste därför åtgärdas. Modell V3 skapas och SF stiger nu till en godkänd nivå (bilaga A35-A43).



Figur 34: Lyftplatta V3 minläge alla krafter.

8.3.5 Hellänk fram C

Likt komponent E undersöks enbart kraftresultanten. Alla lägen måste undersökas eftersom kravet på säkerhetsfaktor ökar från två till över mittläget. För att analysera Hellänken måste den applicerade kraften halveras då detta är en av två identiska komponenter som bär samma last. Kraftresultanten som verkar längs komponentens längd för samtliga lägen beräknas och används i Ansys.

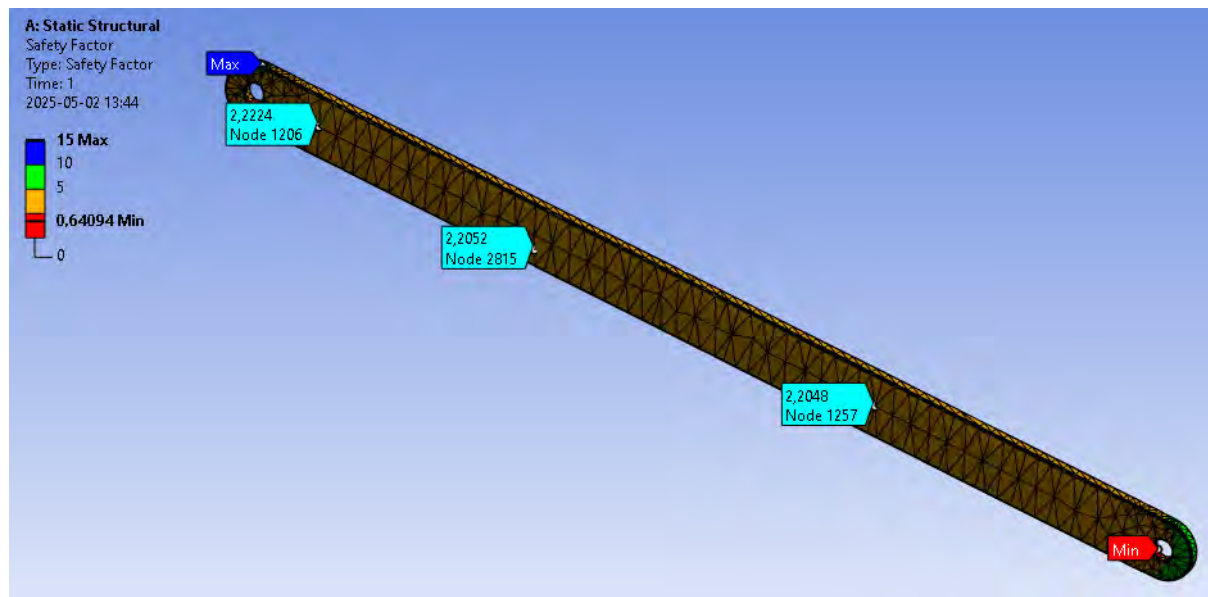
Kraftresultant Ncxy

Min: $N_{cxyRess} = ((N_{cy}/2)^2 + (N_{cx}/2)^2)^{0,5} = 20\,310\text{ N}$

Mitt: $N_{cxyRess} = ((N_{cy}/2)^2 + (N_{cx}/2)^2)^{0,5} = 6\,675\text{ N}$

Max: $N_{cxyRess} = ((N_{cy}/2)^2 + (N_{cx}/2)^2)^{0,5} = 4\,740\text{ N}$

Modell V2 uppnår tillräcklig SF för varje höjdläge och behöver inte vidareutvecklas (bilaga A44-A47).



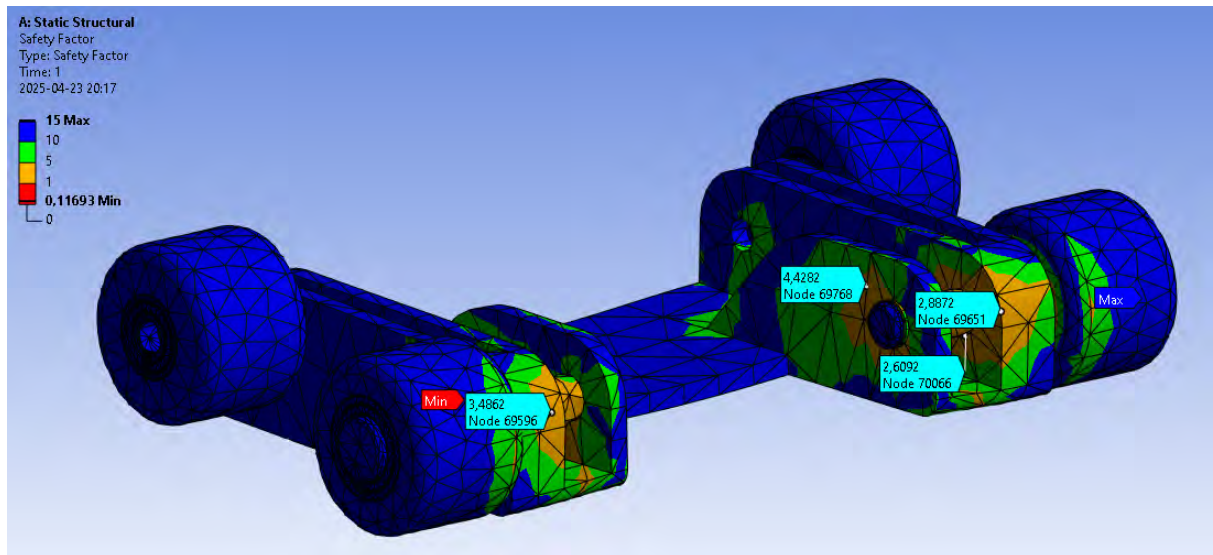
Figur 35: Hellänk fram V2 minläge NxcyRess.

8.3.6 Släde F

Krafterna som verkar på släden undersöks först utan haspels låsfunktion. Då släden i minläget utsätts för högst resulterande krafter kommer enbart detta läge att undersökas.

Hjulen är fixerade med en så kallad cylindrisk fixering för att motverka kambring, alltså att hjulet lutar inåt. Denna fixering efterliknar den stabiliserande effekt som spåren i bottenplattan har i verkligheten, där kontakt mellan spårens övre och undre ytor naturligt begränsar hjulens rörelse och förhindrar kambring.

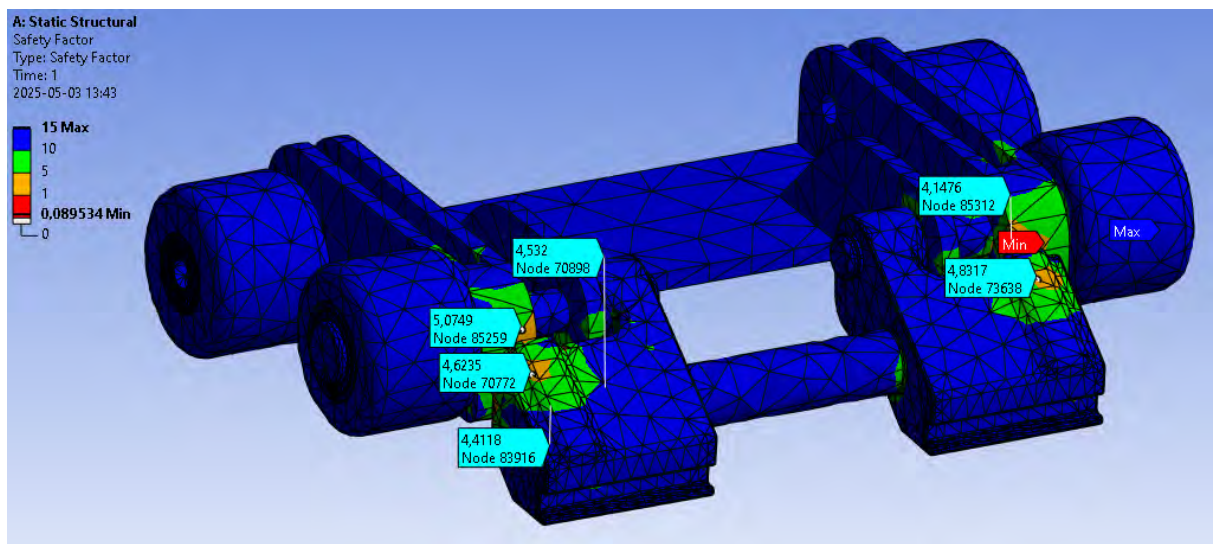
Den lägsta säkerhetsfaktorn på 0,0117 uppstår i den temporära bulten mellan hjul och släden, som enbart används för att kunna montera samman alla enskilda komponenter i programmet som tillsammans ska undersökas. Detta resultat är inte representativt då skruvförbanden tillverkas av andra stållegeringar med högre hållfasthetsklasser och därför kommer att beräknas separat. Släden i sig uppnår minimikraven på SF 2. I den aktuella simuleringen är släden analyserad i olåst läge, alltså utan haspels låsning. När haspeln har undersökts separat kan deras samspel simuleras (bilaga A48-A52).



Figur 36: Släde utan Haspel V3 minläge alla krafter.

Mittläge Släde F, med låsning

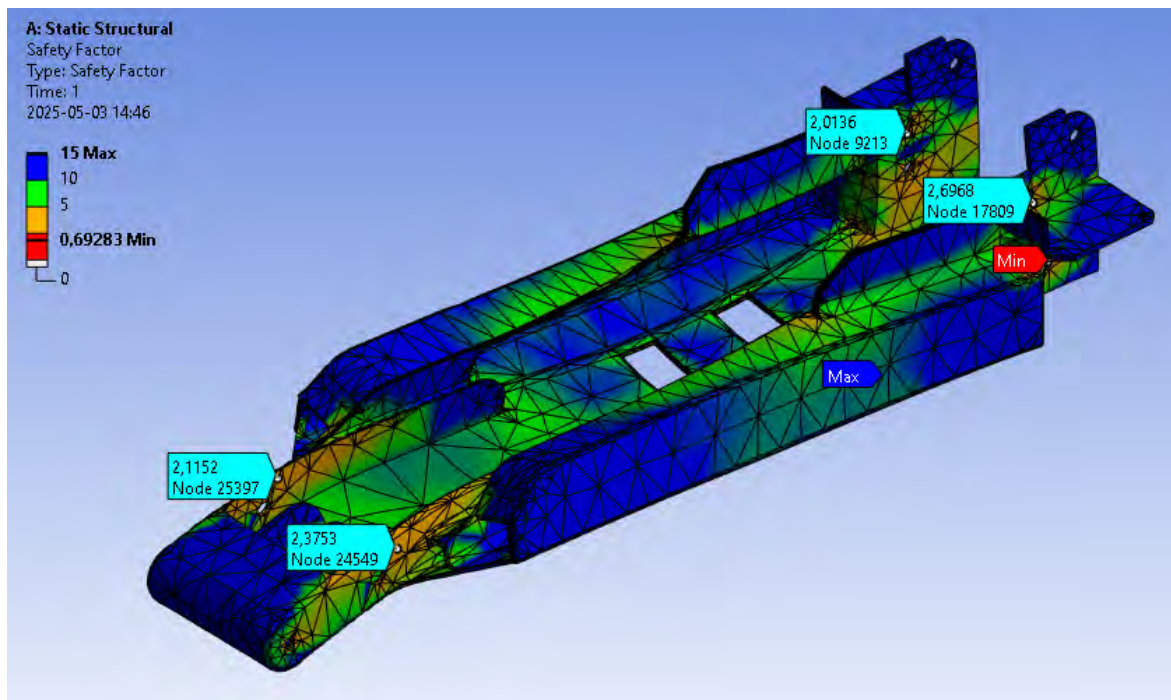
Plås är som högst i mittläget och därför undersöks enbart denna kraft i detta läge. Med en horisontell kraft på 22 283 N kan haspeln fixeras i bulthålet och den anläggningsyta som möter släden. Resultatet liknar vad separata analyser visade och låsfunktionen förväntas hålla en säkerhetsfaktor över tre. Återigen uppstår samma låga SF i de temporära bultarna och är inte avgörande för analysen.



Figur 37: Släde med Haspel V3 mittläge alla krafter.

8.3.7 Bottenplatta

Design V2 var bristfällig rent geometriskt innan hållfasthetsanalysen då ett flertal funktioner saknas, såsom förhöjda spår till slädens hjul att färdas över (se bilaga A53). Uppgraderingen till V3 modelleras med kontinuerliga simuleringar i Fusion 360 vilket underlättade då detta är den mest invecklade komponenten. När resultatet i Fusion började se rimligt ut kunde en slutlig analys utföras i Ansys (bilaga A54-A61). De två balkarna som förseglar både halvlänken och framhjulen visar sig vara det mest kritiska området men når precis kravet på SF i nod 25 397. Kraften från haspeln undersöks separat då den ersätter Pcyl eftersom bottenplattan aldrig utsätts för dessa samtidigt.



Figur 38: Bottenplatta V3 minläge, alla krafter förutom Plås.

9. Val av maskinelement

När rotation sker under höga belastningar ökar kraven på hur produkten monteras samman eftersom varje del måste tåla både rotation och belastning utan att slitas ut i förtid. Axialförband måste dimensioneras rätt för att inte haverera, och bussningar måste tillverkas i ett material som tål friktion och nötning bättre än materialet komponenterna byggs av.

9.1 Fästförband

I varje ledad anslutning ska antingen en bult eller en skruv användas. Dessa fungerar som rotationsaxel för rörelsen mellan flera komponenter och för den aktuella undersökningen. Enbart tvärkrafterna i dem kommer att analyseras då hela konstruktionen i huvudsak belastar

axlarna radiellt. Valet av skruv eller bult beror på vad konstruktionen tillåter. En skruv kommer att ge axiell kraft, och om den dras åt kan det i vissa fall förhindra rotation. Om skruvskallen trycker mot en komponent och muttern på en annan kommer friktionen på anliggningsytan att ge ökat motstånd, vilket även kan leda till ett oönskat lossningsmoment. Detta förband lämpar sig då enbart om båda anliggningsytorna möter samma komponent. En bult ger ingen axiell åtdragningskraft då den enbart låses på plats med stopp i form av bultskalle och låsring. Detta är även ett idealt alternativ för de områden där plats och frigång är begränsade. Skruvarna som fäster pumphuset till bottenplattan är de enda som inte upplever en roterande rörelse, men deras hållfasthetsklass beräknas på samma vis.

Oavsett vilken lösning som används kommer tvärsnittsytan där brottrisk uppstår att förbli ogängad, så för skruvarna kommer enbart en kort sektion att vara gängad för att muttern ska kunna dras åt. Hållfasthetsklassen på förbandet kommer att räknas ut med följande faktorer; radialkrafter, diameter, säkerhetsfaktorer och antal brottytor.

Skjuvspänningen, τ , beräknas enligt [3], sid. 5, tabell 6.12. som;

$$\tau = (4/\pi) * (\text{kraft}/\text{diameter}^2)$$

Skjuvspänningen delas sedan med 0,6 (avrundat från $1/\sqrt{3}$) för att få fram förhållandet mellan dragspänning och tvärkraft enligt figur 23 i [4], sid. 325. von Mises flytvillkor används eftersom det ingår i Ansys. Om axeln ingår i höjdlåsningen kommer en säkerhetsfaktor på tre att användas, annars två. Min. τ anger då minsta tillåtna skjuvspänning och därefter kan en lämplig hållfasthetsklass väljas ut.

Resultaten presenteras i tabell 6.

Område	Diameter (mm)	Max.kraft (N)	Antal brottytor	Kraft per brottyta (N)	τ (MPa)	$\tau / 0.6$ (MPa)	Aktuell SF	Min. τ (MPa)	Hållf.klass
Cress	10	20 310	2	10 155	129,3	215,5	3	646,5	8,8
Bress	10	40 620	2	20 310	258,59	431	3	1293	14,9
Dress	14	60 801	4	15 201	98,75	164,6	3	493,8	8,8
Ndress	14	83 387	2	41 694	270,85	451,5	2	902,4	10,9
Nress	14	36 626	4	9 157	59,4	99	3	297	8,8
Ncress	10	40 619	4	10 155	129,3	215,5	3	646,5	8,8
Nbress	14	20 181	4	5 046	32,78	54,6	3	163,8	8,8
Pcyl & Ney	12	83 387	2	41 694	368,66	614,4	2	1228,8	14,9
Pumphus	12	83 182	4	20 796	183,88	306,5	2	613	8,8

Tabell 6: Hållfasthetsklasser fästförband.

De tre vanligaste hållfasthetsklasserna för maskinkonstruktioner är 8.8, 10.9 och 12.9 som förklaras i tabell 2.3 i [5], sid. 78. För att hålla konstruktionen enhetlig kommer 8.8 att vara den lägsta klass som används. Två axlar kräver att 14.9-klass används och dessa blir de högst påfrestade axlarna.

I tabell 7 listas fler geometriska egenskaper, och dessa är iakttagelser från CAD-modellen. Exempelvis kommer kraften N_{bres} att bäras av två separata bultar då en genomgående bult skulle kollidera med hydraulcylindern. Varje bult måste vardera låsa ett hjul, hellänk bak, släde och haspel alltmedan utrymmet är litet. En åtdragen skruv skulle förhindra haspeln från att rotera fritt och därmed störa låsfunktionen. Brickorna ser till att rörliga delar ej har direktkontakt samt skapar frigång, och per bult krävs det fyra stycken.

Område	Diameter (mm)	Längd (mm)	Typ av fästelement	Antal brickor & tjocklek	Antal fästelement
Cress	10	191	bult	2x1mm	1
Bress	10	147	bult	2x2mm	1
Dress	14	50	bult	4x1mm	2
Ndress	14	114	skruv	2x1mm	1
Nress	14	185	skruv	4x1mm	1
Ncress	10	61	bult	6x1mm	2
Nbress	14	106	bult	8x1mm	2
Pcyl&Ney	12	112	bult	2x2mm	1
Pumphus	12	40	skruv	4x2,7mm	4

Tabell 7: Geometriska egenskaper fästförband.

9.2 Glidelement

Vid val av glidlager finns det ett flertal faktorer som måste beaktas. Lagrens främsta uppgift är att förhindra direktkontakt mellan komponenten och den roterande axeln så att inte komponenten nöts. Nötningen ökar med belastningen, rotationshastigheten, föroreningar och bristande smörjning. I en domkraft är rotationshastigheten så låg att den i det här sammanhanget kan sättas till noll (förhållandena kan alltså betraktas som kvasistatiska), och ingen axel upplever en enda full rotation. Den viktigaste parametern att ta hänsyn till är då vilket tryck bussningarna förväntas tåla och kommer att vara avgörande för val av dem.

Trycket beräknas som:

$$\text{Tryck} = \text{Kraft} / (\text{Diameter} * \text{Längd})$$

Arean är den rektangel som innerdiametern och längden bildar och dessa är sedan tidigare antagna värden från modelleringen. Ansys-simuleringar visar att ytan i vissa bulthål har bristfällig SF, och de listas som område i tabell 8. Trycket P beräknas för varje axel, baserat på den beräknade kraften F, diametern d och längden L. P är det minsta tryck som bussningen skall tåla, och då kan lämpliga modeller väljas med P som minikrav. Samtliga bussningar ska pressas på plats med tolerans H7 enligt [6], [7] och [8].

Område	Komponent	Kraft (N)	Diameter (mm)	Längd (mm)	Tryck (MPa)	Modell bussning
Dress	D	60 801	14	38	114,3	EX3M
Nress	D	36 626	14	94	27,8	FB090
Ndress	E	83 387	14	40	148,9	EX3M
Nbress	B	20 181	14	32	45,1	AB090
Pcyl & Ney	E	83 387	12	28	248,2	EX3M

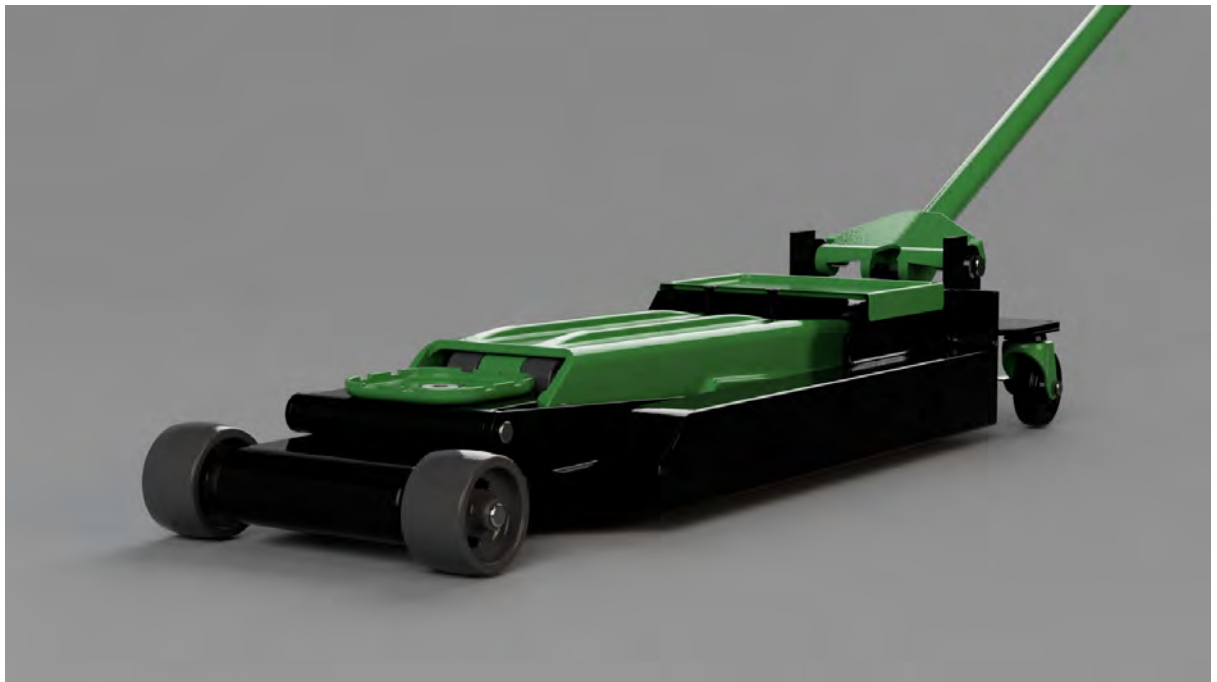
Tabell 8: Valda bussningar baserat på belastning och geometri. Se [6] för EX3M, [7] för FB090 och [8] för AB090.

10. Resultat

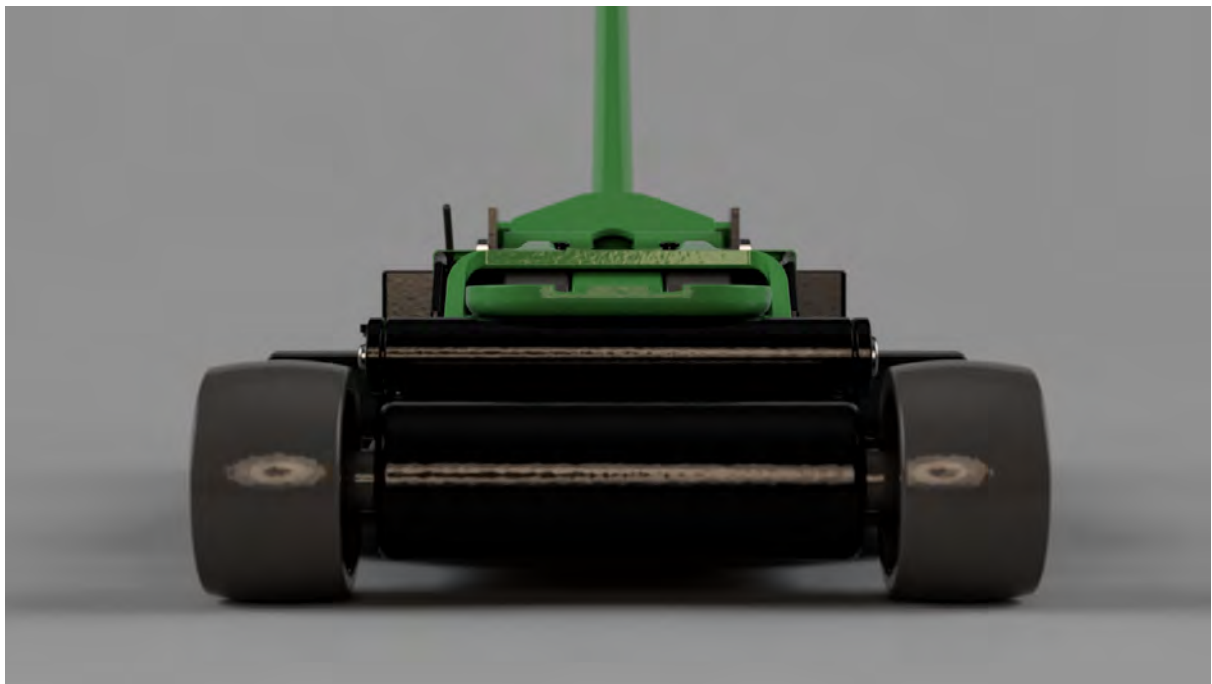
Majoriteten av komponenterna har optimerats under hållfasthetsanalyserna, vilket har lett till att både deras utformning och dimensioner har förändrats. I samband med detta har även olika typer av maskinelement integrerats i konstruktionen, exempelvis för att förbättra funktion och sammanfogning. Vissa komponenter har kompletterats med nya detaljer, medan andra har omarbetats helt, inte enbart för att öka hållfastheten, utan också med hänsyn till funktionella krav och användning. Alla komponenter samverkar nu för att uppfylla de tekniska specifikationer som definierades i projektets inledningsskede. Resultaten från de genomförda analyserna har kontinuerligt utvärderats för att säkerställa att konstruktionen uppfyller dessa krav. Illustreringar av slutresultatet redovisas som figurerna 39, 40 och 41.



Figur 39: Modell V3 i maxläge.



Figur 40: Modell V3 i minläge.



Figur 41: Modell V3 i minläge, frontvy.

10.1 Specifikationer och funktioner

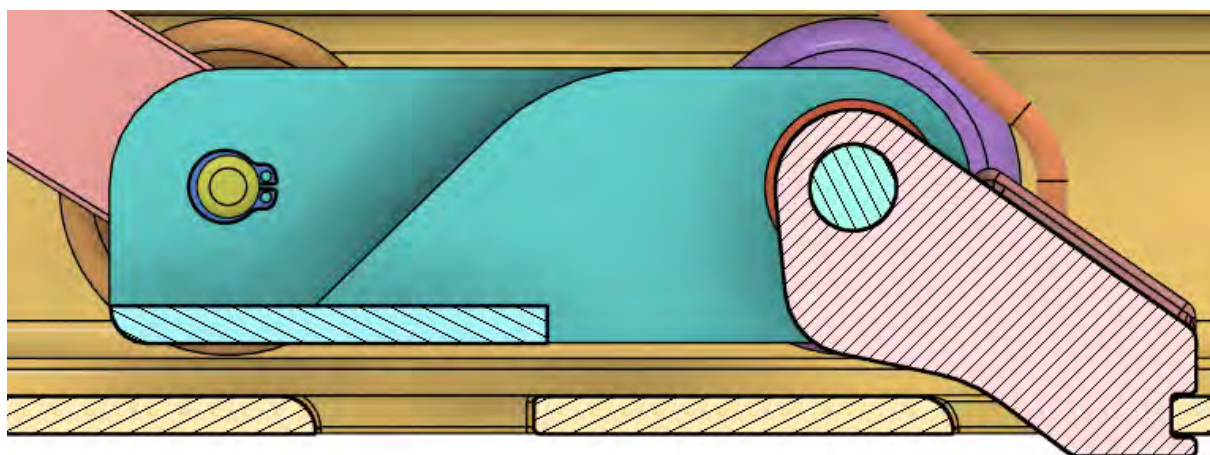
Den maximala lyfthöjden når 453 mm, och lägsta ner till 113 mm där höjdskillnaden blir 340 mm. Utan handtag är domkraften 989 mm lång och 239 mm hög. Handtaget är 1340 mm långt och med detta monterat blir den totala höjden 1580 mm (se bilaga R1-R5) och vikten 87,6 kg.

Bakhjulen kan svänga och låses med fotpedal medan framhjulen är monterade på en och samma axel. Hydraulcylinderns ovansida skyddas av en plåt som även tillåter handhavaren att placera mindre föremål på under arbete, såsom hjulbultar eller verktyg. För att utföra ett lyft förs handtaget ner vilket skjuter ut kolvstången. När bilen ska sänkas vrids handtaget moturs vilket låter kolven färdas bakåt, och för att underlätta transport kan handtaget tas ut helt. Ovanpå lyftplattan (komponent A) sitter lyftskon monterad med en M22-lågprofilsskruv vilket gör den utbytbar om den skadas eller av annan orsak bör ersättas. För att undvika direktkontakt mellan lyftsko och kaross ska ett mellanlägg av gummi placeras, vilket ger hög friktion och fördelar trycket jämnare.

10.2 Höjdlåsning

När höjden skall låsas måste handhavaren genomföra följande process; aktivera låset, lyfta domkraften till önskad höjd och sedan sänka den, vilket låser domkraften mekaniskt och helt avlastar hydrauliken. Haspeln styrs med ett manöverhandtag (se bilaga R6) och kan placeras i

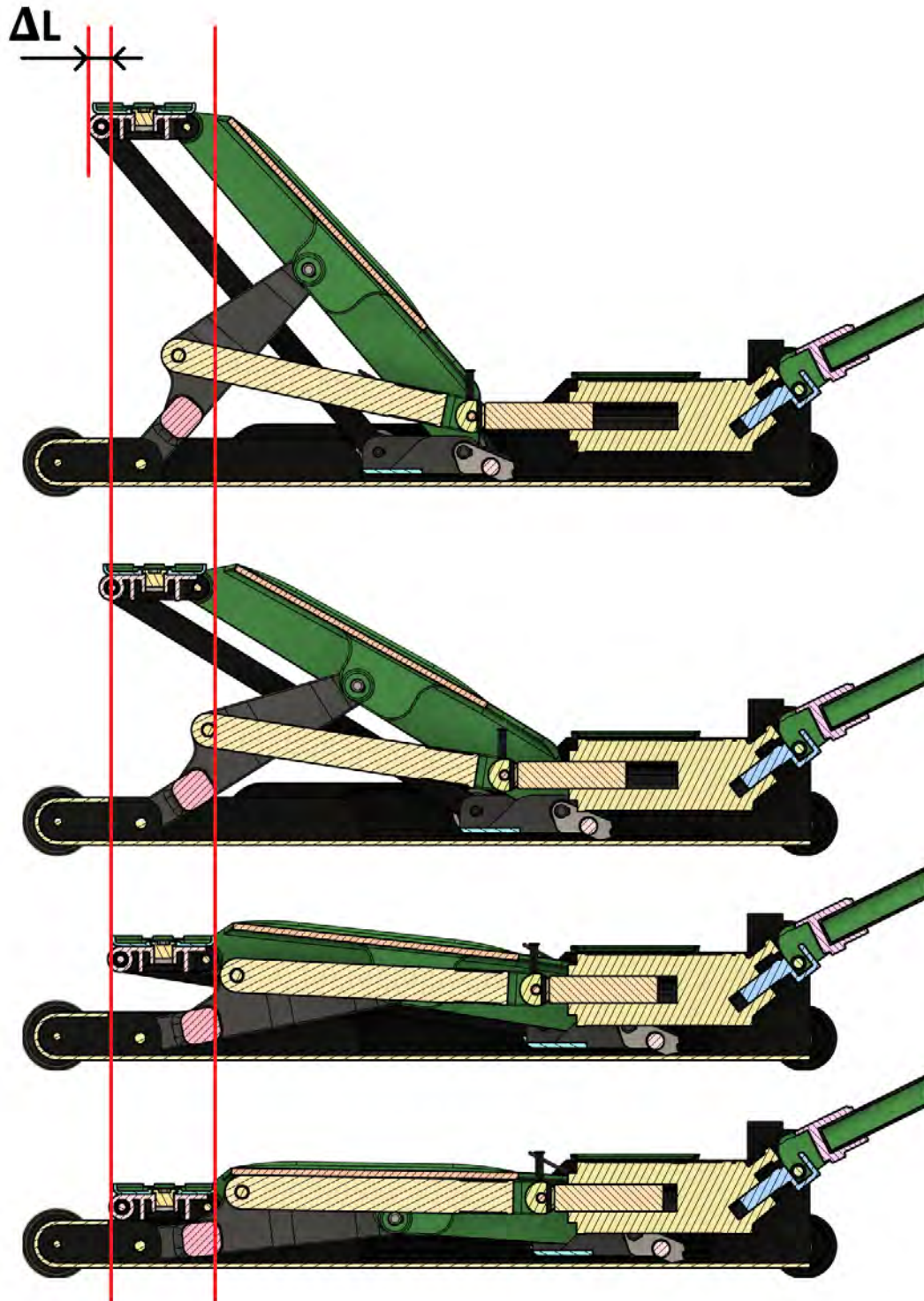
de tre lägena helt olåst, redo att låsa och helt låst (se bilaga R7-R9). När den är helt olåst kommer manöverhandtaget att hållas fast mot släden med en magnet, vilket håller haspeln upplyft. Den förblir olåst tills handhavaren drar i spaken. Magnetkontakten lossar och släden släpas över bottenplattan vilket aktiverar låsningen. Baksidan av haspeln är rundad vilket låter den passera över hålen när domkraften lyfts upp för att inte förhindra rörelsen uppåt. När handhavaren vill låsa höjden måste haspeln ha passerat minst ett av hålen, och först därefter kan domkraften sänkas. Haspeln kommer tack vare gravitation att falla på plats ner i hålet och automatiskt låsas. För att låsa upp och sänka domkraften måste processen utföras i motsatt ordning; för släden framåt (minst 10 mm), fäll ner spaken så att magneten fäster mot släden och sänk lyftplattan.



Figur 42: Haspel låst läge.

10.2 Lyftbana

Från att domkraften lyfts från sitt absoluta minläge till maxläget har lyftplattan färdats 24,9 mm framåt (ΔL), se figur 43.



Figur 43: Illustration av ΔL .

11. Diskussion

Kravspecifikationen som introducerades i kapitel 3 (tabell 1) kan nu delvis utvärderas. Kraven under rubrikerna "Funktion/er", "Dimension" och "Säkerhet" har behandlats och motiverats i kapitlen 9.1 och 9.2. Däremot kvarstår flera krav utan fullständig motivering. Kravet "Möjlig att serva" bedöms vara uppfyllt, då hela konstruktionen monterats med löstagbara skruvförband och därmed enkelt kan demonteras vid behov av service. Någon specifik servicerutin har dock ännu inte fastställts. Gällande kravet och önskemålet om "Återvinningsbara material" anser vi detta att vara möjligt att uppfylla, då konstruktionen i sin nuvarande utformning planeras att tillverkas i stål som är ett material med mycket goda återvinningsegenskaper. För andra komponenter, exempelvis gummiplattan, saknas ännu faktabaserad utveckling, vilket försvårar en slutlig bedömning. Vi uppskattar dock att mer än 85 % av domkraftens vikt består av stål, vilket gör att kravet i huvudsak anses uppfyllt. Önskemålen om "två hastigheter i vertikalled" samt "lyfttid under last" är direkt kopplade till valet av hydrauliksystem, vilket ännu inte är fastställt. Därför kan dessa parametrar i nuläget inte verifieras. Vad gäller "korrosionsbeständighet" behandlas detta önskemål mer utförligt i kapitel 12.3. Utöver kravspecifikationen ska de huvudfrågor från kapitel 1.3 som lagt grund för målsättningen besvaras.

- Vilka tekniska lösningar kan implementeras för att förbättra stabiliteten och minska risken för olyckor vid lyft av fordon?

Hela länket som utvecklades i modell V1 ger domkraften ett lyft som nu förs framåt istället för en rotation bakåt. En geometrisk undersökning och antaganden kan göras baserat på riktiga mätvärden av en existerande domkraft kontra projektets CAD-modell.

När spänningen i lyftpunkten nu antas ha minskat relativt till en vanlig domkraft kan den nya domkraften låsas på plats med hjälp av låsbara hjul. Det förhindrar att den rullar och ger användaren möjlighet att låsa höjden utan att riskera att skada sig.

- Hur kan konstruktionen optimeras för att uppfylla industriella standarder och krav på hållfasthet?

Alla nyutvecklade komponenter har genomgått hållfasthetsanalyser baserade på beräknade krafter, och uppnådda säkerhetsfaktorer har jämförts med minimikraven. Geometrisk åtgärder har vidtagits för att säkerställa att de industriella standarderna som ställs på domkrafter har

uppnått. Maskinelement i form av bultar, skruvar och bussningar har undersökts och anpassats för sina ändamål.

- Vilka belastningar och krafter måste domkraften tåla, och hur kan detta verifieras genom hållfasthetsberäkningar och simuleringar?

De belastningar som domkraften måste tåla är antagna utifrån vad liknande domkrafter på marknaden klarar av och vad en bil väger, dvs. ett till tre ton. 15 kN, motsvarande en massa strax över 1,5 ton, valdes då som ett lämpligt värde för domkraftens lyftförmåga. Detta för att upprätthålla konkurrenskraft mot nuvarande produkter på marknaden. De FEM-simuleringarna som genomförts i detta projekt stärker att konstruktionen håller för denna belastning. Däremot har dessa simuleringar endast utförts i två dimensioner, vilket innebär att den sista belastningsriktningen även skulle behövas undersökas för ett mer trovärdigt resultat. En fysisk prototyp skulle genom tester troligtvis att verifiera våra teoretiska resultat.

- Vilka maskinelement kan användas för konstruktionen?

Hela produkten innehåller nu verifierade komponenter för att fylla en unik roll på marknaden. Ett mobilt och manuellt drivet lyftredskap som mekaniskt kan låsas i höjd och mot markplan är på detta vis vad som gör modell V3 unik. Verkstadslyftar som pelarlyftar eller saxlyftar kräver vanligtvis permanent montering och elförsörjning. De ligger i en högre prisklass och lämpar sig därför inte för samma kundgrupp. Golvdomkrafter som låses med hydraulik rekommenderas inte för säkerhetskritisk last och detta är problemet som V3 nu åtgärdar.

- Vad gör produkten unik?

Domkraften fyller en unik roll på marknaden, där inte bara prestandan är vidareutvecklad, men framför allt tack vare den ökade säkerheten som erbjuds. Tack vare länksystemet förbättras nu lyftbanan och med höjdlåsningsenheten behöver användaren nu inte längre använda pallbockar. Arbete på ett lutande underlag är alltid mer riskfyllt, men inte lika farligt när bakhjulen nu kan låsas.

Vi insåg under projektets gång hur omfattande ett konstruktionsprojekt likt detta kan bli. Eftersom processen genomförs i kronologisk ordning skulle en ändring i början påverka alla

nästkommande steg och ge helt nya resultat som man måste ta hänsyn till. En enda ändring i friläggningarna skulle förändra krafterna och ge nya resultat i FEM-simuleringen. Detta kan kräva att modellen justeras och sedan verifieras igen, samtidigt som den måste uppfylla sin funktion och fungera med resterande komponenter.

12. Fortsatt arbete

Modell V3 är den färdiga modellen som har utvecklats under detta projekt och bedömdes vara färdigställd när vi på teoretisk väg hade uppfyllt alla krav som ställdes i kravspecen. De önskemål som inte uppfylldes gör det möjligt att vidareutveckla produkten, och därför följer här avslutningsvis några idéer om hur det skulle kunna gå till.

12.1 Undersökning av problematik

Den mest relevanta frågan att ge ett konkret svar på är om domkraften faktiskt löser de påstådda problem som vi själva har iakttagit. Att en horisontell kraft i lyftpunkten uppstår och hur stor denna blir är hittills ett påstående, och dess påverkan skulle behöva studeras närmare för att ge kredibilitet som väcker intresse för utveckling. Vi föreslår ett verkligt test där flera lyft utförs på samma fordon och med samma domkraft, varav ett antal underlag testas. Att välja olika underlag med varierande rullmotstånd för domkraftens hjul är högst relevant då horisontalkraften över underlaget direkt translateras till lyftkontakten enligt Newtons tredje lag. Man kan mäta kraften i lyftkontakten för att undersöka hur dragspänningen förändras, och försöka bestämma om den skulle kunna leda till haveri.

12.2 Optimering

För att uppfylla kraven på säkerhet behövde komponenter modelleras på ett sådant vis att en tillräcklig säkerhetsfaktor uppnås överallt. Detta var ett krav för projektet och rimligtvis det första steget i optimeringen. I denna process läggs huvudsakligen material till, vilket motverkar önskemålen om vikt och materialkostnad. En fortsatt optimering skulle rimligen ha som målsättning att undvika den onödigt höga säkerhetsfaktor som samtliga komponenter uppnår, och på detta vis skulle materialåtgången reduceras varpå vikt och kostnad också sjunker.

Ett önskemål vi hade under maskinelementsundersökningen var att uppnå enhetlighet när det gäller hållfasthetsklasser och bussningsval, men det var inte genomförbart eftersom dimensionerna var styrande och helst inte skulle ändras. I samband med att nya modeller ska

tas fram för materialbesparing kan dimensionerna för area och diameter ändras samtidigt, där de blir resulterande variabler i stället för indata.

En annan sak som kan göras är en omfattande optimering av huvuddimensionerna, som alltså starkt påverkar domkraftens olika prestanda, som till exempel lyfthöjden och rörelsebanan. Om de här måtten ändras kan en mer marknadsanpassad produkt utvecklas, men det skulle kräva ett omfattande omkonstruktionsarbete. När vi bestämde de styrande dimensionerna baserades de på våra observationer och antaganden om hur lösningen skulle kunna byggas, men en utvecklad studie kan ge ett bättre resultat för specifika målvärden.

12.3 Vidareutveckling

När fästförbanden undersöktes beräknades enbart skjuvspänning då vi antog att böjning inte skulle uppstå. Avstånden där axlarna skulle kunna böjas ansågs vara såpass små att problemet kan försummas, men givetvis är detta inte helt korrekt att göra. På axeln där krafterna P_{cyl} och N_{ey} verkar uppmättes det fria området till 2,3 mm, och detta avstånd gör bulten högst benägen att böjas och bör rimligtvis undersökas noggrannare.

Bussningarna valdes huvudsakligen baserat på deras förmåga att hantera spänningen, men det finns många fler faktorer att ta hänsyn till. För det första kan placeringen av bussningarna ses över. Till exempel har de främre hellänkarna låg säkerhetsfaktor i bulthålen, och här kanske ett lager lämpar sig bättre än stål mot stål. Ett optimalt glidlager ska dessutom ha rätt egenskaper för att tåla omgivningen samt anpassas till produktens användning. Domkrafter används huvudsakligen inomhus, men i vissa fall måste de användas utomhus och ska då tåla regn och damm med mera. Vatten tenderar att driva ut smörjmedel och ersätta detta med föroreningar vilket snabbt skulle nöta ner lagren, och detta skulle i ett utvecklat projekt studeras närmare. Man kan använda anpassade tätningar som skyddar servicemöjligheter i form av fettnipplar eller tåliga bussningar som smörjs med lämpligt smörjmedel.

Höjden kan enbart låsas i två lägen vilket vi anser vara tillräckligt, men fler steg skulle underlätta användandet. Problemet med att införa fler låsningar beror huvudsakligen på geometrin. Haspeln är relativt stor och kräver en hålbild stor nog att kunna försänkas ner i. Om haspeln kan göras mindre kan fler hål skapas och därmed fler höjdlås. Detta kräver givetvis fler beräkningar och simuleringar varpå den högre säkerhetsfaktorn 3 måste användas.

Stålet som ska användas för produkten valdes för att förenkla arbetet och lät oss lägga mer fokus på den geometriska utvecklingen. Även om ett tåligare material skulle användas i regelrätt produktion så kommer komponenternas geometri att vara det som huvudsakligen bestämmer hållfastheten, och först när den är optimerad blir materialet aktuellt.

Så småningom kan lämpliga tillverkningsprocesser undersökas. Vi har insett att komponenterna för närvarande är kraftigt överdimensionerade, och i det läget är det inte aktuellt att ägna sig åt produktionsmetoder. Skulle det ändå visa sig att produkten är lämplig att tillverka i sin nuvarande utformning så föreslår vi att lyftplattan, hellänken bak, släden, halvlänken, kolvlänken och haspeln gjuts fram och kontaktytor fräses. Hålen där bussningar monteras bör brotschas till tolerans H7 enligt [6], [7] och [8]. Hellänk fram stansas enklast ut från en 6 mm-plåt och hål borrar. Bottenplattan är väldigt komplex och här är det extra viktigt att fundera på tillverkningsmetod redan under modelleringen, men det mest lämpliga torde vara att svetsa ihop den av utsågade och formpressade delar. För att skydda komponenter från korrosion föreslår vi pulverlackering.

Inför produktion och användning behöver en ekonomisk kalkyl tas fram. Den består huvudsakligen av material- och tillverkningskostnader, och båda kan medföra konstruktionsförändringar i tidigare stadier. Om det aktuella materialet visar sig bli för dyrt måste ett alternativ hittas, och då behöver hållfastheten räknas och modelleras om. Även tillverkningsprocessen kan behöva planeras om, vilket påverkar priset, och om komponenterna nu inte kan tillverkas som tänkt behöver även de konstrueras om, vilket kräver nya hållfasthetssimuleringar.

Om du som läsare planerar att fortsätta detta arbete vill vi rekommendera dig att återigen gå igenom samtliga steg och lägga extra fokus på den geometriska optimeringen. Att repetera dessa steg ett flertal gånger är vad vi anser kommer ge den bästa slutprodukten då resultatet revideras på nytt, och svagheter succesivt kan jobbas bort. Fundera även igenom produktens funktion, om något ska tilläggas eller justeras, innan ett tydligt mål eftersträvas. En liten ändring i början ger stora konsekvenser på arbetet, så gör så rätt som möjligt från början. Iaktta de extra beräkningar vi valde att exkludera för att inte missa essentiella säkerhetskrav. Ett försök att ta patent har gjorts, men tidigare uppfinningar försvårar tyvärr dessa möjligheter. Trots detta tror vi fortfarande på idén och skulle vilja se den fortsätta utvecklas.

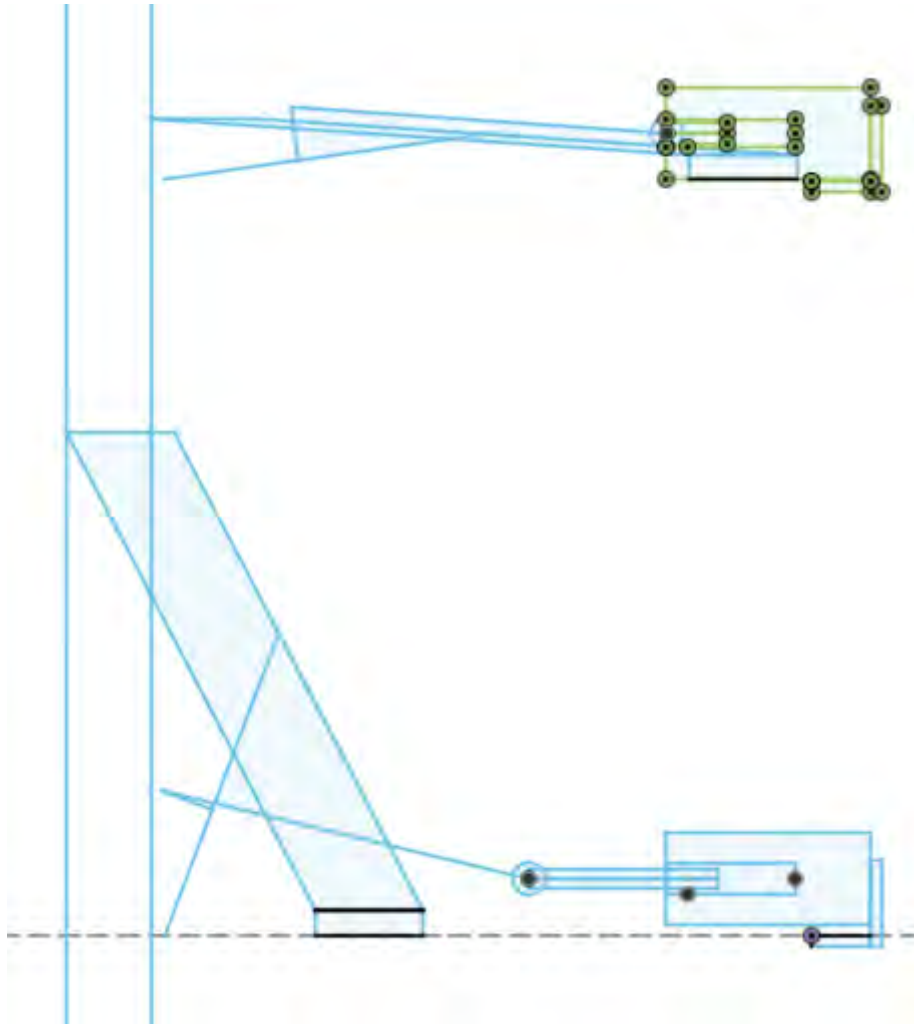
Referenser

- [1] McMaster-Carr. (u.å.). Hydraulic Jacks with Wheels. mcmastercarr.com.
<https://www.mcmaster.com/products/car-jacks/>
- [2] Svensk Standard, (2008) SS-EN 1494 + A1:2008 Lyftutrustning -Rörliga eller flyttbara domkrafter och likartad lyftutrustning
- [3] Träguiden. (u.å.). *6 allmänna dimensioneringsregler för stålkonstruktioner*. Träguiden.
https://www.traguiden.se/globalassets/limtrakonstruktioner/dimensionering-av-limtrakonstruktioner/regler-och-formler-for-dimensionering-enligt-eurokod-5/6_allmanna_dimensioneringsregler_for_stalkonstruktioner.pdf?
- [4] T. Dahlberg, *Teknisk hållfasthetsanalys*, 3:23 ed. Lund: Studentlitteratur AB, 2020.
- [5] M. Mägi, K. Melkersson, M. Evertsson, *Maskinelement*, 1:4 ed. Lund: Studentlitteratur AB, 2020.
- [6] Lagermetall. (u.å.). *EX3M*. lagermetall.se. <https://www.lagermetall.se/produkt/ex3m/>
- [7] Lagermetall. (u.å.). *FB090*. lagermetall.se. <https://www.lagermetall.se/produkt/fbb090/>
- [8] Lagermetall. (u.å.). *AB090*. lagermetall.se. <https://www.lagermetall.se/produkt/ab090/>

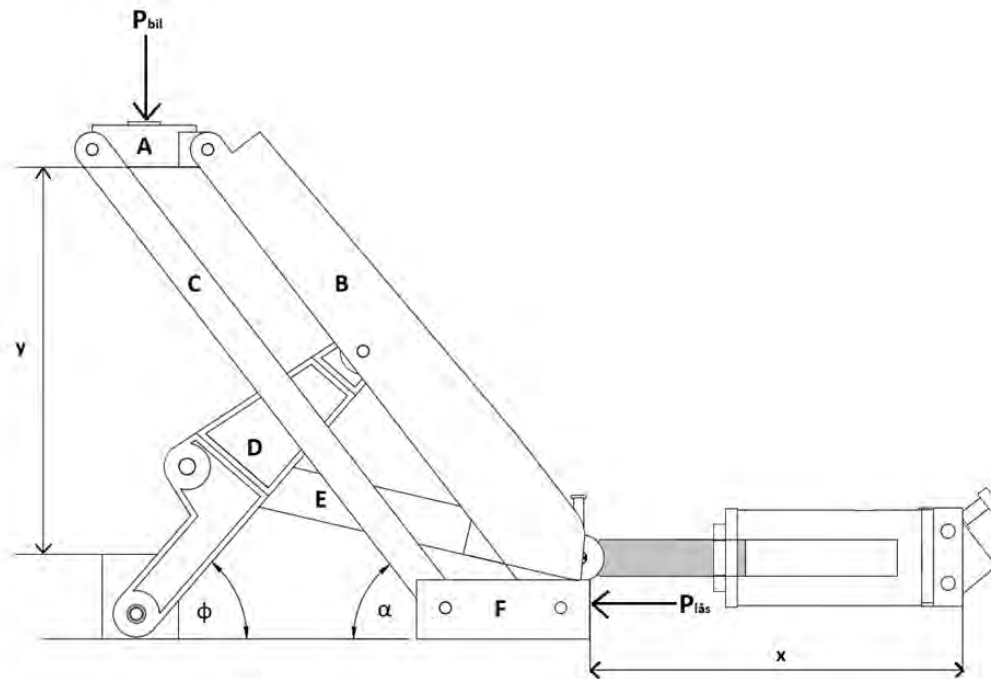
Bilagor

Metod

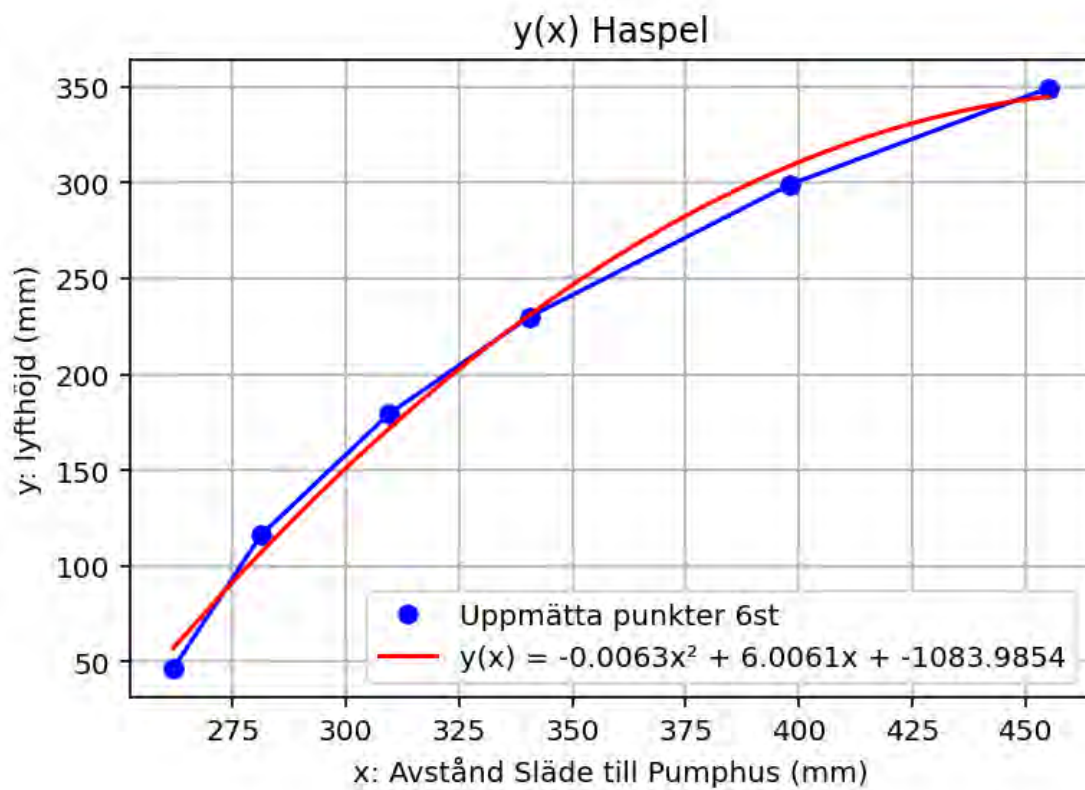
M1- Dimensionstest



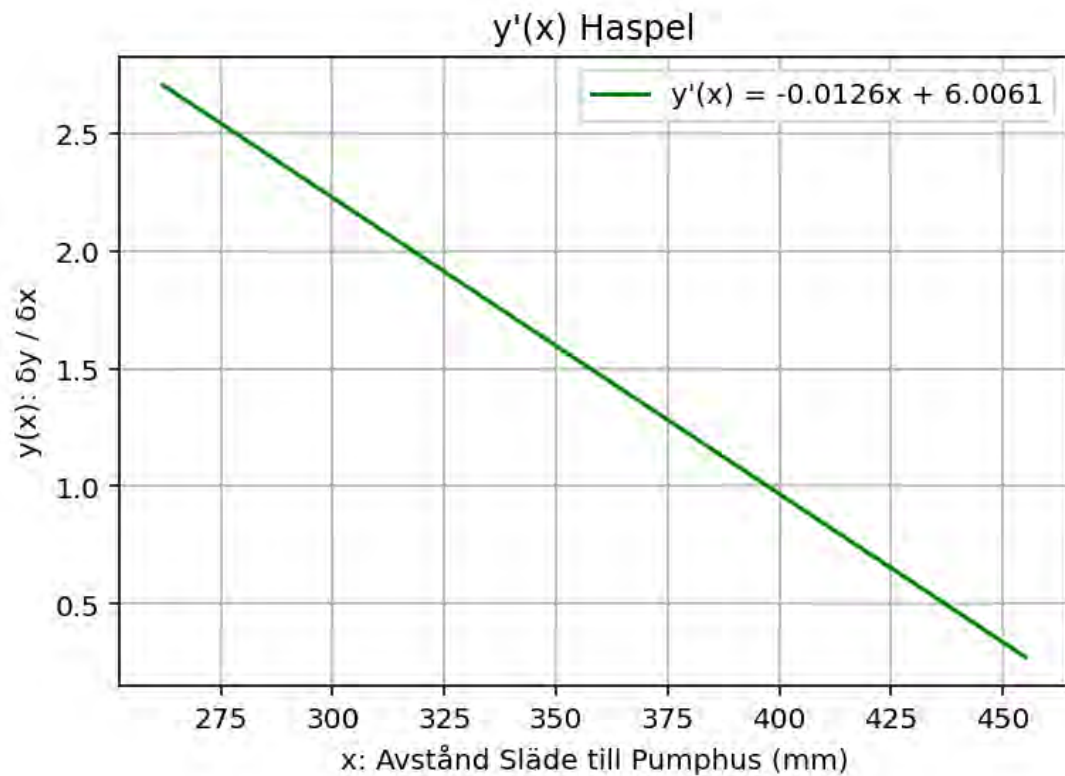
N1 – Plås identifiering



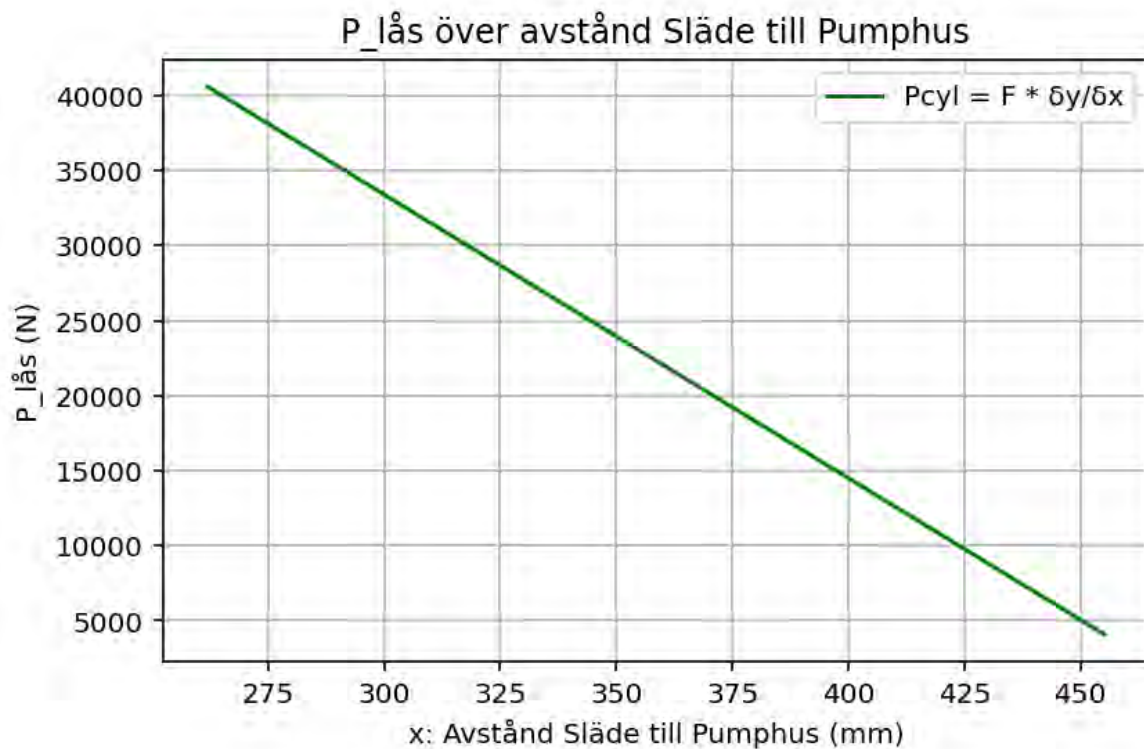
N2 – Approximativa grafen för haspeln av de uppmätta punkterna



N3 – Lyfthöjdens förändring i förhållande till slädens förflyttning



N4 – Haspelns låsande kraft $P_{lås}$ under slädens förflyttning



P1- Pythonkod för beräkning av Pcyl

```
"""
Created on Wed Apr 16 23:18:03 2025

@author: olive
"""

import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt

## Deklaration av punkter ##
x_values = np.array([22.7, 32.7, 42.7, 52.7, 62.7, 72.7, 82.7, 92.7, 100])
y_values = np.array([56.3, 114.8, 164.0, 207, 245.3, 279.9, 311.3, 339.9, 359.2])

## Plot av punkter ##
plt.plot(x_values, y_values, marker='o', linestyle='-', color='b')
plt.grid()

## Approximation av funktion runt punkterna ##
coeffs = np.polyfit(x_values, y_values, 2) ## formaterar andragradens polynom
a, b, c = coeffs ##  $ax^2+bx+c$ 

x_fit = np.linspace(min(x_values), max(x_values), 300) ## slätar till kurvan
y_fit = a * x_fit**2 + b * x_fit + c ## beräknar våra 300 y-värden

print(f'y(x) = {a:.4f}x^2 + {b:.4f}x + {c:.4f}') ## printar funktionen med 4 decimalers noggrannhet
print(f'y'(x) = {2*a:.4f}x + {b:.4f}') ## printar derivatan

plt.plot(x_values, y_values, 'bo', label='Uppmätta punkter 9st')
plt.plot(x_fit, y_fit, '-r', label=f'y(x) = {a:.4f}x^2 + {b:.4f}x + {c:.4f}')
plt.xlabel('x: Utskjutning kolvstång (mm)')
plt.ylabel('y: lyfthöjd (mm)')
plt.title('y(x)')
plt.grid(True)
plt.legend()
plt.show()

y_deriv = 2 * a * x_fit + b

plt.figure()
plt.plot(x_fit, y_deriv, 'g-', label=f'y'(x) = {2*a:.4f}x + {b:.4f}')
plt.xlabel('x: Utskjutning kolvstång')
plt.ylabel('y: y(x)')
plt.title('y'(x)')
plt.grid(True)
plt.legend()
plt.show()

### Pcyl (N) ###

Pbil = 15000

Pcyl = Pbil * y_deriv

plt.figure()
plt.plot(x_fit, Pcyl, color='green', label='Pcyl = Pbil *  $\delta y / \delta x$ ')

plt.grid(True)
plt.xlabel('x: Utskjutning kolvstång')
plt.ylabel('Pcyl (N)')
plt.title('Pcyl under utskjutning av kolvstång')
plt.legend()
plt.tight_layout()
plt.show()

### Värden på de 3 lägena ###

Pcyl_min = Pbil * (2*a*x_fit[0]+b)
print('Pcyl_min =', Pcyl_min)

Pcyl_med = Pbil * (2*a*x_fit[150]+b)
print('Pcyl_med =', Pcyl_med)

Pcyl_max = Pbil * (2*a*x_fit[299]+b)
print('Pcyl_max =', Pcyl_max)
```

P2 – Python kod för beräkning av krafter

"""

Created on Wed Apr 2 19:16:13 2025

@author: olive

"""

import numpy as np

Pbil = 15*10**3

Längder

l = 0.1

l1 = 0.5

l2 = 0.35

l3 = 0.22

l4 = 0.3

l5 = 0.125

l6 = 0.05

l7 = l1-l3

3 Lägen

Pcyl = 32417.72105070984

phi_deg = 49.1

Beta_deg = 13

alpha_deg = 52.3

print('Uppfälld Max')

Pcyl = 57715.408295018955

phi_deg = 32.3

Beta_deg = 10

alpha_deg = 34.18

print('Uppfälld Mittläge')

Pcyl = 83182.8786751959

phi_deg = 11

Beta_deg = 4.01

alpha_deg = 10.64

print('Uppfälld Min')

deg till rad

phi = np.radians(phi_deg)

beta = np.radians(Beta_deg)

alpha = np.radians(alpha_deg)

cota = 1 / np.tan(alpha)

print('Pbil =', Pbil)

print('Pcyl =', Pcyl)

Beräkning av Dy och Dx

Handräknade värden

Ndy = Pcyl * np.tan(beta)

```

Ndx = Pcyl
By = Pbil / 2
Bx = (Pbil * cota) / 2

## Definering av täljare och nämnare ##
t1 = Ndy*(15-16*np.tan(phi)) + Ndx*(15*np.tan(phi)+16) ## täljare 1
t2 = 11*np.tan(phi)*(By*cota-Bx) ## Täljare 2
nD = 1+np.tan(phi)*cota ## gemensamma faktorn i nämnaren

## Uträkning av Dy och Dx ##
Dy = t1/(14*nD) + t2/(17*nD) ## Stjärna ekvationen
Dx = Dy*cota - 11/17 * (By*cota - Bx) ## Triangel ekvationen
Dres = np.sqrt(Dx**2+Dy**2)

print('Dx =',Dx)
print('Dy =', Dy)
print('Dress =',Dres)

## Applicering av Dy och Dx på resterande ekvationer ##
Nby = By - Dy
Nbx = Bx - Dx
Nbress = np.sqrt(Nby**2+Nbx**2)

print('Nby =',Nby)
print('Nbx =',Nbx)
print('Nbress =',Nbress)

### del D ###

Ny = Dy - Ndy
Nx = Dx - Ndx
Nress = np.sqrt(Ny**2+Nx**2)

print('Ny =',Ny)
print('Nx =',Nx)
print('Nress =',Nress)

Ndx = Pcyl
Ndy = Pcyl * np.tan(beta)
Ndress = np.sqrt(Ndx**2+Ndy**2)
print('Ndy =',Ndy)
print('Ndx =',Ndx)
print('Ndress =',Ndress)

## Handräknade krafter ##
print(' ')
print('Handräknade krafter (9st)')
NCBy = Pbil / 2 ## Ncy = Cy = By
print('Ncy = Cy = By =',NCBy)

BCNx = Pbil*cota/2
print('Bx = Cx = Ncx =',BCNx)

Ney = Ndy
print('Ney =',Ney)

```

P3 – Pythonkod, beräkning av Plås

```
"""
Created on Thu Apr 17 20:30:43 2025

@author: olive
"""
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt

x_values = np.array([261.95, 281.27, 309.43, 340.51, 398.05, 455.13])
y_values = np.array([46.61, 116.01, 179.2, 229.96, 299.02, 349.31])

## Plot av punkter ##
plt.plot(x_values, y_values, marker='o', linestyle='-', color='b')
plt.grid()

## Approximation av funktion runt punkterna ##
coeffs = np.polyfit(x_values, y_values, 2) ## formaterar andragradens polynom
a, b, c = coeffs ##  $ax^2+bx+c$ 

x_fit = np.linspace(min(x_values), max(x_values), 300) ## slätar till kurvan
y_fit = a * x_fit**2 + b * x_fit + c ## beräknar våra 300 y-värden

print(f'y(x) = {a:.4f}x^2 + {b:.4f}x + {c:.4f}') ## printar funktionen med 4 decimalers noggrannhet
print(f'y'(x) = {2*a:.4f}x + {b:.4f}') ## printar derivatan

plt.plot(x_values, y_values, 'bo', label='Uppmätta punkter 6st')
plt.plot(x_fit, y_fit, '-r', label=f'y(x) = {a:.4f}x^2 + {b:.4f}x + {c:.4f}')
plt.xlabel('x: Avstånd Släde till Pumphus (mm)')
plt.ylabel('y: lyfthöjd (mm)')
plt.title('y(x) Haspel')
plt.grid(True)
plt.legend()
plt.show()

y_deriv = 2 * a * x_fit + b

plt.figure()
plt.plot(x_fit, y_deriv, 'g-', label=f'y'(x) = {2*a:.4f}x + {b:.4f}')
plt.xlabel('x: Avstånd Släde till Pumphus (mm)')
plt.ylabel('y(x):  $\delta y / \delta x$ ')
plt.title('y'(x) Haspel')
plt.grid(True)
plt.legend()
plt.show()

### Pcy1 (N) ###

F = 15000

Pcy1 = F * y_deriv

plt.figure()
plt.plot(x_fit, Pcy1, color='green', label='Pcy1 = F *  $\delta y / \delta x$ ')

plt.grid(True)
plt.xlabel('x: Avstånd Släde till Pumphus (mm)')
plt.ylabel('P_lås (N)')
plt.title('P_lås över avstånd Släde till Pumphus')
plt.legend()
plt.tight_layout()
plt.show()

### Värden på de 3 lägena ###

Pcy1_min = F * (2*a*x_fit[100]+b)
print('Plås_min =', Pcy1_min)

Pcy1_med = F * (2*a*x_fit[150]+b)
print('Plås_med =', Pcy1_med)

Pcy1_max = F * (2*a*x_fit[292]+b)
print('Plås_max =', Pcy1_max)
```

Ansys & CAD

A1 – Material

 **Structural Steel** 

Density

7,85e-09 tonne/mm³

Structural

▼ Isotropic Elasticity

Derive from

Young's Modulus

Poisson's Ratio

Bulk Modulus

Shear Modulus

Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion

Compressive Ultimate Strength

Compressive Yield Strength

Strain-Life Parameters

S-N Curve

Tensile Ultimate Strength

Tensile Yield Strength

Young's Modulus and Poisson's Ratio

2e+05 MPa

0,30000

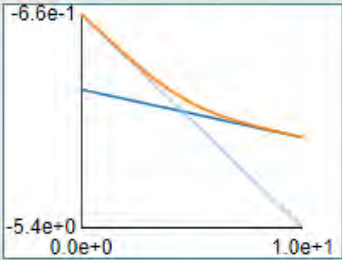
1,6667e+05 MPa

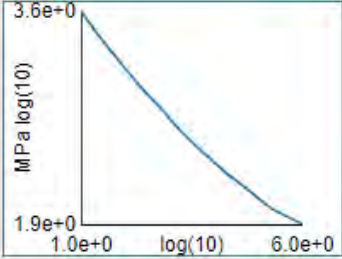
76923 MPa

1,2e-05 1/°C

0 MPa

250,00 MPa



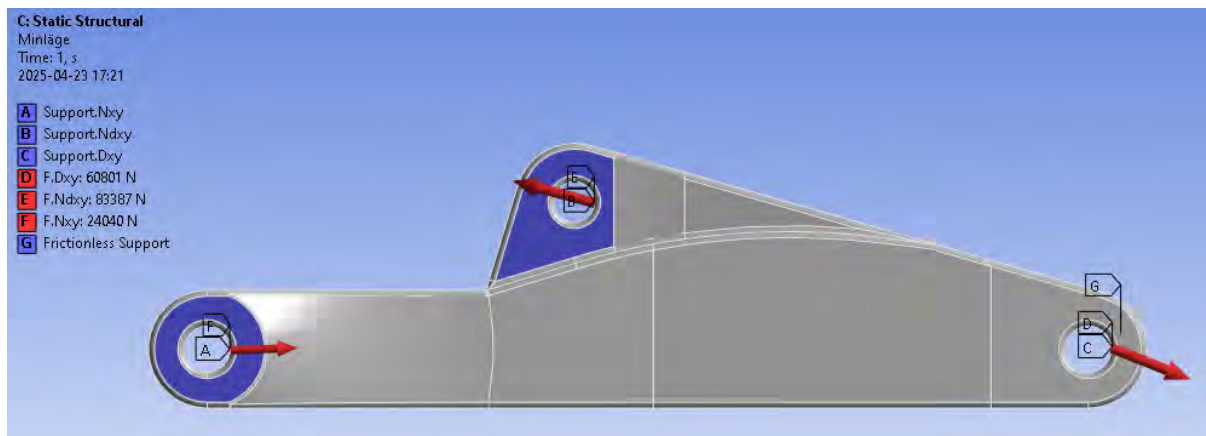


460,00 MPa

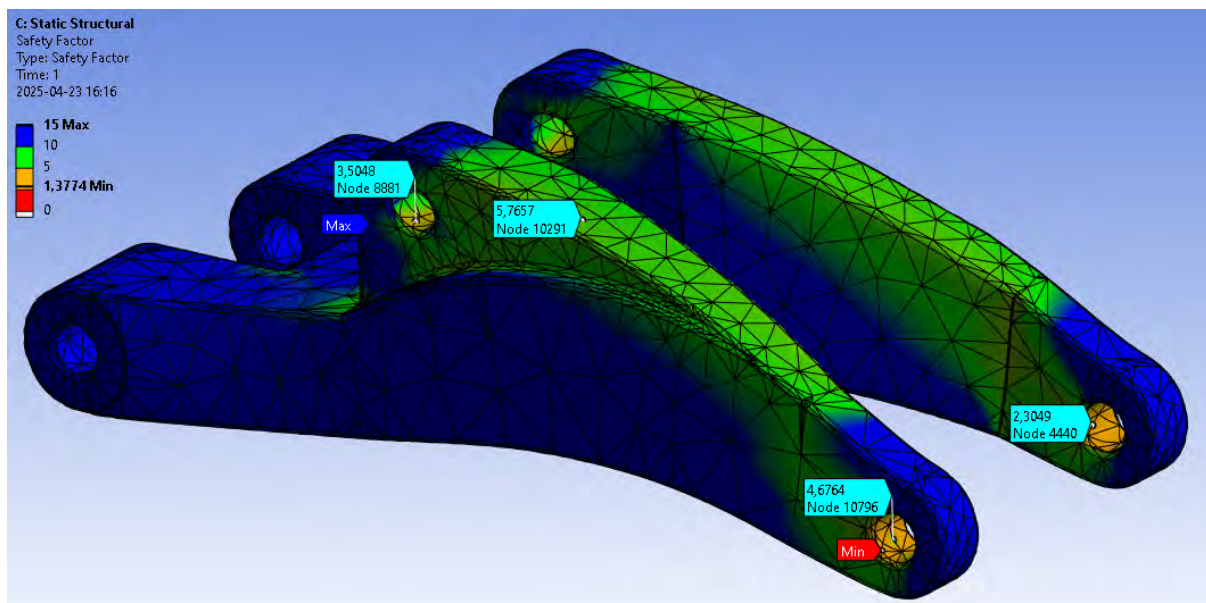
250,00 MPa

Komponent D V2 Minläge

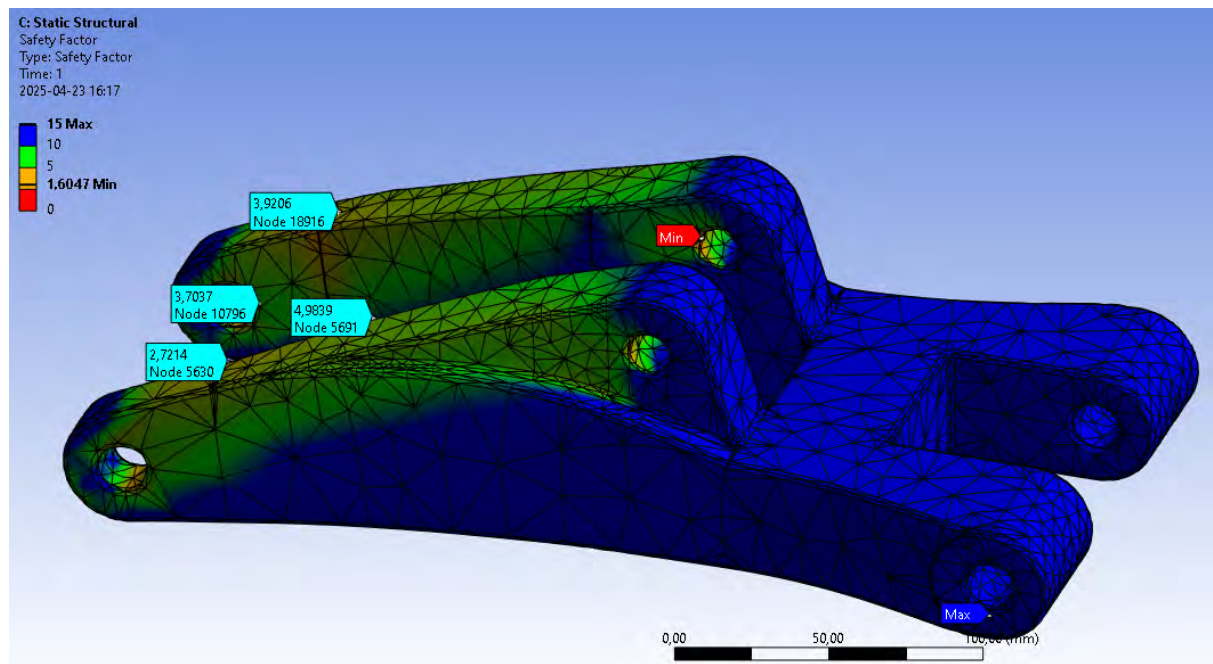
A2 - setup



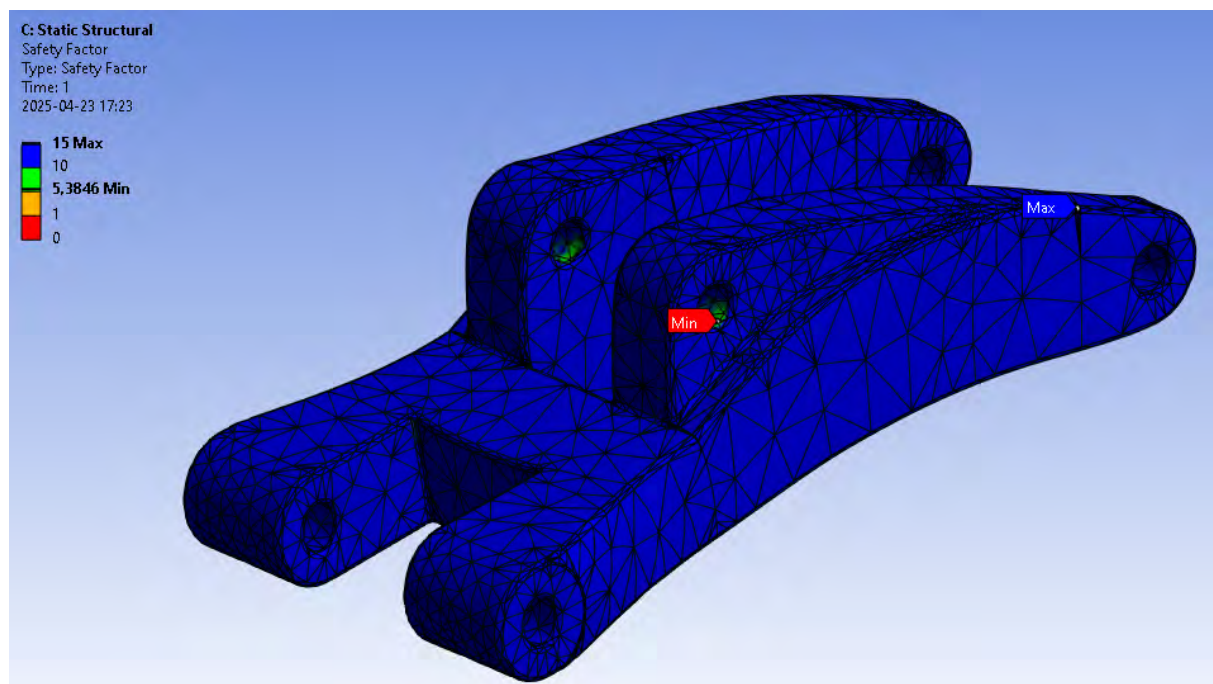
A3 - Ndxy



A4 - Dxy



A5 - Nxy

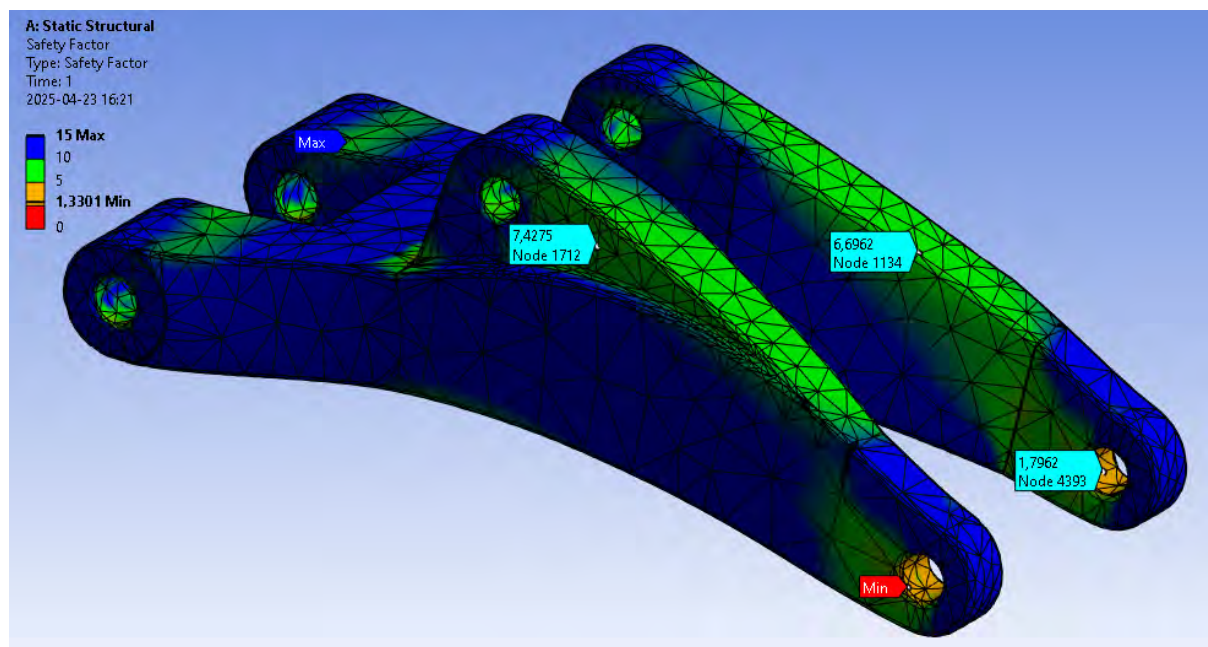


Mittläge

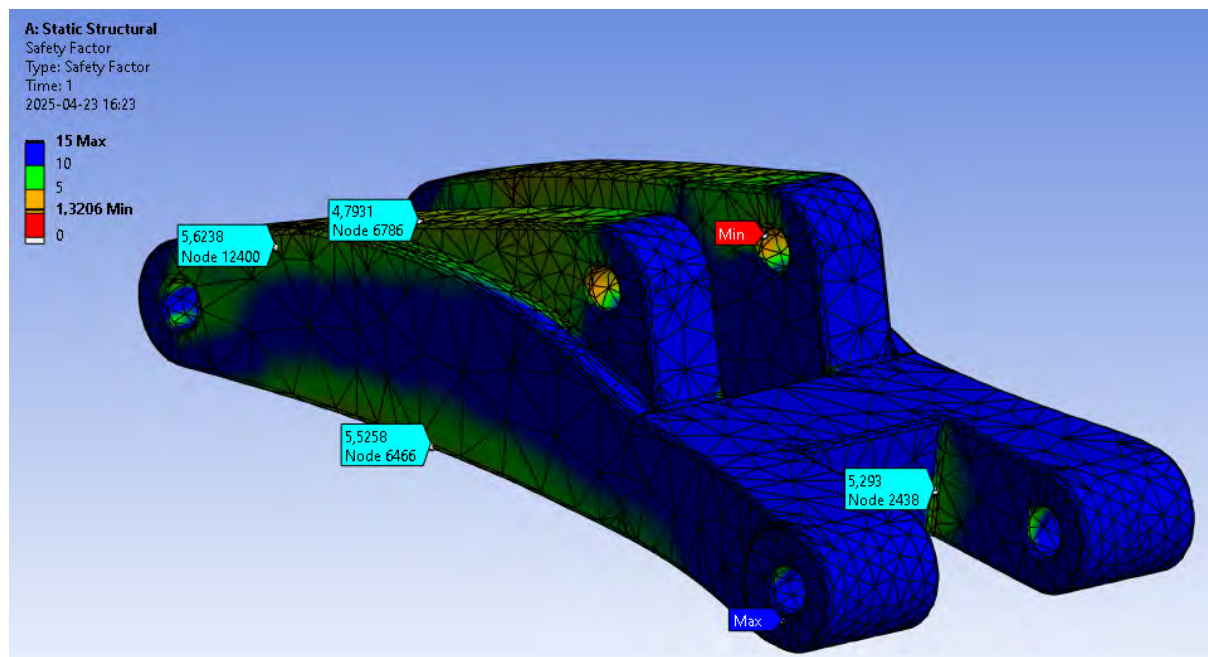
A6 - setup



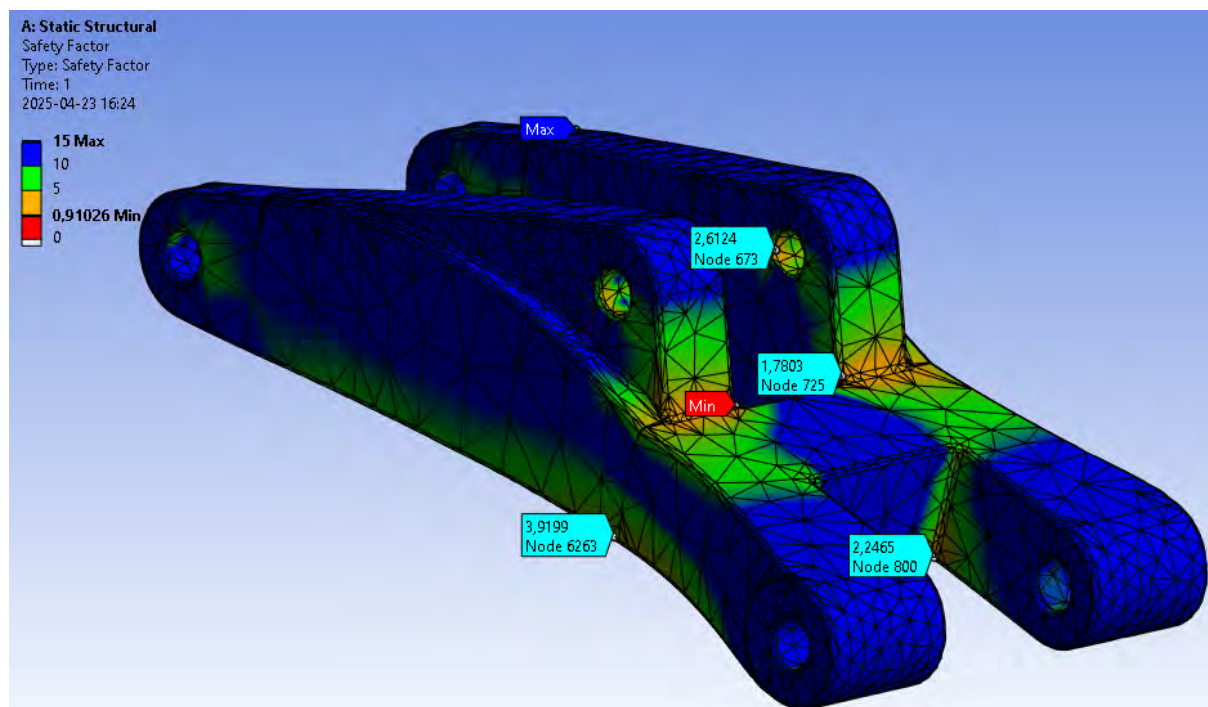
A7 - Ndxy



A8 - Dxy

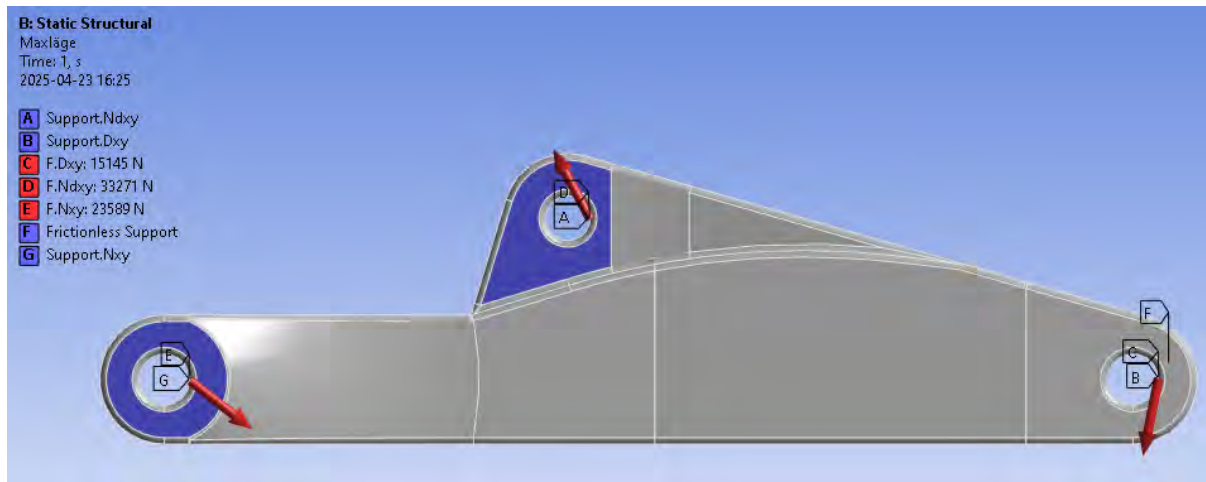


A9 - Nxy

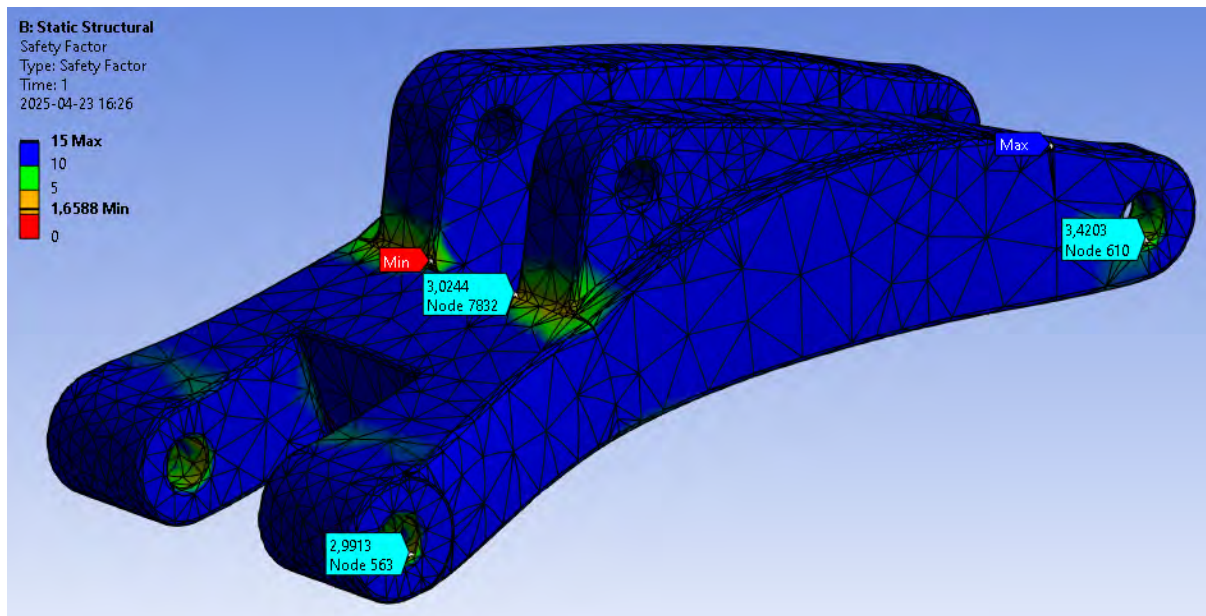


Maxläge

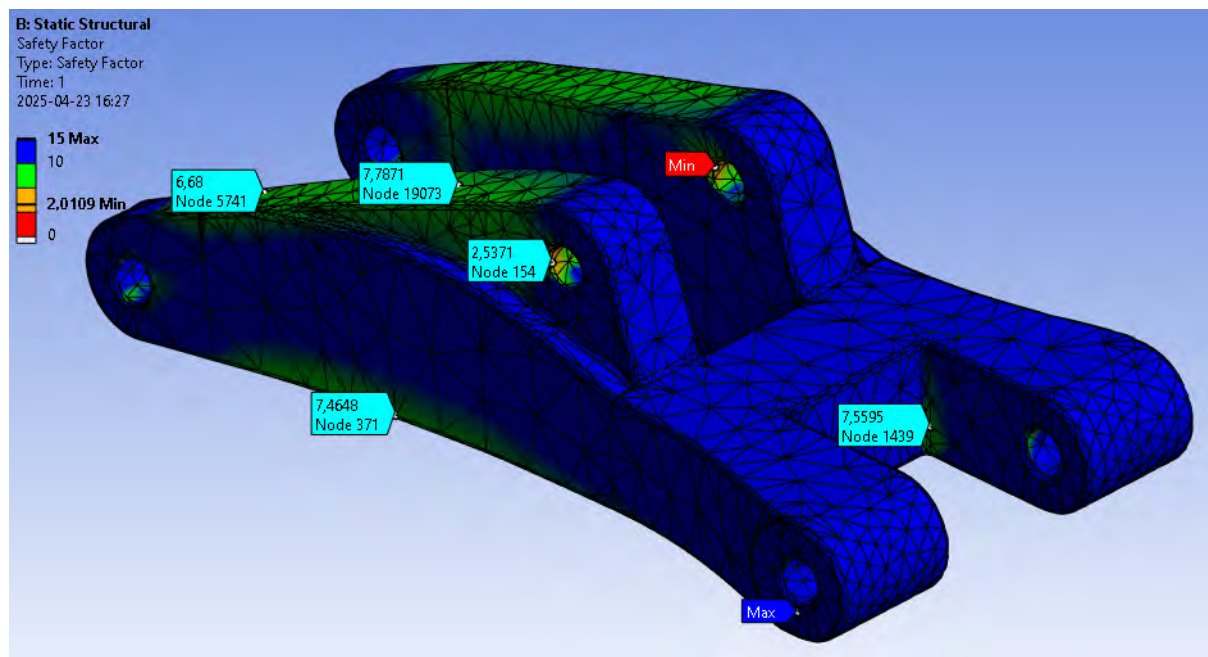
A10 - Setup



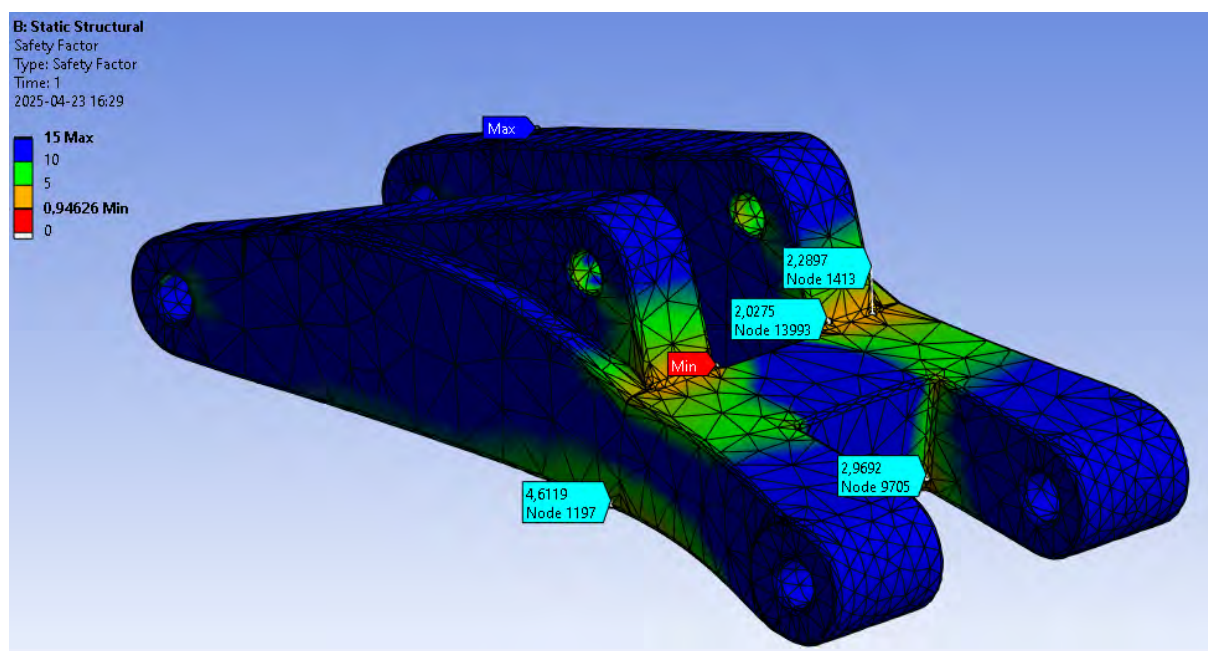
A11 - Ndxy



A12 - Dxy

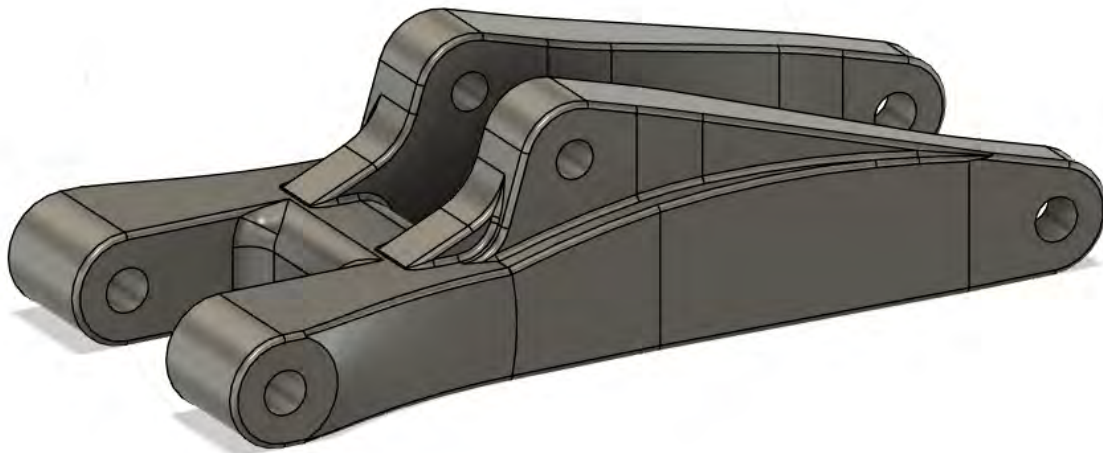


A13 - Nxy

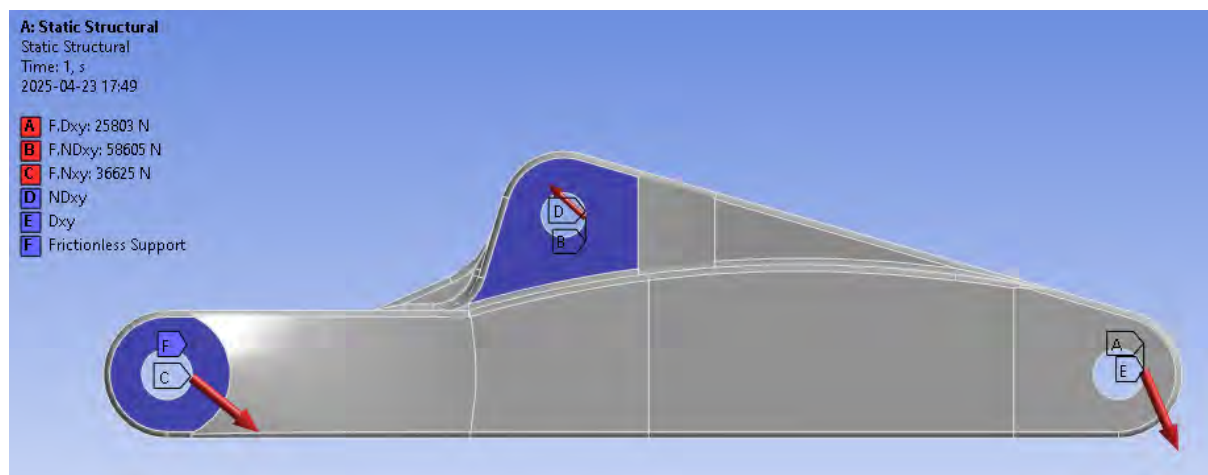


Komponent D V3

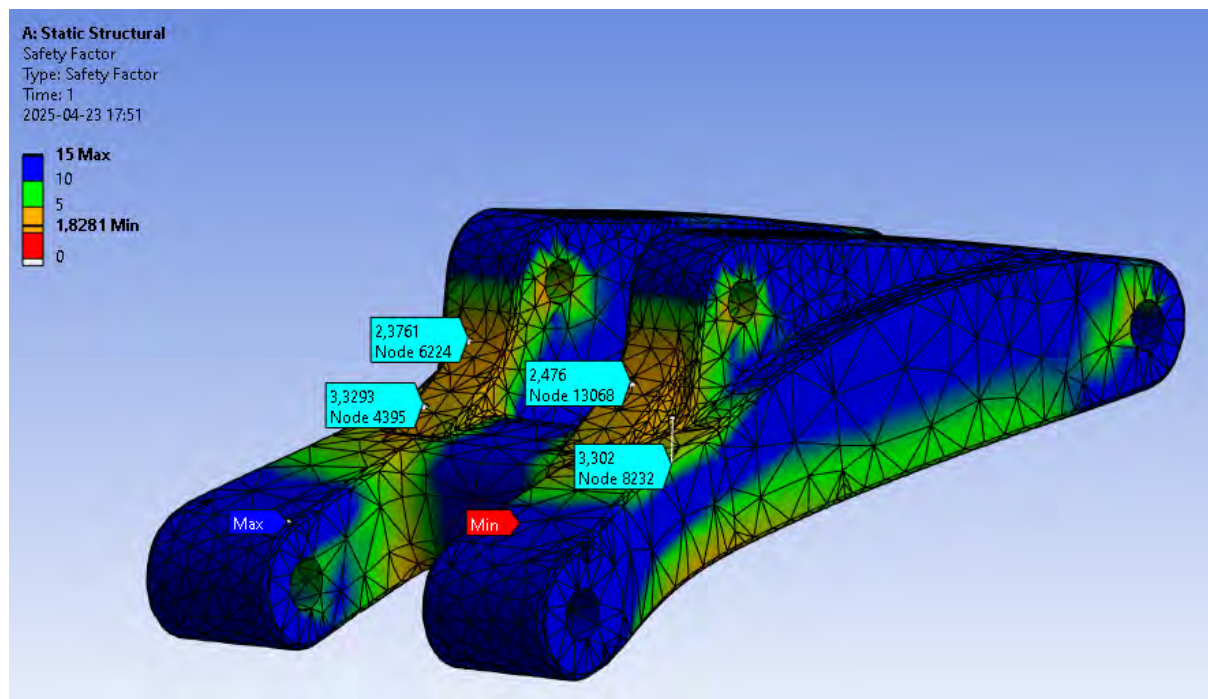
A14 - Design



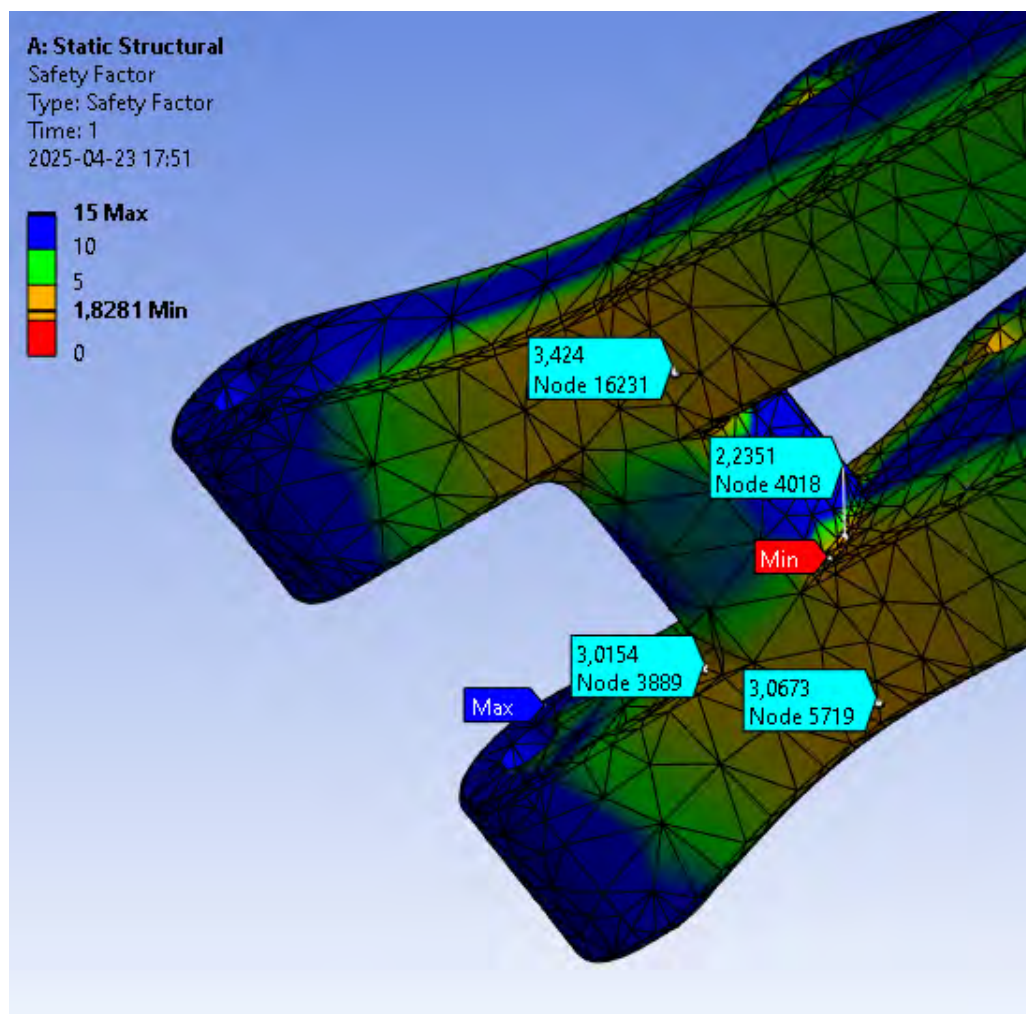
A15 - Mittläge



A16 - Nxy (1)



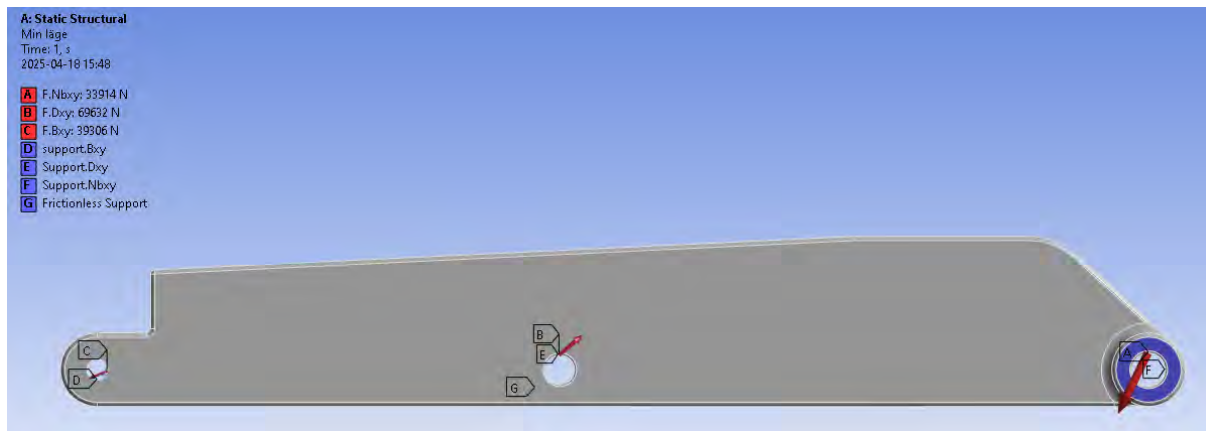
A17 - Nxy (2)



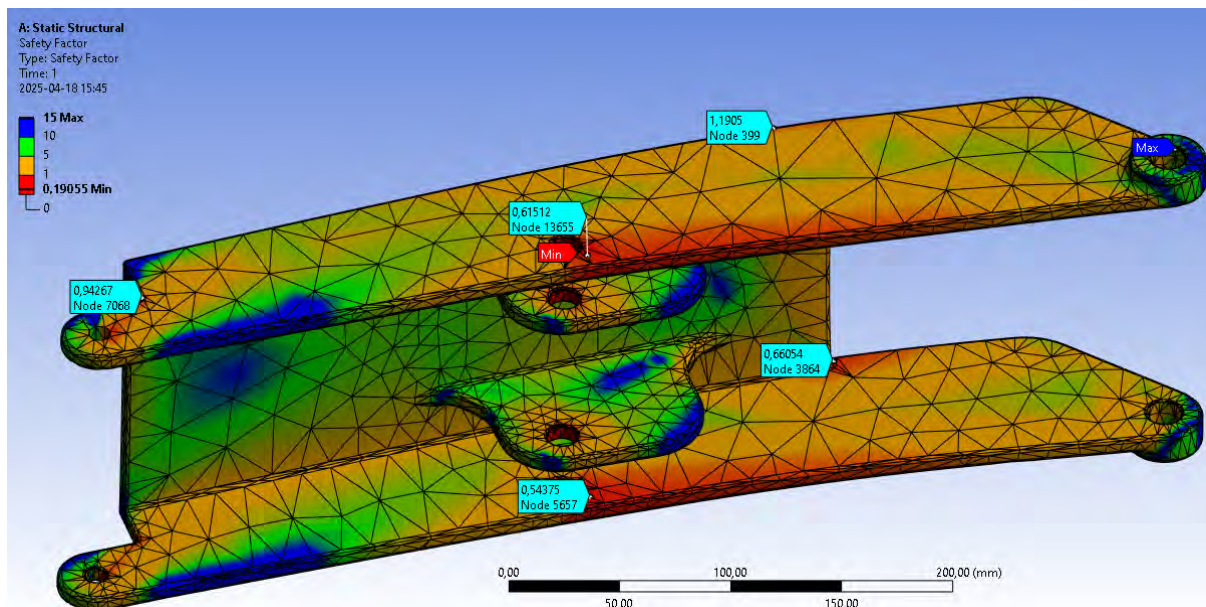
Komponent B V2

Minläge

A18 - setup



A19 - Nbxy

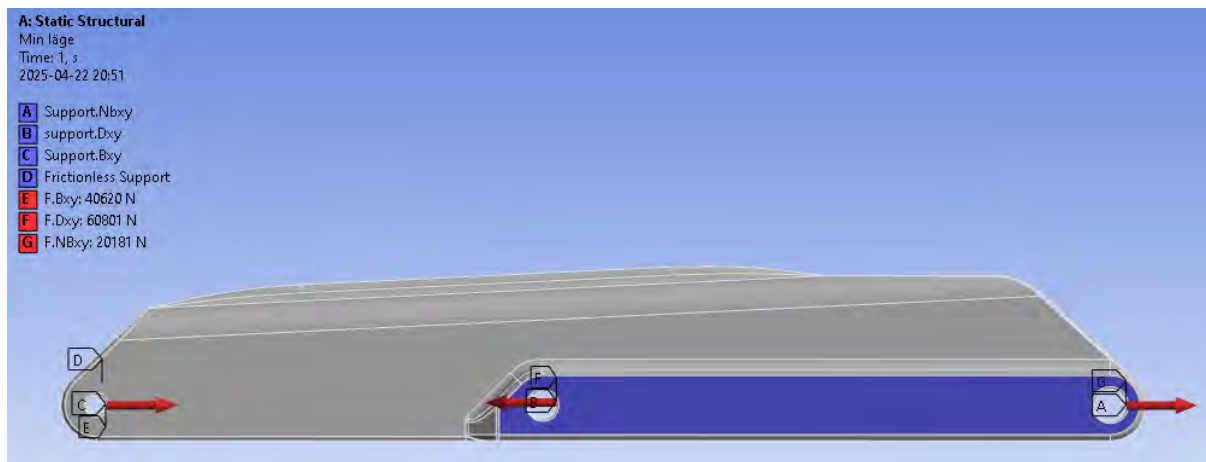


A20 - Komponent B V3

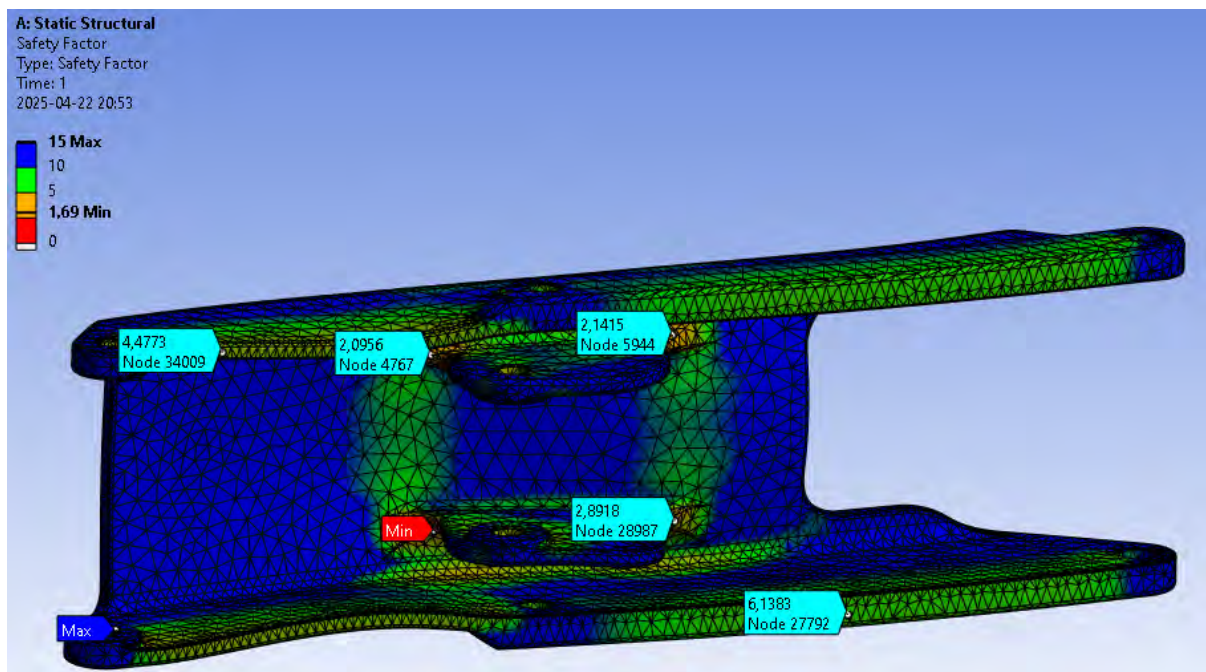


Minläge

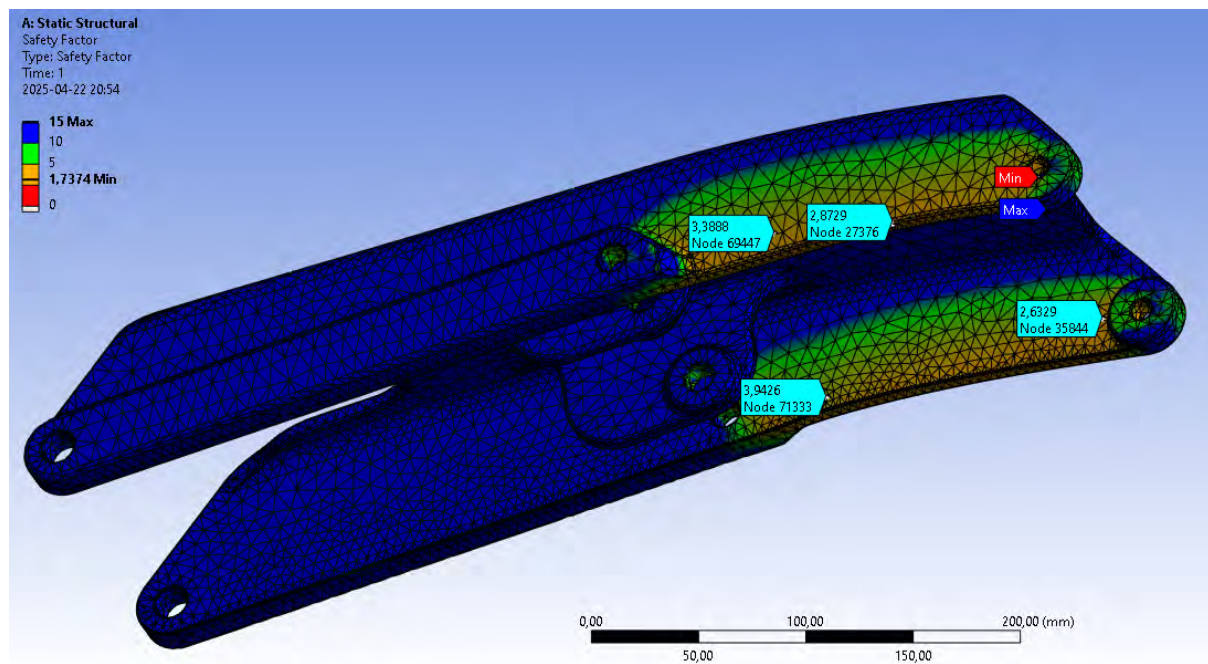
A21 - setup



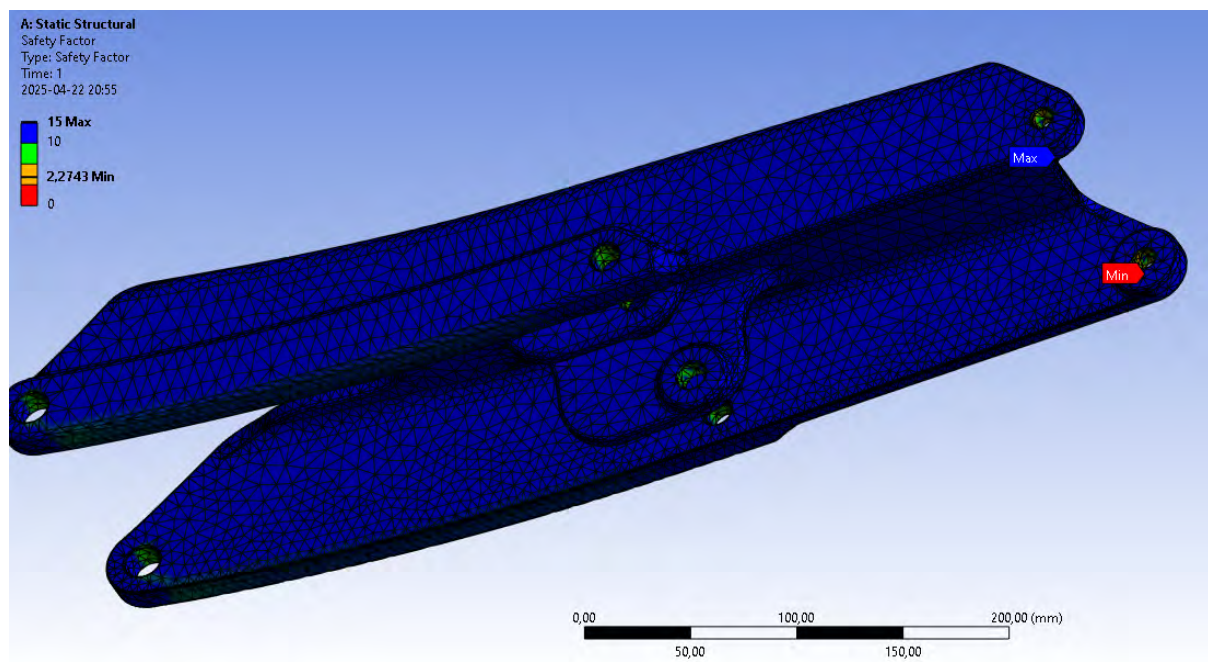
A22 - Dxy



A23 - Bxy

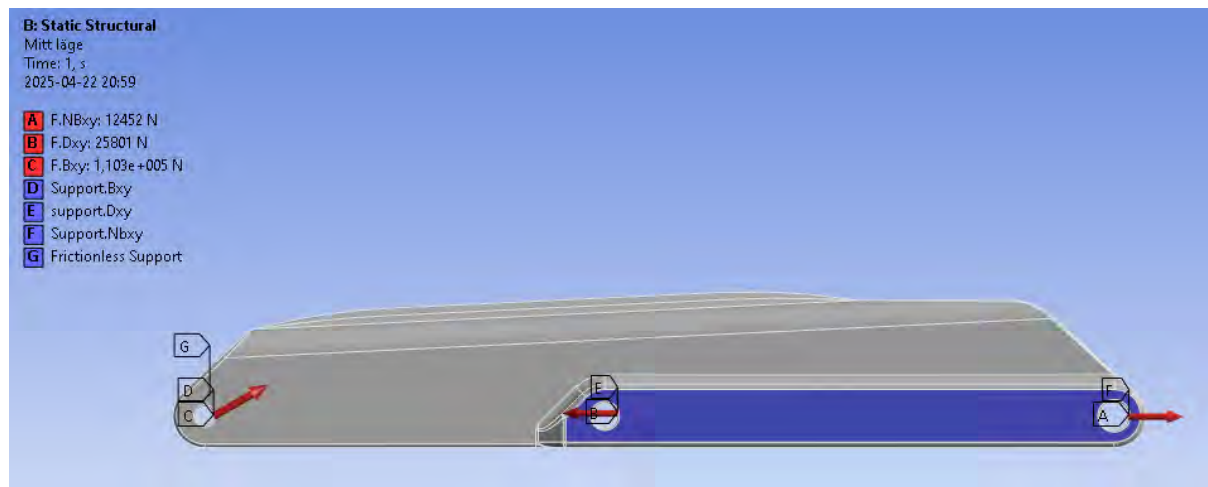


A24 - Nbxy

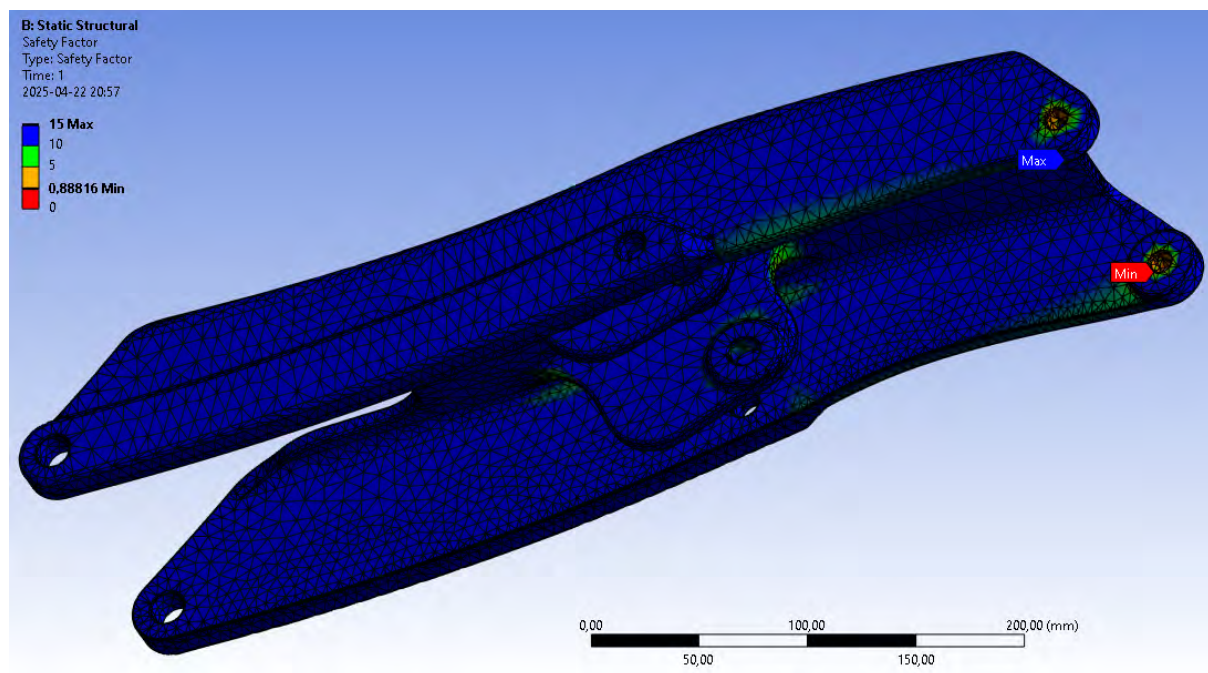


Mittläge

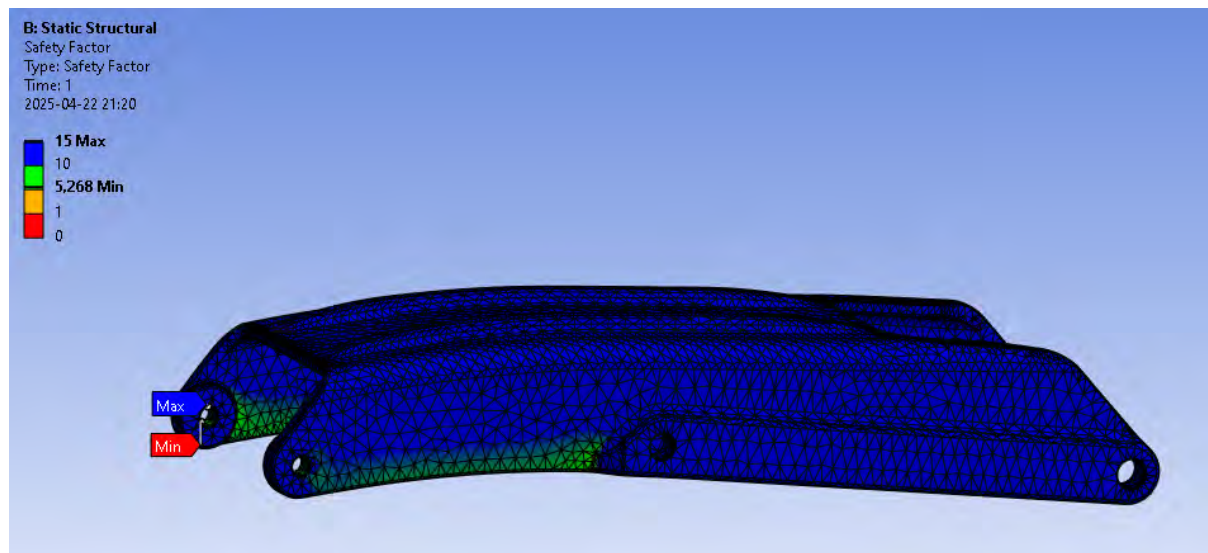
A25 - setup



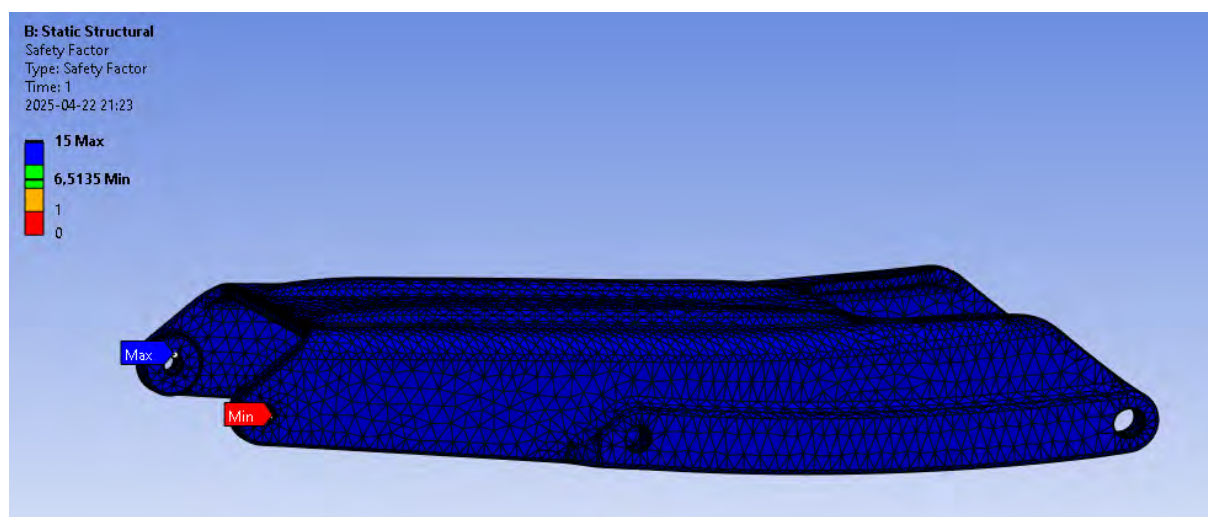
A26 - Dxy



A27 - Bxy

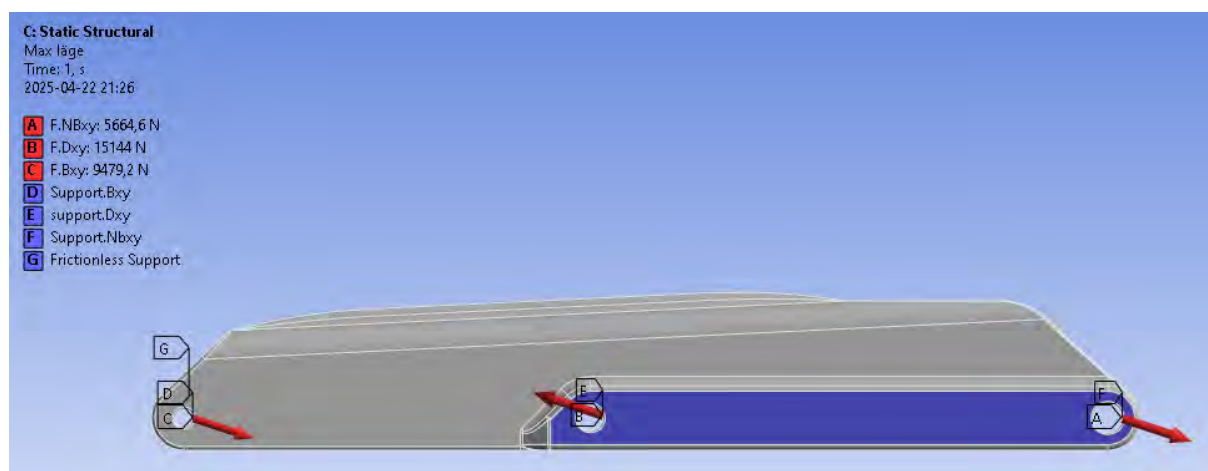


A28 - Nbxy

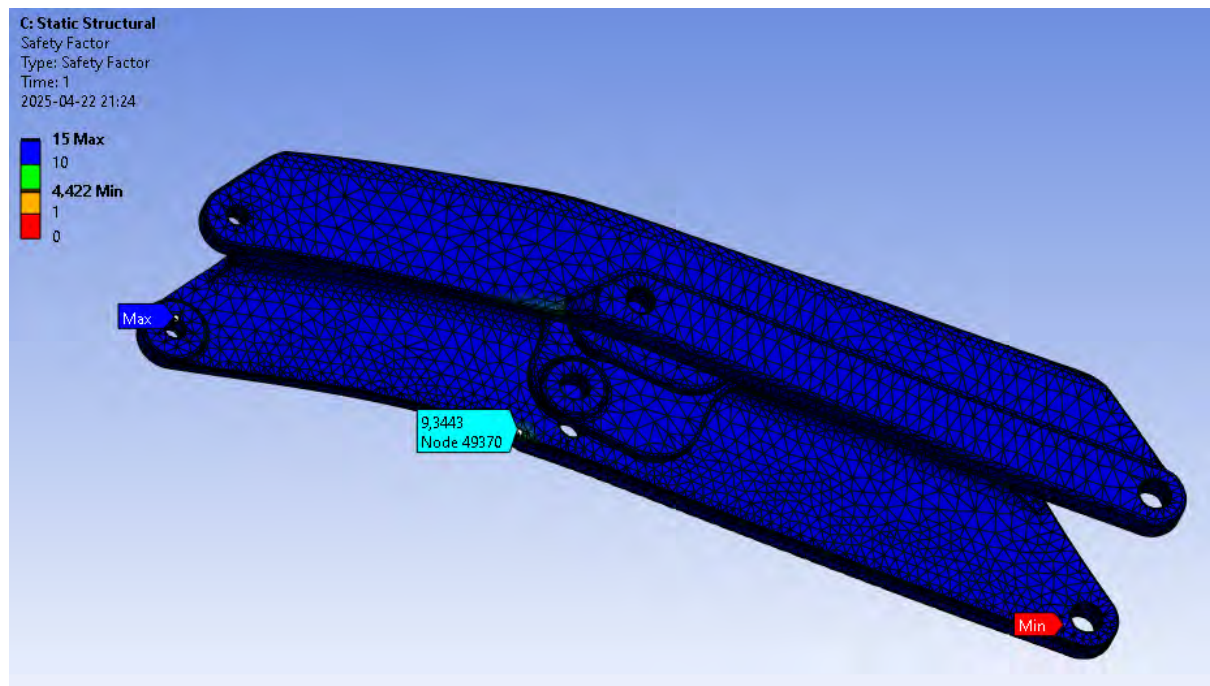


Maxläge

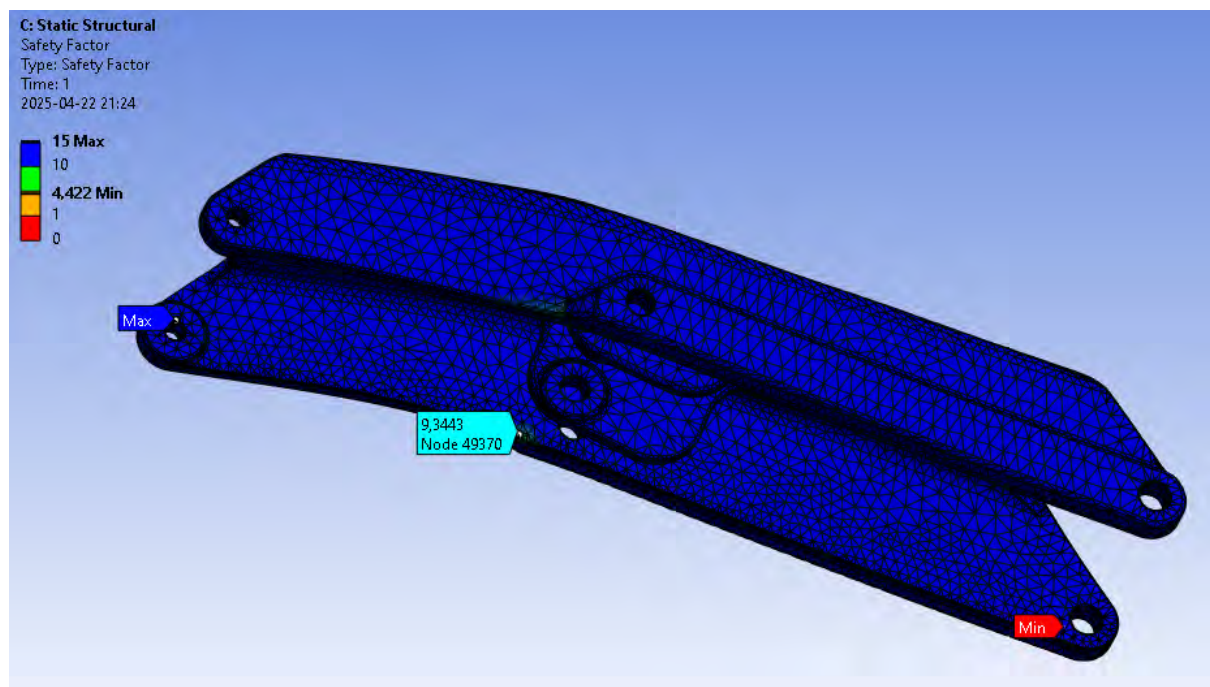
A29 - Setup



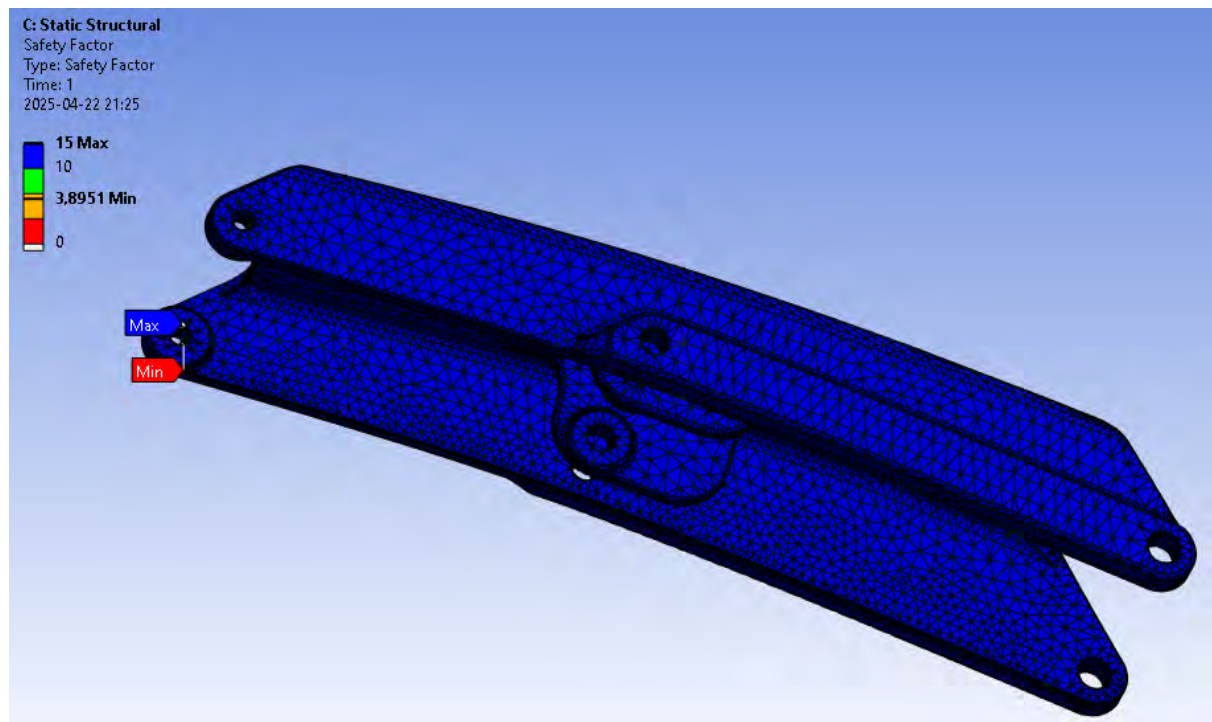
A30 - Dxy



A31 - Bxy

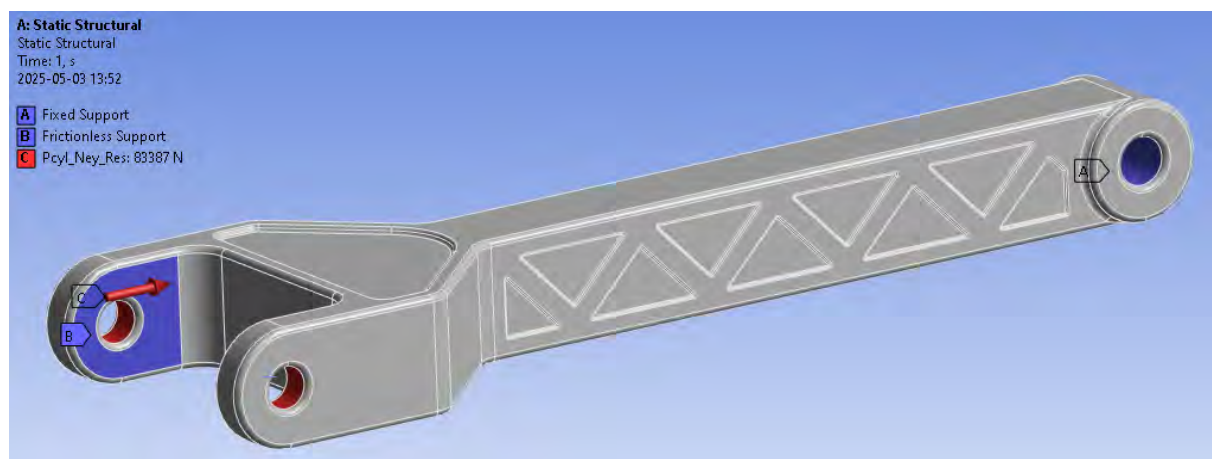


A32 - Nbxy

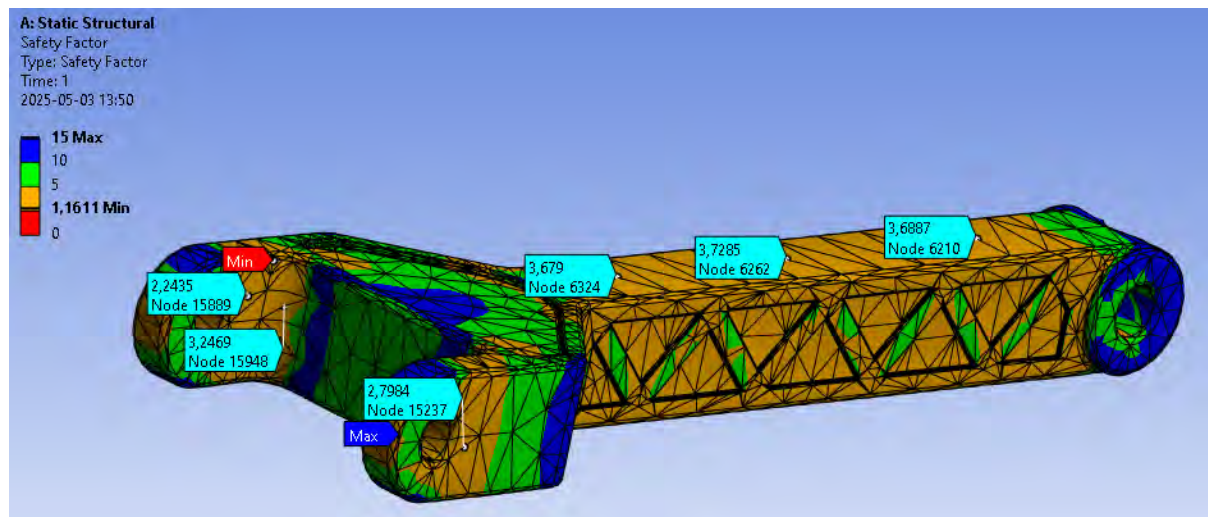


Komponent E V2

A33 - Setup



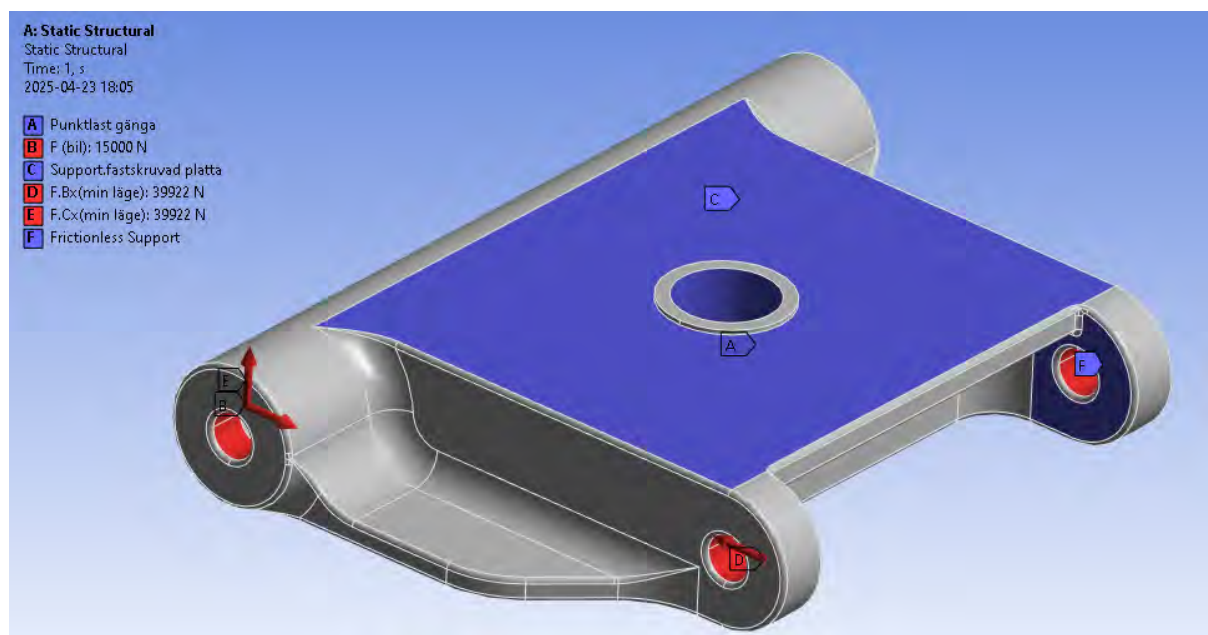
A34 - Minläge



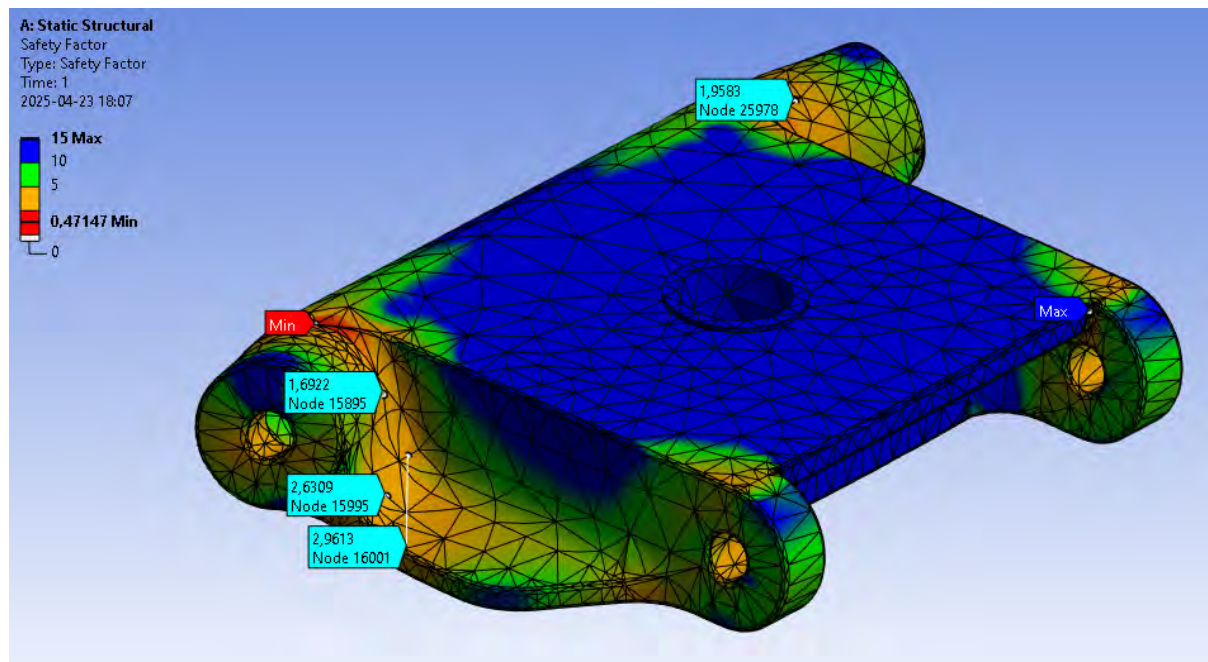
Komponent A V2

Minläge

A35 - Setup

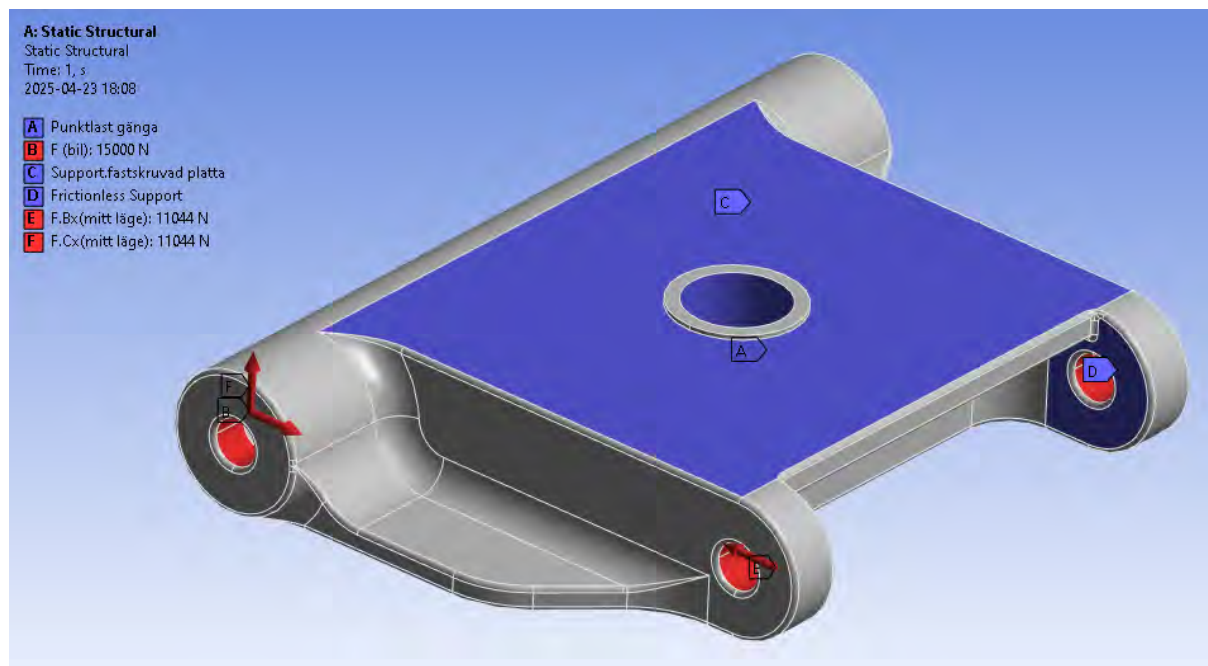


A36 - Alla krafter

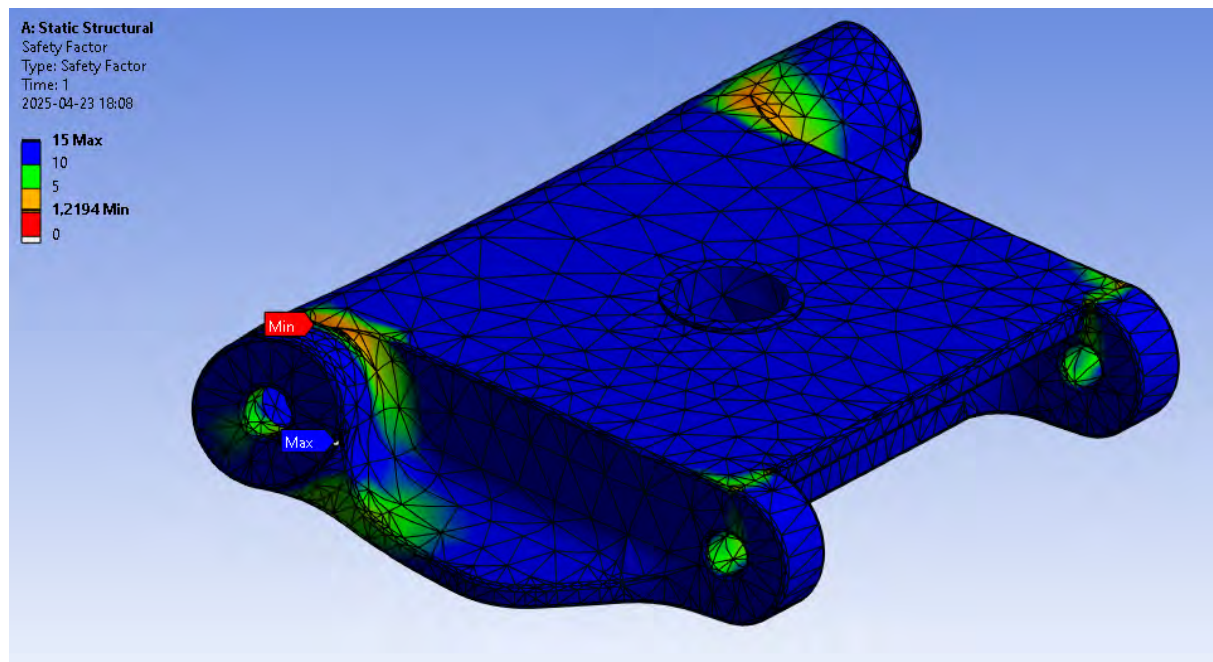


Mittläge

A37 - Setup

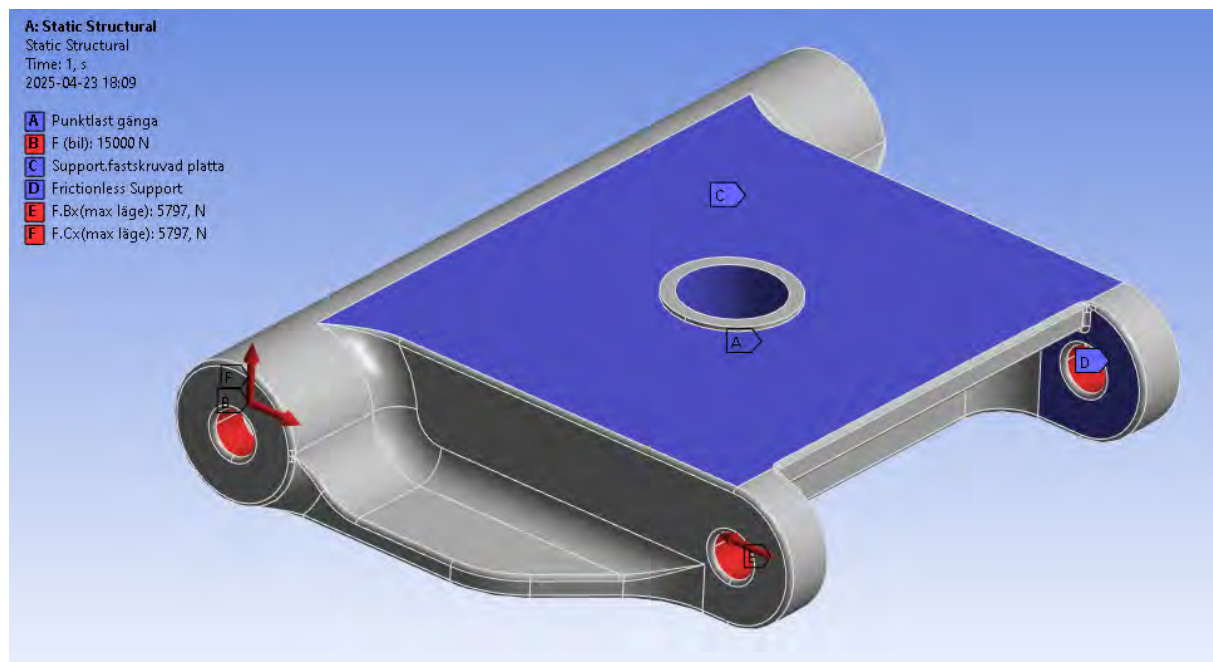


A38 - Alla krafter

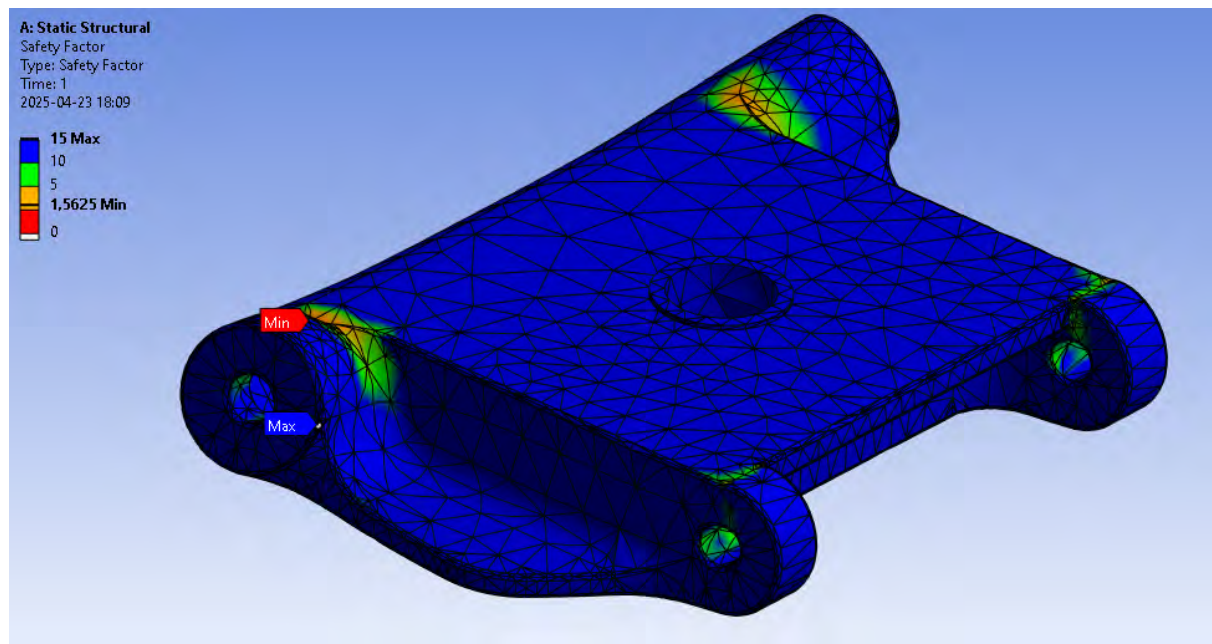


Maxläge

A39 - Setup



A40 - Alla krafter



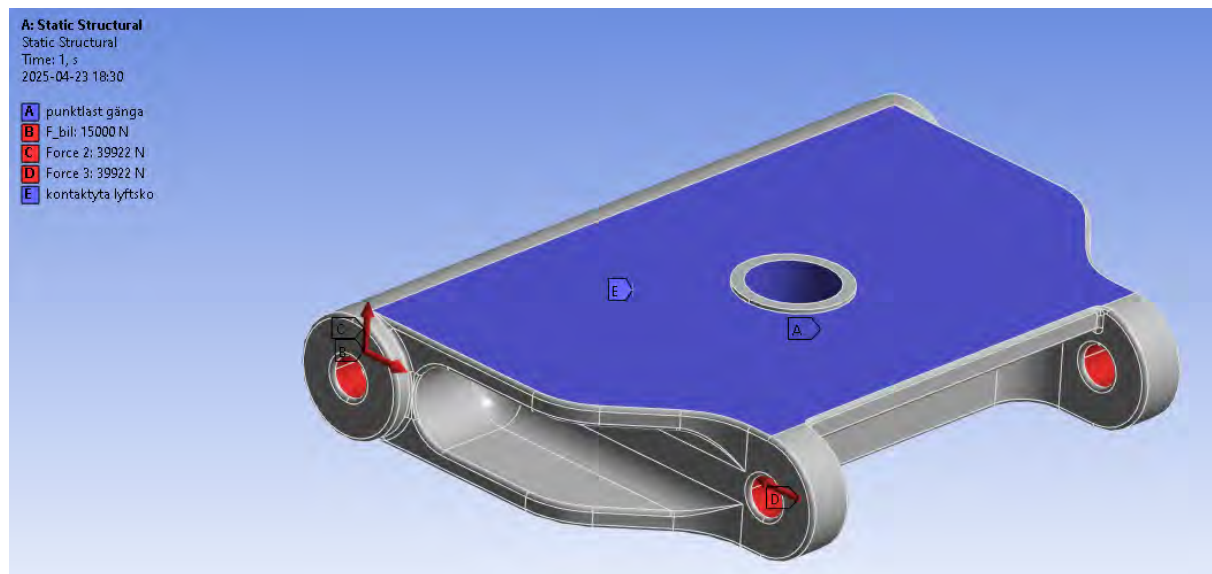
Komponent E V3

A41 - Ny design

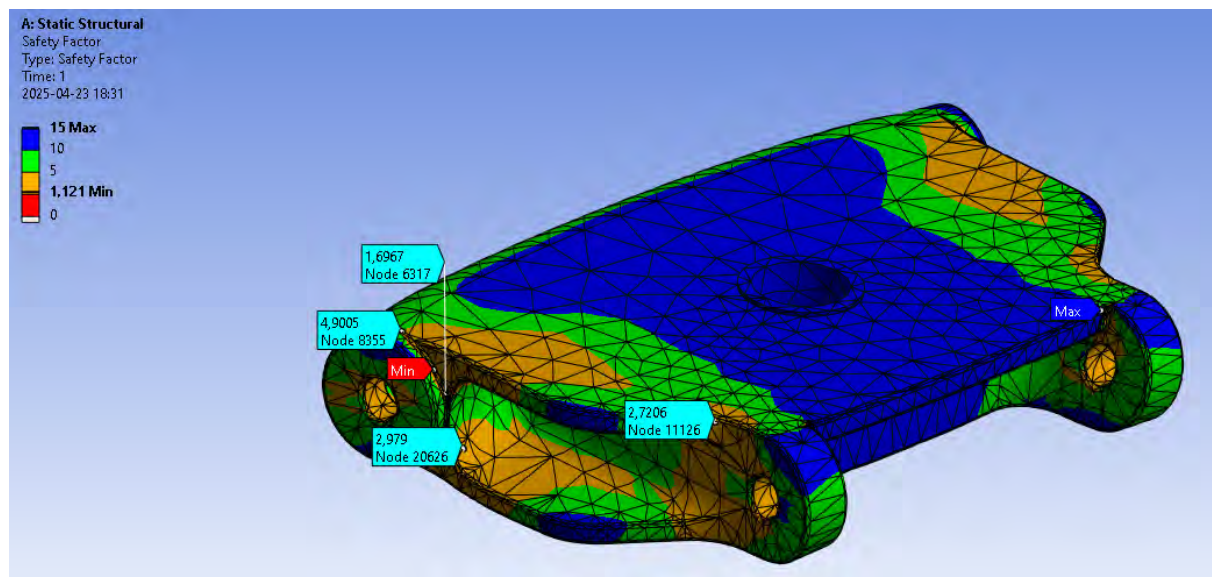


Minläge

A42 - Setup

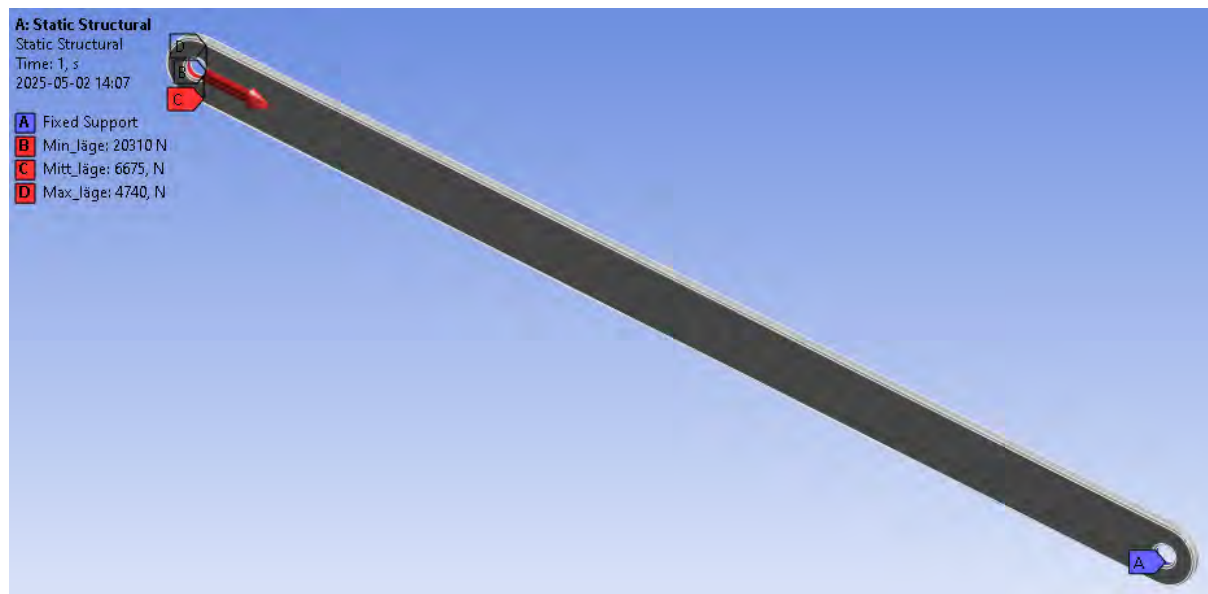


A43 - Alla krafter

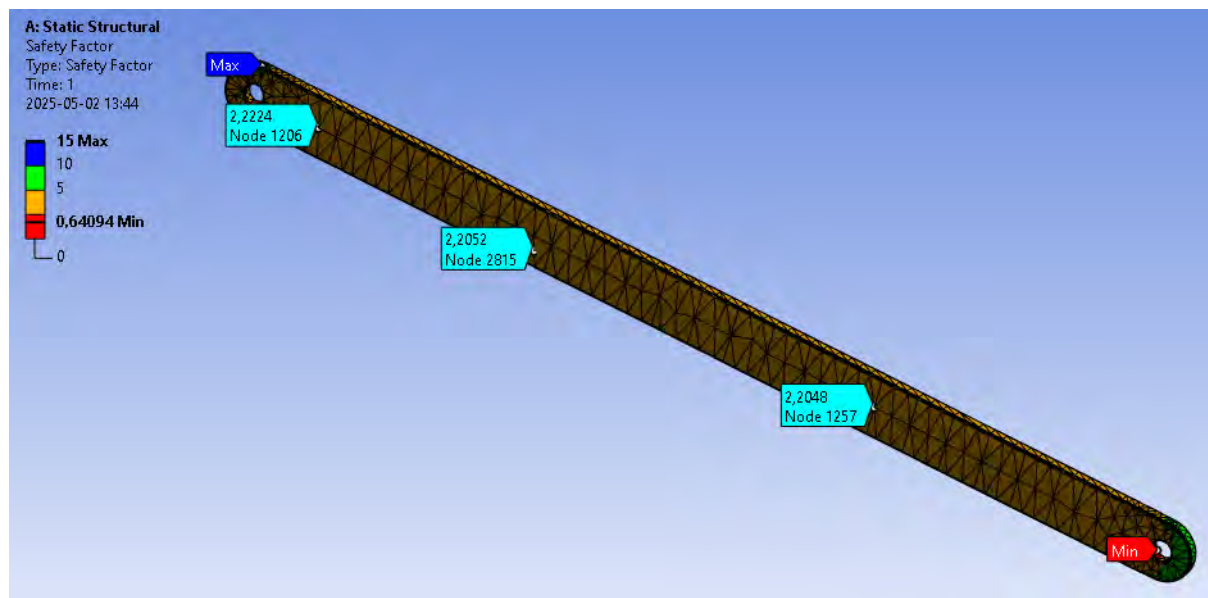


Komponent C

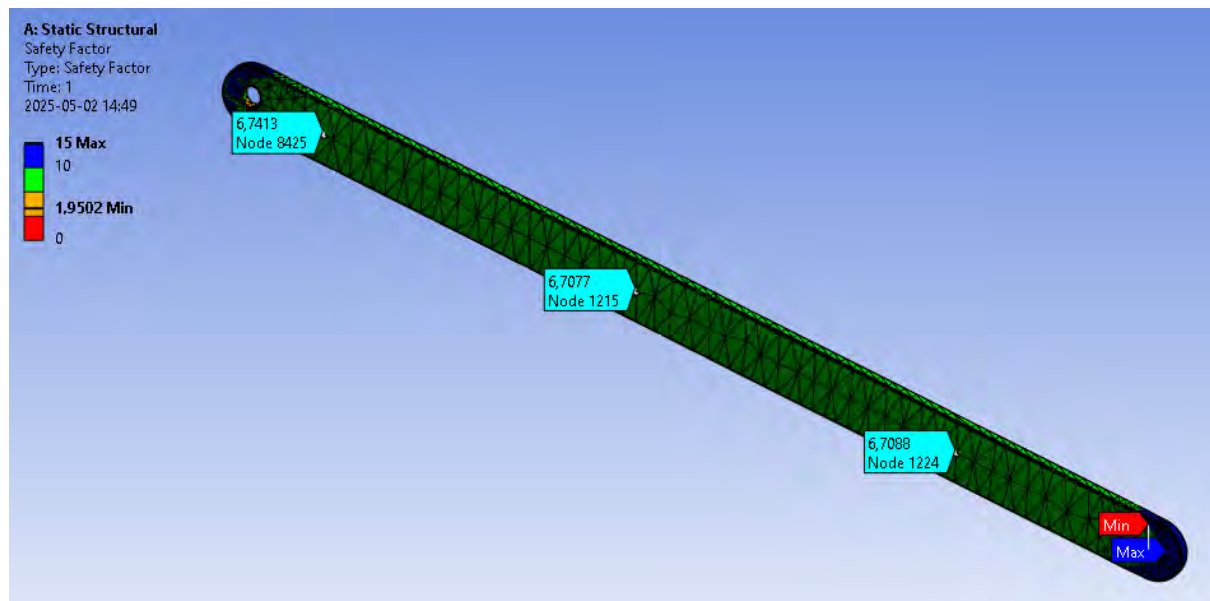
A44 - Setup alla krafter



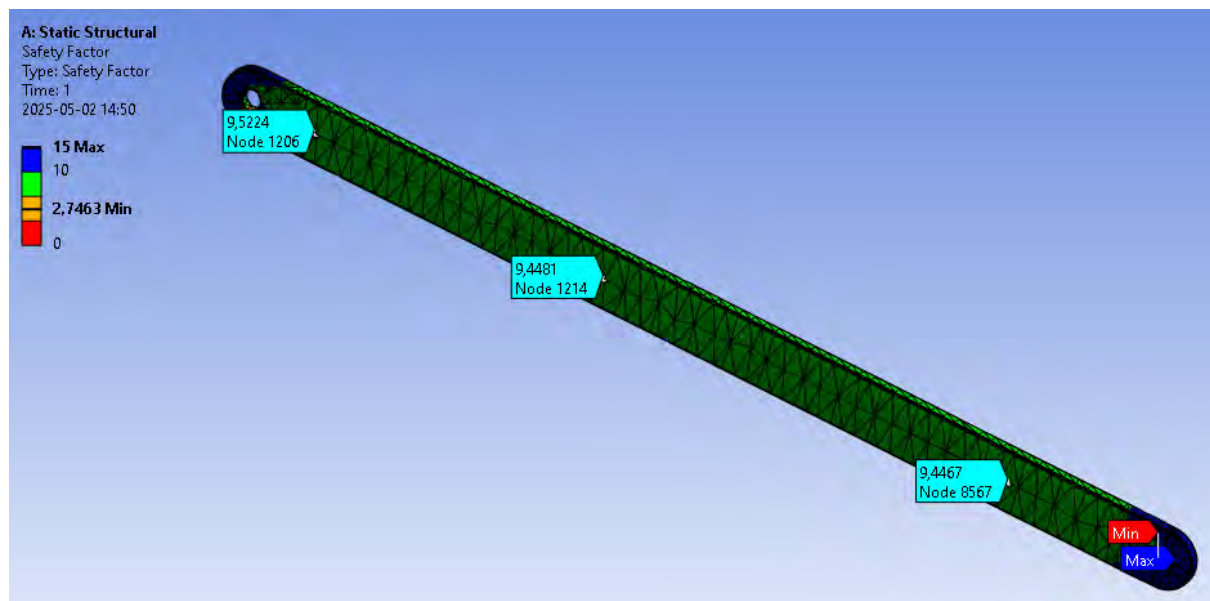
A45 - Minläge



A46 - Mittläge

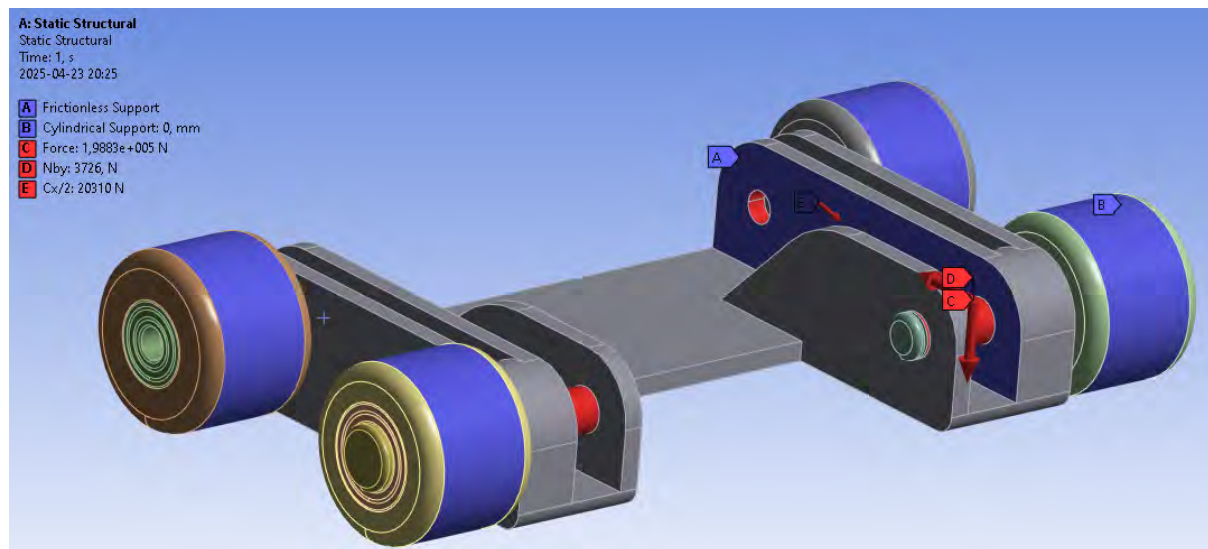


A47 - Maxläge

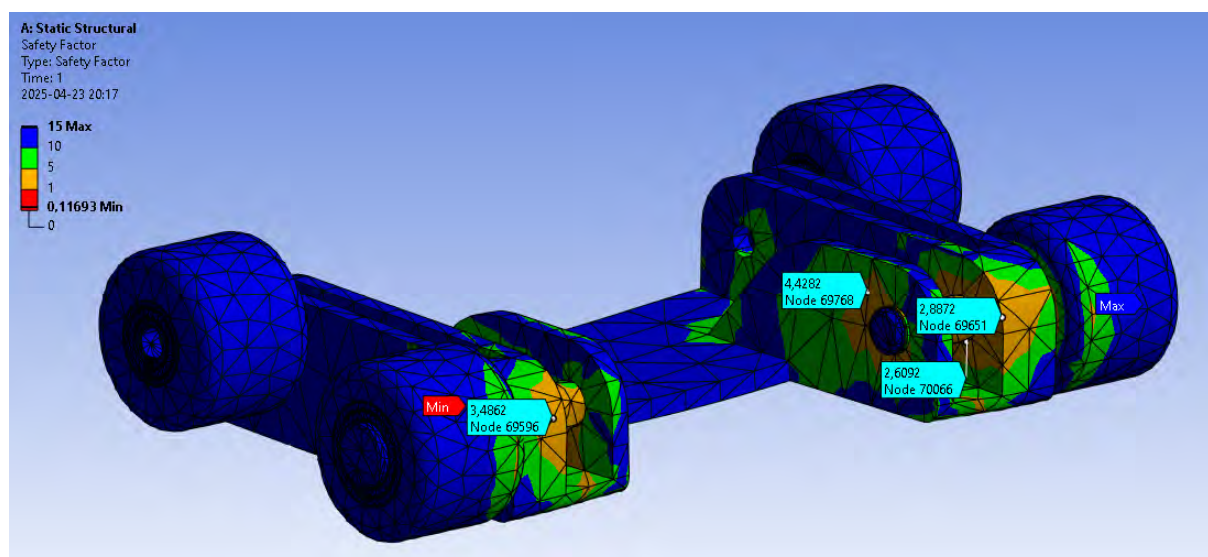


Komponent F (utan låsning)

A48 - Setup

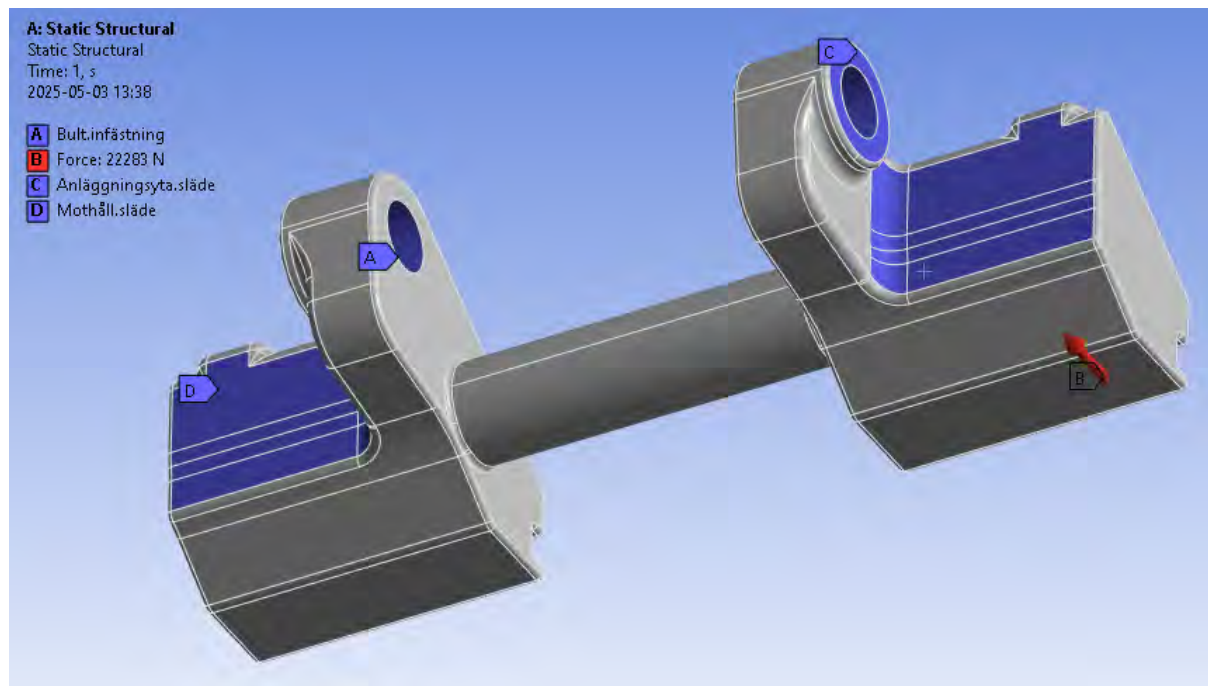


A49 - Minläge

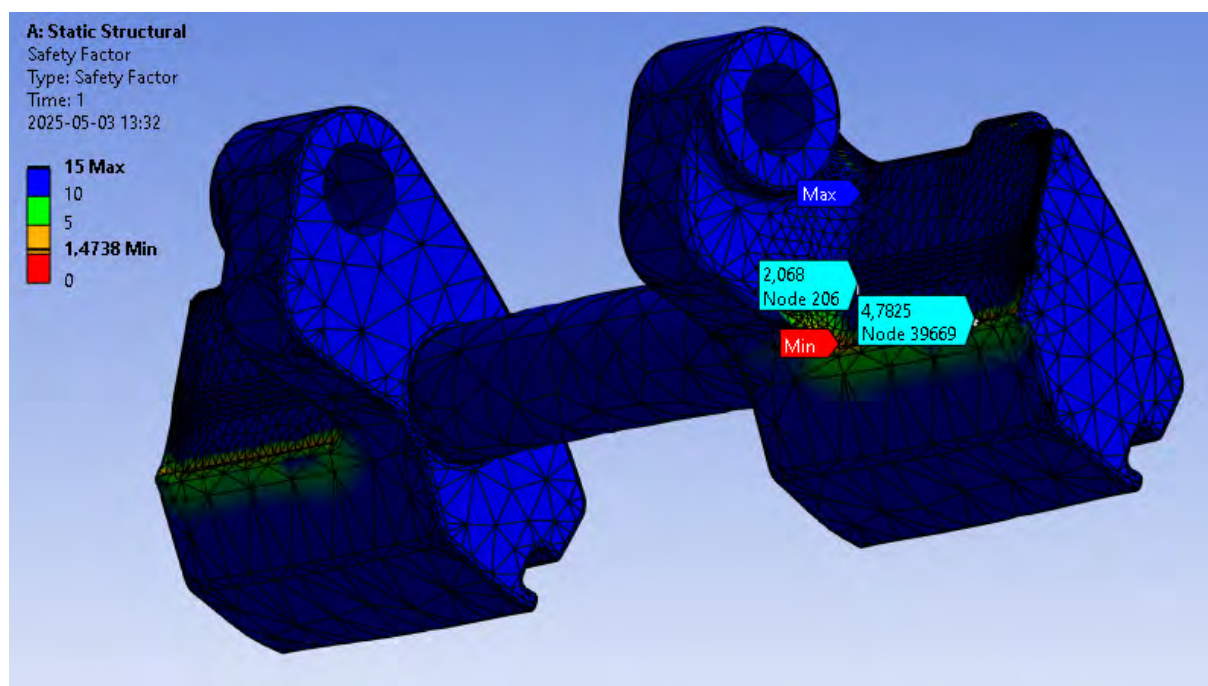


Haspel mittläge

A50 - Setup

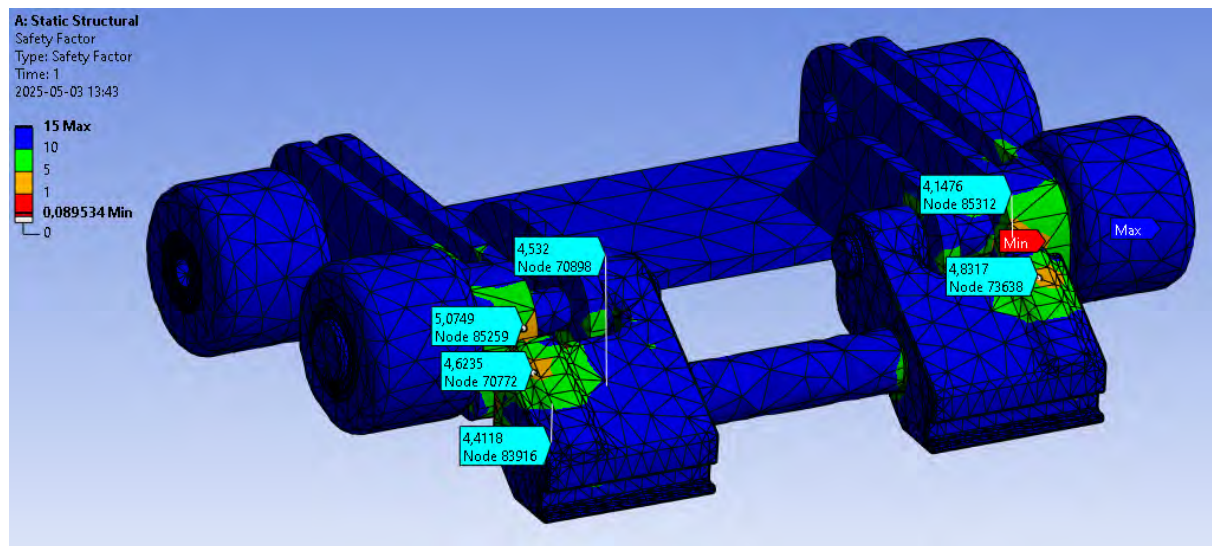


A51 - Plås mittläge



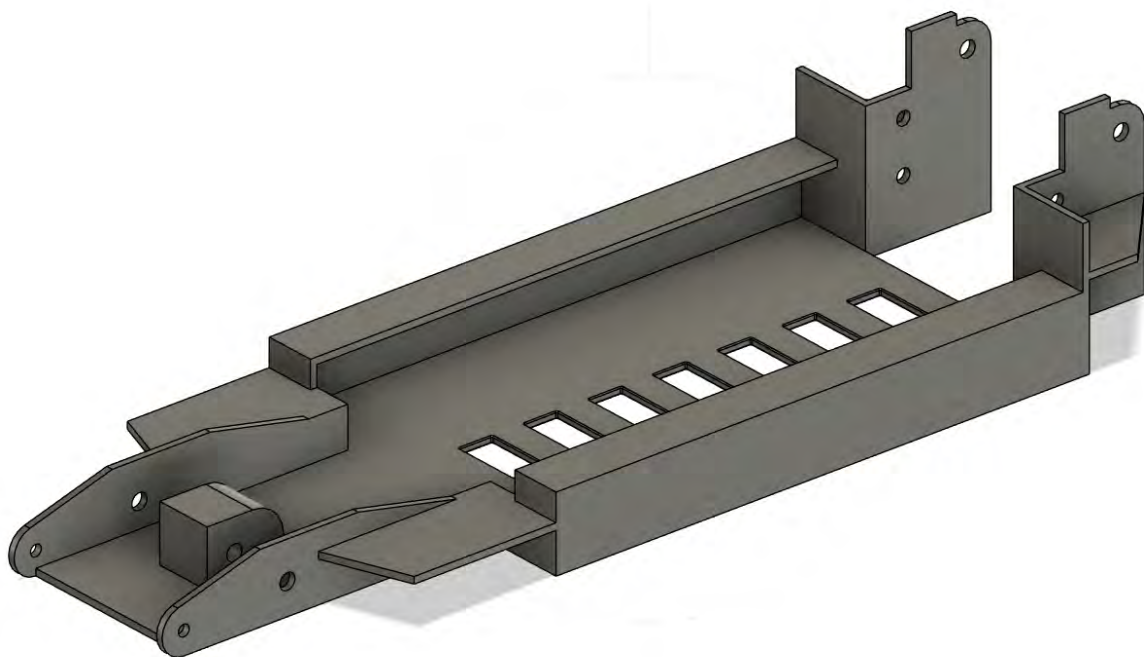
Komponent F med haspel

A52 - Mittläge

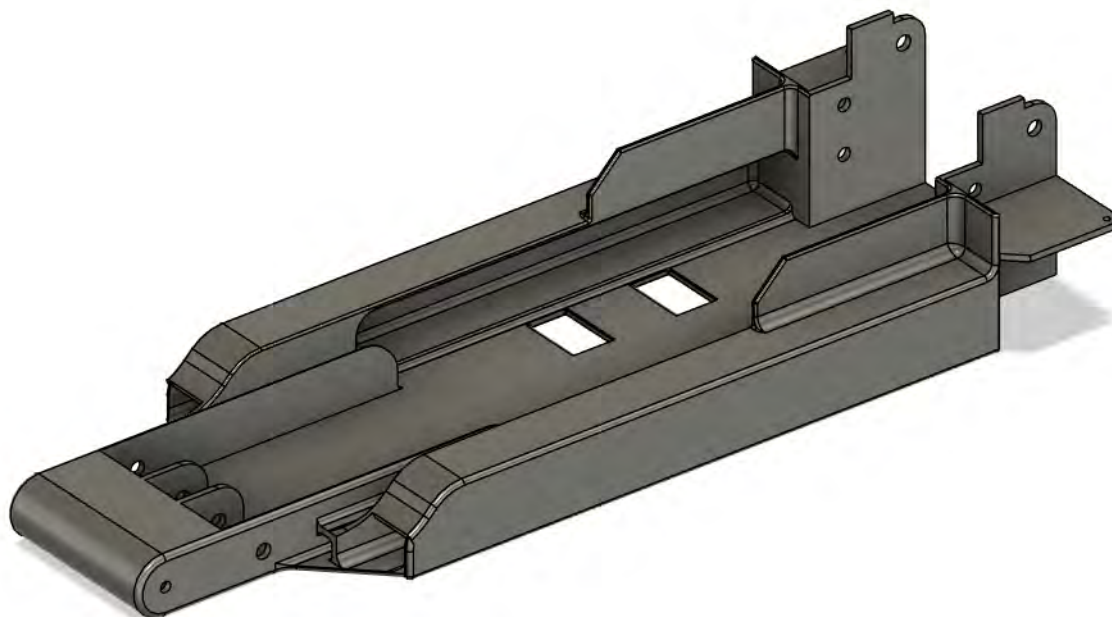


Bottenplatta

A53 - Design V2

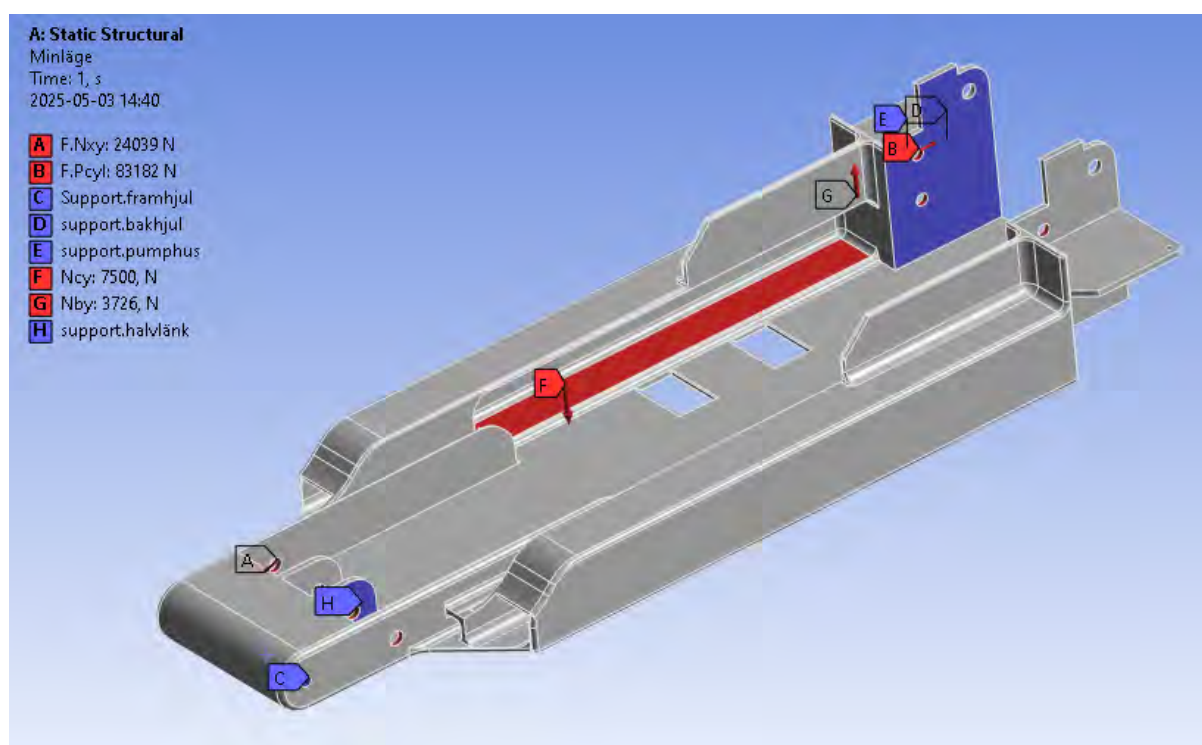


A54 - Design V3

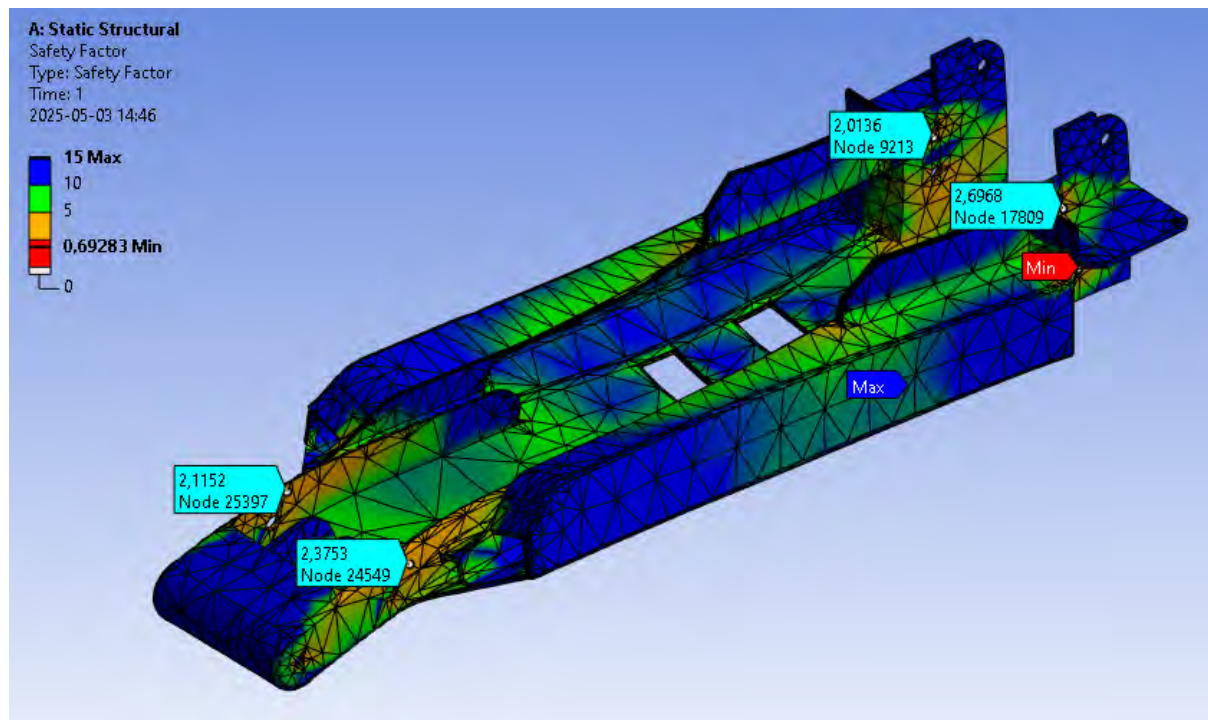


Minläge

A55 - Setup

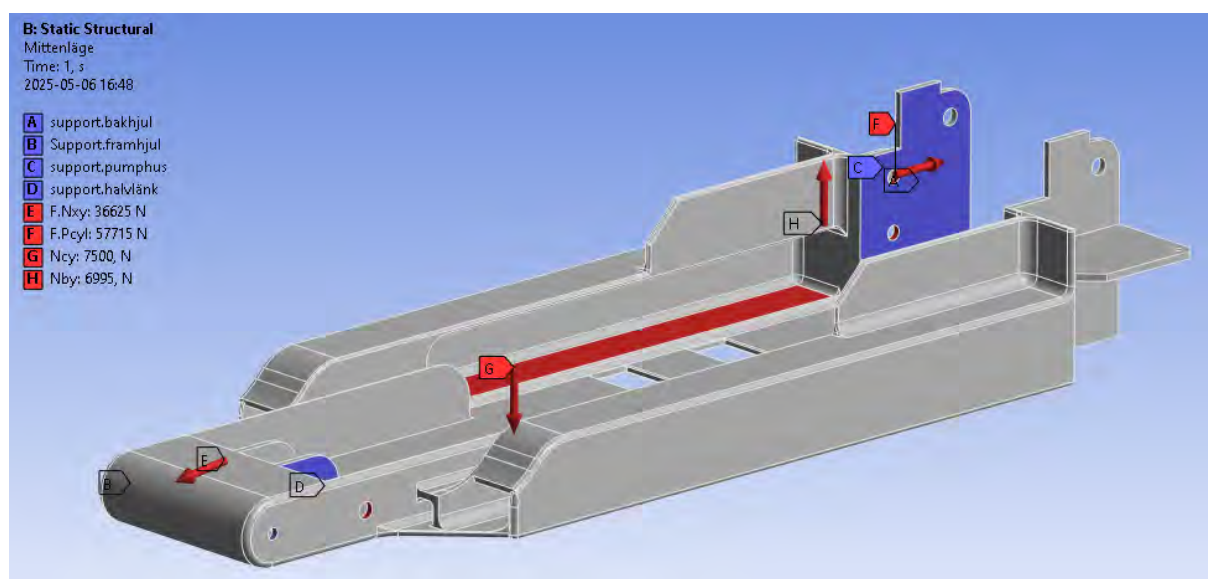


A56 - Alla krafter

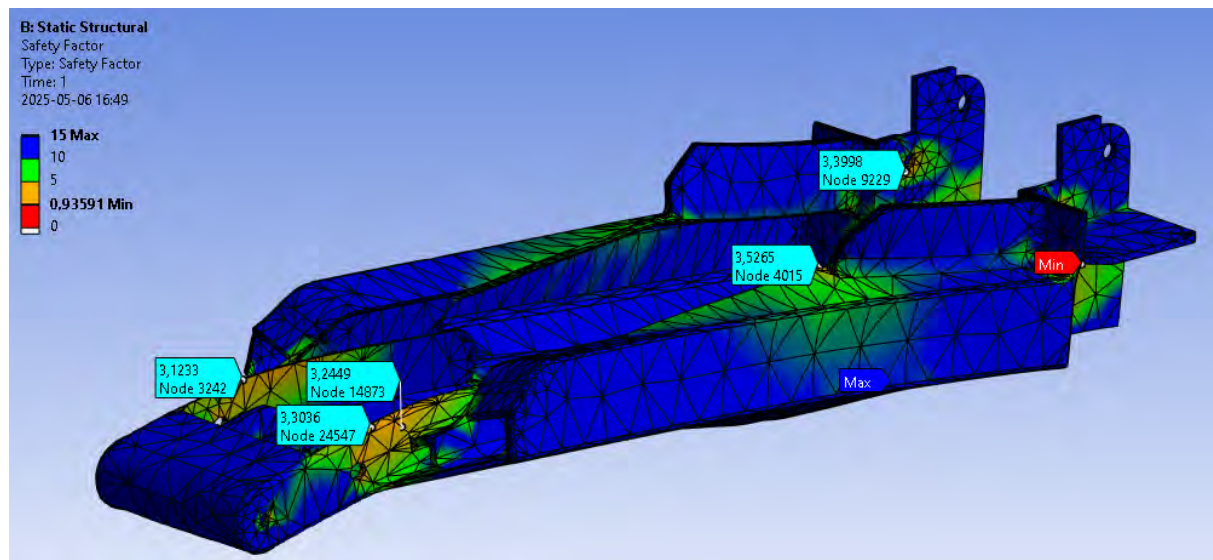


Mittläge

A57 - Setup

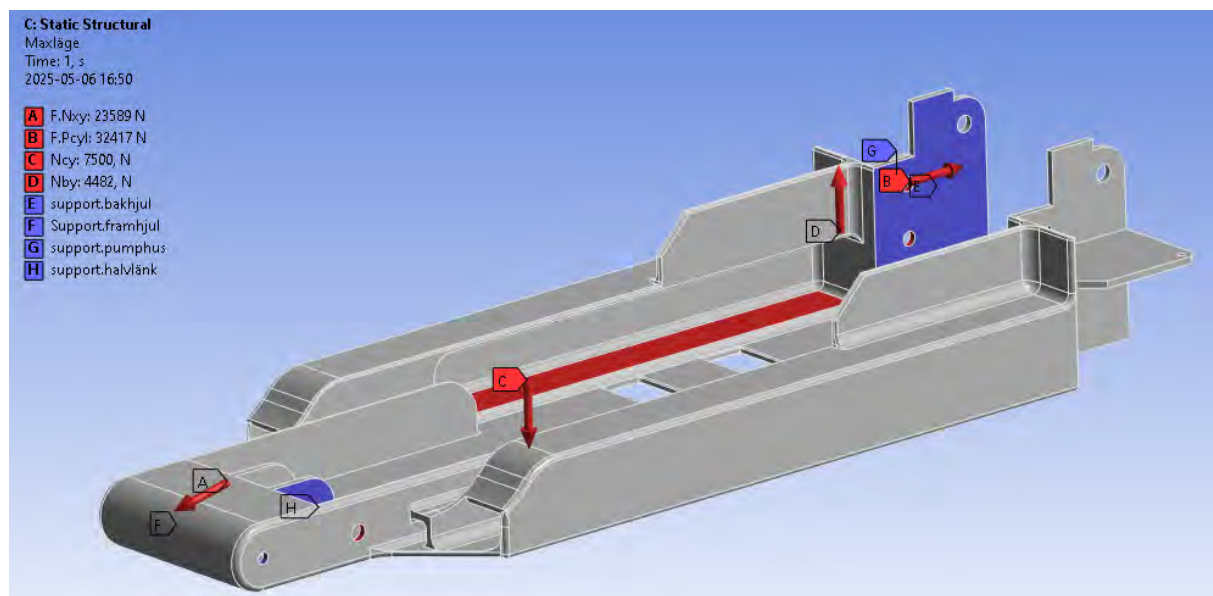


A58 - Alla krafter

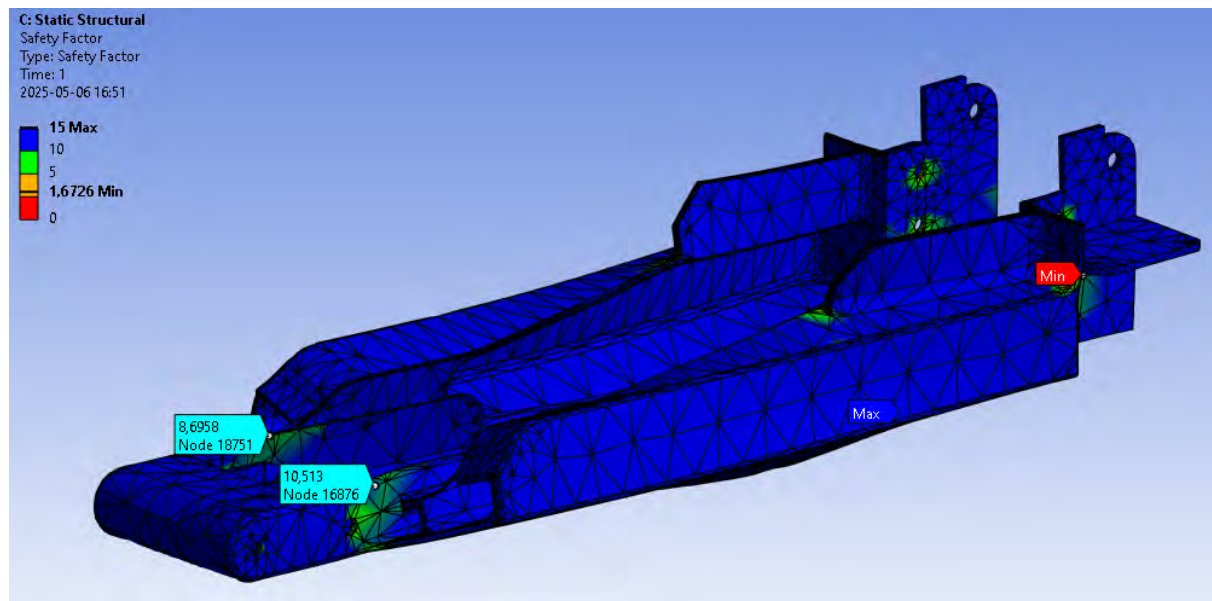


Maxläge

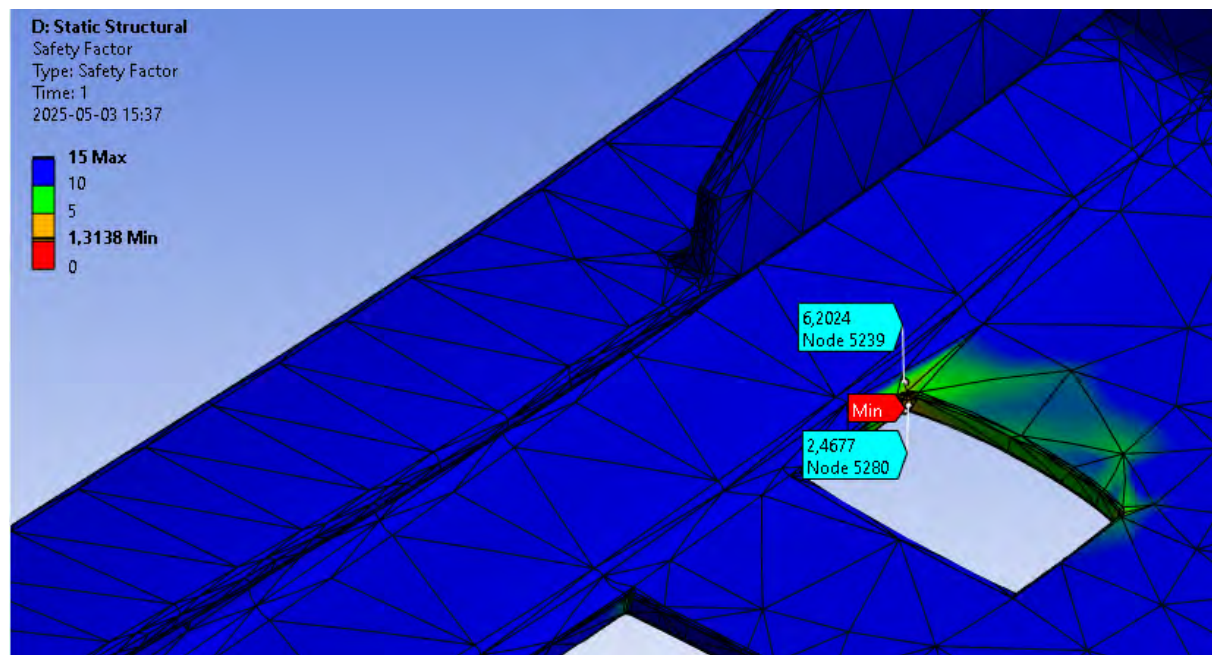
A59 - Setup



A60 - Alla krafter



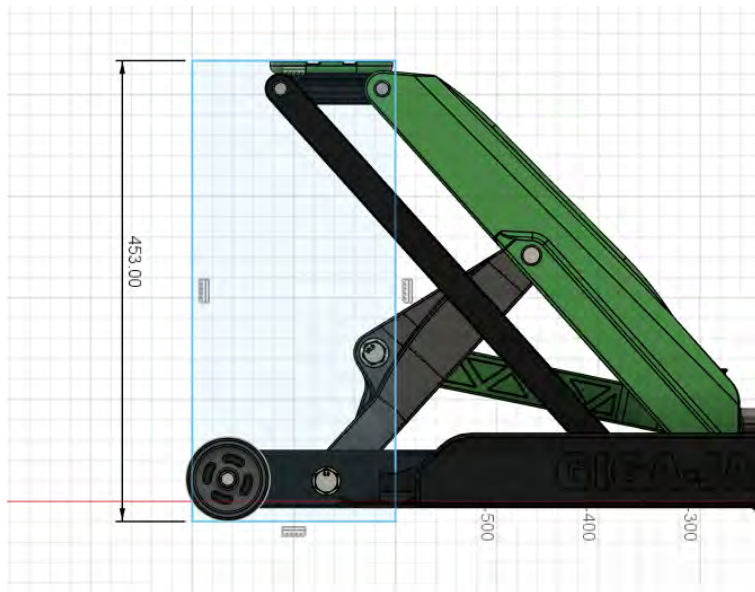
A61 - Låsning mittläge



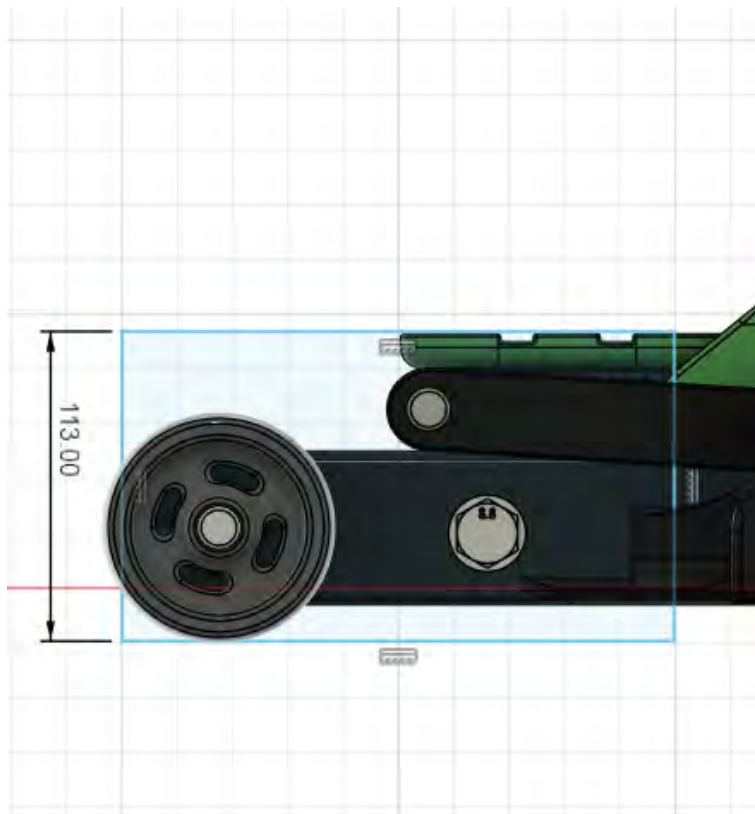
Resultat

Specifikationer

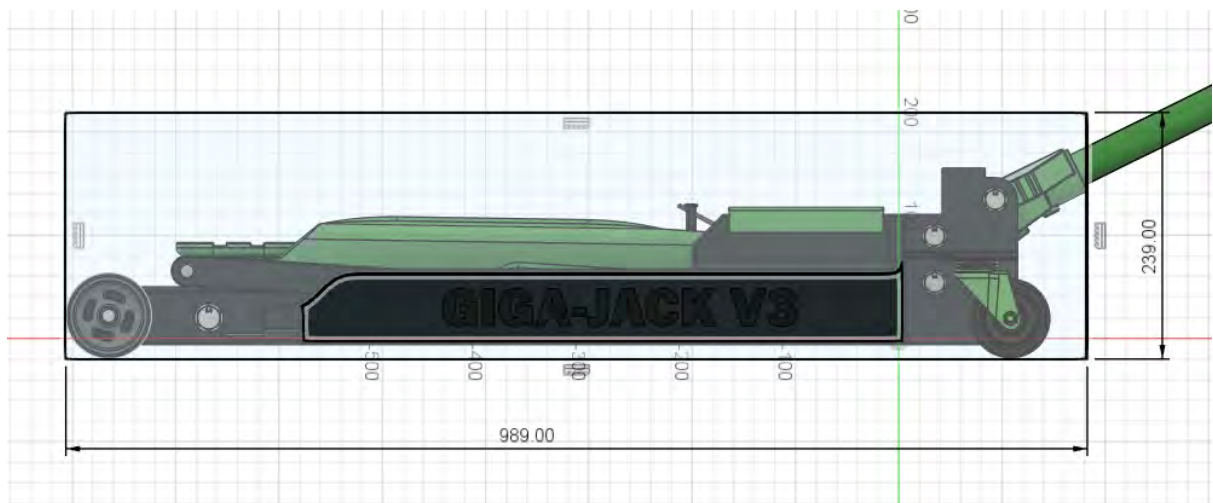
R1 - Lyfthöjd max



R2 - Lyfthöjd min



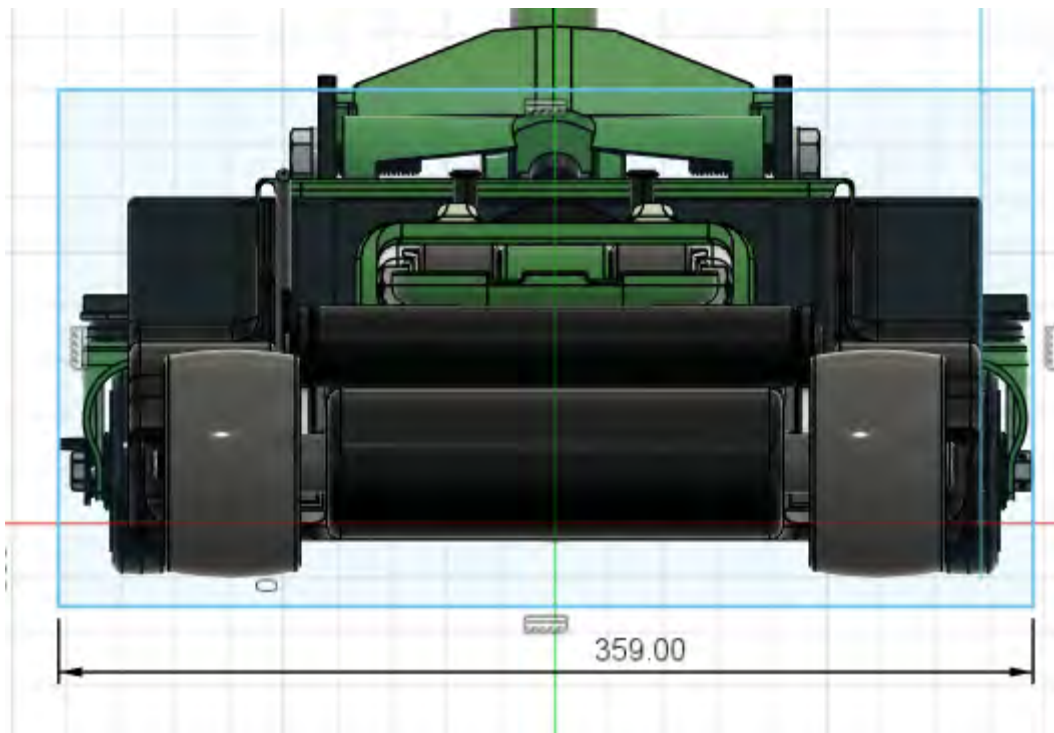
R3 - Längd och höjd utan handtag



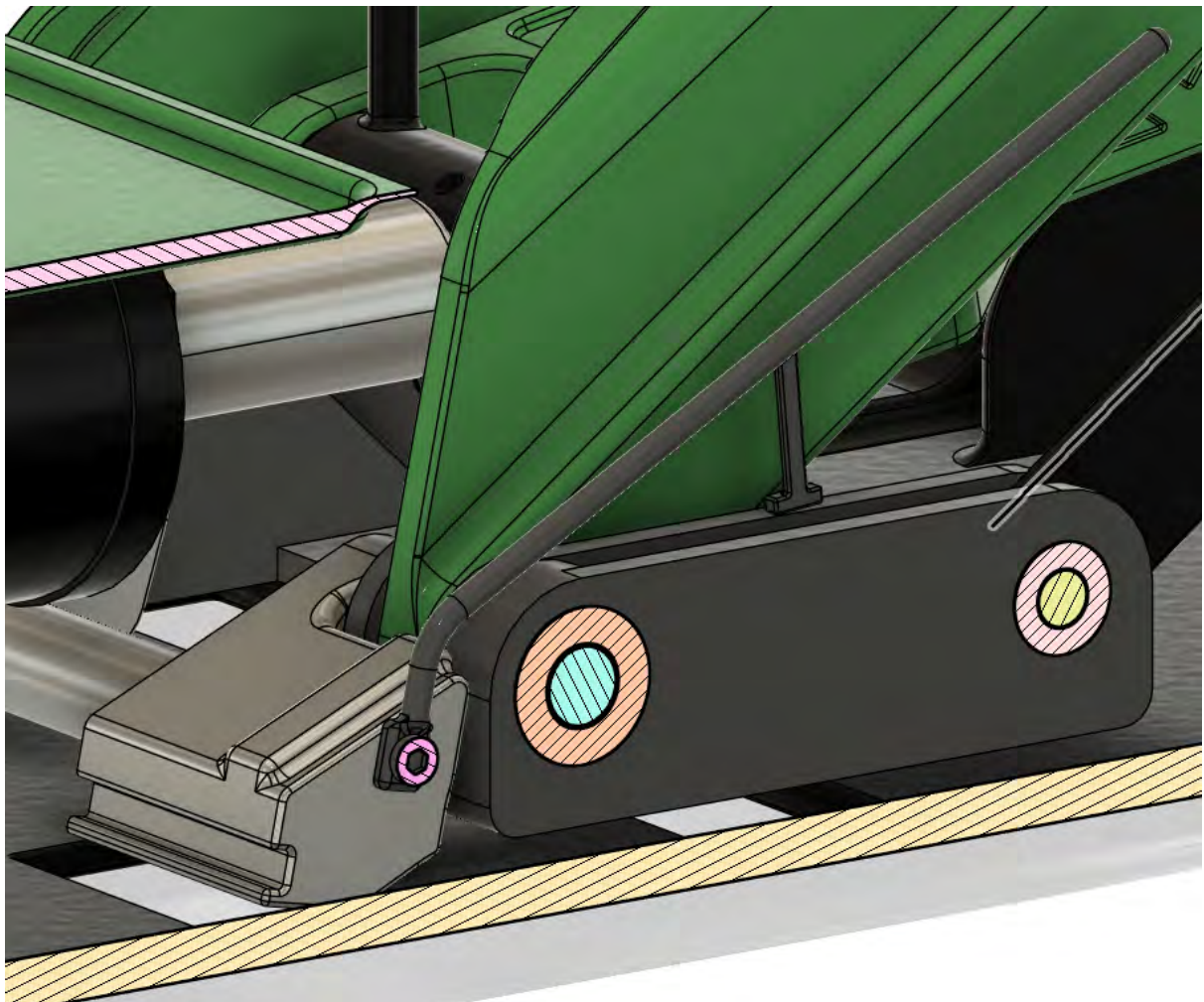
R4 - och höjd med handtag



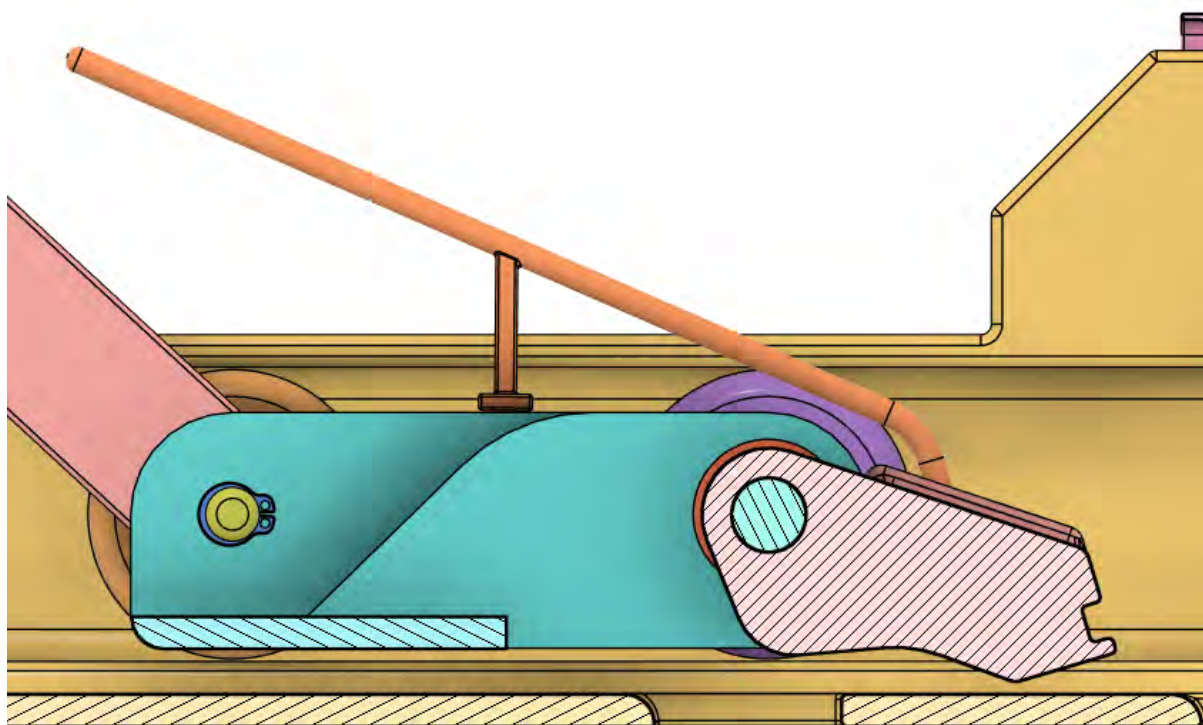
R5 - Bredd



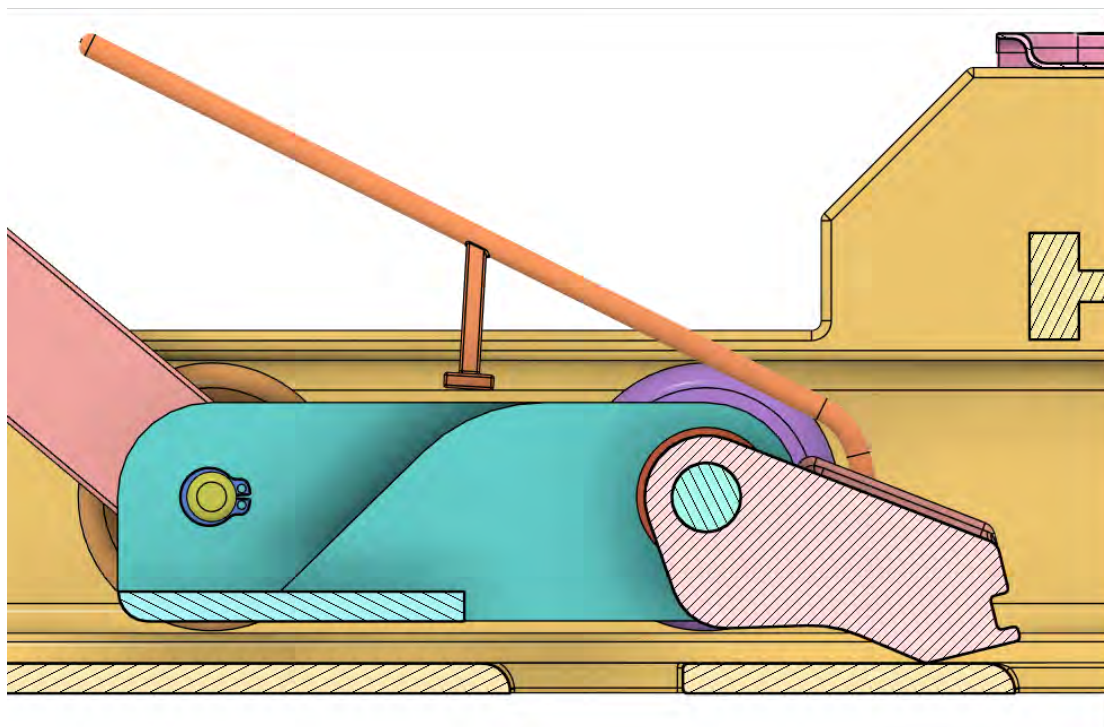
R6 - med haspel och manöverhandtag



R7 - Helt olåst läge haspel



R8 - Redo att låsa läge haspel



R9 - Helt låst läge

