

## Konstruktion av bakgavellift

– För jämnlastbil med lågt chassi och ett långt in undermonterat drag

Design of tail lift – For a low chassi rigid truck with a drawbar coupling placed far in under the vehicle

*Examensarbete för högskoleingenjörsexamen inom  
Maskiningenjörsprogrammet*

**Annlouise Hermansson**  
**Heléne Jarlsson**

Institutionen för Material- och tillverkningsteknik  
Avdelningen för Avancerad oförstörande provning  
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA  
Göteborg, Sweden, 2013  
Examinator: Gert Persson  
Examensarbete No. 96/2013

## Förord

---

Vi vill börja med att säga att vi har haft ett mycket roligt och lärorikt examensarbete.

Att vi lärt oss mycket kan vi tacka våra fantastiska handledare från Volvo Group Trucks Technology och ÅF för, Lena Larsson och Christian Hellqvist. Och inte att förglömma är de andra killarna på Tunga Fordon på ÅF, Daniel Lundgren, Daniel Karlsson, Dennis Persson och Emil Pettersson.

Vi vill också tacka Daniel Odelius och övrig personal på ÅF som varit så hjälpsamma och bemött oss med stor värme.

Ett stort tack skall också riktas till chaufförerna på Kinnarps och Schenker samt annan personal som hjälpt oss där. Vi vill rikta ett särskilt stort tack till Assar Jarlsson på Kinnarps som vi har haft mycket kontakt med.

Till sist vill vi tacka Gert Persson vår handledare på Chalmers tekniska högskola som aktivt stöttade oss i vårt projekt och gett oss kloka råd. Samt ÅF och AB Volvo för att vi fått tillfälle att göra ett sådant lärorikt och roligt examensarbete hos dem.

## Abstract

---

As a part of the Dou<sup>2</sup>-project, this project is to design a tail-lift for Volvo Group Trucks Technology's rigid truck.

There are today no satisfying solutions on the market as how to place a tail-lift on a, low chassis, rigid truck with a trailer, where the drawbar coupling is positioned 1900 mm in under the vehicle

The main problem is the absence of space. Besides the tail-lift itself there is to be room for rear underrun protection, taillights and reflectors. The constraint that limits the space most is, due the position of the drawbar coupling and the chassis heights, the drawbar, which accordingly to standard needs room to tilt 6 degrees relative from the horizontal plane of the vehicle.

On behalf of ÅF and Volvo Group Trucks Technology a concept solution has been made. The tail-lift is constructed as a foldable lift with a fix mounting, where all components are placed within the steering tunnel to maximise the space used. The tail-lift platform is designed as three parts, which is folded in two steps. The first step is done manually, while the second is done with the support of a hydraulic cylinder.

During the project there has been a large focus on developing a tail-lift, which won't complicate the managing of swap bodies. As for the lift to not cause any nuisance while replacing swap bodies at an intermodal terminal, the tail-lift is placed below the frame at the trucks rear. The same principle applies while shunting swap bodies, where the lift is lowered in conjunction with folding down the supporting legs.

As for the rear underrun protection, the tail-lift itself will be used as such. The tail-lift's platform will, when folded, also be used for placement of taillights and reflectors. The calculation of the required load for a RUP is not included in the scope of this thesis.

## Sammanfattning

---

Detta arbete har utförts som en del utav Duo<sup>2</sup>-projektet, där en bakgavellift ska tas fram för Volvo Group Trucks Technology(GTT) Duo<sup>2</sup>-kärra. Ekipaget, bestående av en jämnlastbil med lågt chassi och två centralaxeltrailer, har ett undermonterat drag placerat 1900 mm in under bilen.

I dagsläget finns det ingen bra lösning för att placera en bakgavellift på ekipage med det utförandet som Duo<sup>2</sup>-kärran har i och med de omständigheter som är, med släp påkopplat.

Det främsta problemet är att utrymmet där liften kan placeras är mycket begränsat. Dessa begränsningar beror främst på kopplingens placering, då den är placerad längre fram än på många andra ekipage för att förbättra ekipagets stabilitet. Varav inverkan av svepet från dragstången blir större än i andra fall. Även den låga chassihöjden begränsar området ytterligare. Utöver liften ska det inom samma utrymme finnas rum för uppfällt underkörningsskydd, belysning och reflexer.

På uppdrag av ÅF och Volvo GTT har det tagits fram ett koncept för att lösa problemet. Bakgavelliften är en hopfällbar konstruktion, med en fix infästning, där samtliga infästningar är placerade innanför styrtunneln för att maximalt utnyttja det utrymme som finns tillgängligt. Lyftplattformen är uppdelad i tre komponenter, där hopvikningen sker i två steg. Det första hopvikningssteget sker manuellt, medan steg nummer två viks ihop ytterligare en gång med hjälp av en hydraulcylinder.

Stor fokus har lagts på att hitta en lösning som inte komplicerar hanteringen vid växelflakbyten och avlastning av varor. Bakgavelliften ligger i sitt parkerade läge under växelflaget, då liften inte används. Detta av den anledningen att när skåpet lyfts av med truck vid en kombiterminal, kommer den inte vara i vägen. Detsamma gäller för växling av skåp, där liften kan sänkas ned något från sitt parkerade läge i samband med att växelflakets stödben fälls ned, för säker avställning.

Placering av underkörningsskydd har diskuterats och lösts genom att själva liften ska kunna fungera som underkörningsskydd. Den kommer även att bära bilens bakre belysning och utgör det bakre underkörningsskyddet.

# Innehållsförteckning

---

<b>1 INLEDNING</b> .....	<b>1</b>
1.1 BAKGRUND .....	1
1.2 SYFTE .....	1
1.3 MÅL.....	1
1.4 AVGRÄNSNINGAR .....	2
1.5 PRECISERING AV FRÅGESTÄLLNINGAR .....	2
<b>2 TEORETISK REFERENS RAM</b> .....	<b>3</b>
2.1 LAGAR OCH STANDARDER .....	3
2.2 TEKNISK TEORI.....	9
2.3 ARBETSMETODIK.....	15
<b>3 METOD</b> .....	<b>16</b>
3.1 ARBETSGÅNG .....	16
3.2 GENOMFÖRADE AV INTERVJUVER OCH OBSERVATIONER.....	17
3.3 FRAMTAGNING AV KRAVSPECIFIKATION .....	17
3.4 UTVÄRDERING AV KONCEPT.....	17
<b>4 POJEKTERS FÖRUTSÄTTNINGAR</b> .....	<b>18</b>
4.1 DUBBELKÄRRANS MÄTTSÄTTNING .....	18
4.2 PACKVOLYM .....	20
<b>5 NULÄGES BESKRIVNING</b> .....	<b>23</b>
5.1 LASTNINGSREDSKAP .....	23
5.2 LASTNINGSMILJÖ.....	24
5.3 VÄXLING AV FLAK MELLAN LASTBILAR .....	27
5.4 GOLVTJOCKLEK PÅ VÄXELFLAK .....	27
5.5 BAKGAVELLIFTAR .....	28
5.6 EXISTERANDE LÖSNING.....	30
5.7 ANALYS - PROBLEMET MED DAGENS LIFTAR .....	31
<b>6 KRAV OCH ÖNSKEMÅL SOM BEHANDLADES I PROJEKTET</b> .....	<b>32</b>
6.1 LYFTHÖJD.....	32
6.2 LASTKAPACITET .....	32
6.3 LYFTYTA.....	32
<b>7 KONCEPT FRAMTAGNING</b> .....	<b>33</b>
7.1 TEKNISK ANALYS AV LIFTENS DELAR OCH PLACERING .....	33
7.2 KONCEPT.....	36
7.3 DELLÖSNINGAR .....	38
7.4 KONCEPTUTVÄRDERING.....	40
7.5 VAL AV KONCEPT .....	42
<b>8 SLUTKONSTRUKTION</b> .....	<b>43</b>
8.1 KONCEPTETS UPPBYGGNAD.....	43
8.2 HÖPVIKNING AV LYFTPLATTAN .....	43
8.3 LYFTSYSTEMET.....	44
8.4 TILTNINGSSYSTEMET .....	45
8.5 PLACERING AV LIFTENSDELAR.....	45

<b>9 DETALJKONSTRUKTION.....</b>	<b>48</b>
9.1 VAL AV MATERIAL.....	48
9.2 DIMENSIONERING AV HYDRAULIK.....	48
9.3 DIMENSIONERING AV INFÄSTNINGSBALKEN.....	52
9.4 LYFTARMEN.....	54
9.6 LAGERINFÄSTNINGAR.....	59
9.7 PLACERING AV UNDERKÖRNINGSSKYDD OCH LAMPOR.....	62
<b>10 RESULTAT.....</b>	<b>64</b>
VÄXLING AV SKÅP SAMT FÖRVARING AV LIFT.....	64
UNDERKÖRNINGSSKYDD OCH BELYSNING.....	64
PRODUKTSPECIFIKATION.....	65
REKOMENDATION PÅ FORTSATT ARBETE.....	65
<b>11 KÄLLFÖRTECKNING.....</b>	<b>66</b>
<b>APPENDIX</b>	
BILAGA A – EUROPA MODUL SYSTEMET (EMS).....	I
BILAGA B – BRAINSTORMING.....	III
BILAGA C – OSTRUKTURERAD INTERVJU: FORDONSANSVARIG, KINNARPS AB.....	VII
BILAGA D – OSTRUKTURERAD INTERVJU: CHAUFFÖRER, KINNARPS AB.....	VIII
BILAGA E – OSTRUKTURERAD INTERVJU: CHAUFFÖR, SCHENKER AB.....	X
BILAGA F – ELIMINERINGSBLANKETT.....	XII
BILAGA G – BERÄKNING AV KRAFTER.....	XIII
BILAGA I – KRAVSPECIFIKATION.....	XXV
BILAGA J – STACKE HYDRAULIK, PRODUKTBLAD DA0101.....	XXVIII
BILAGA K – STACKE HYDRAULIK, PRODUKTBLAD DAXX02/03.....	XXIX
BILAGA L – FRAMTAGNING AV SLAGLÄNGDER.....	XXX
BILAGA M – BERÄKNINGAR AV BULTFÖRBAND.....	XXXIV
BILAGA N – ANSÄTTNING AV KRAFTER OCH VEIFIERING AV FEM-ANALYS AV LYFTARM.....	XXXV
BILAGA O – FEM-ANALYS AV SPÄNNINGSKONCENTRATION OCH UTBÖJNING.....	XXXVIII
BILAGA P – DIMENSIONERING AV GLIDLAGER.....	XLIII
BILAGA Q – BILDER PÅ SLUTRESULTAT.....	XLVII
BILAGA R – RITNINGAR.....	XLIX

# 1 Inledning

---

I början av 2000-talet startades ett samarbete mellan företag och myndigheter för att minska de stora utsläppen från transportindustrin. Projektet kom att kallas DUO<sup>2</sup> och två av företagen som kom att medverka i samarbetet var Epsilon och Volvo Lastvagnar. Dessa två företag var tillsammans uppdragsgivare för detta arbete.

## 1.1 Bakgrund

För att på ett effektivt och ergonomiska sätt kunna lossa last används ofta bakgavelliftar, dessa finns idag på nästa alla distributionsbilar. Den lastbil som byggs i DUO<sup>2</sup>-projektet skall kunna användas för både distribution- och landsvägskörning, därför efterfrågas en bakgavellift som är anpassad för växling av växelskåp.

För att liften skall kunna vara optimal för hantering av växelflak krävs att bakgavelliften inte medför komplikationer och extra arbetsmoment vid växlingen. Samtidigt som bakgavelliften enkelt ska kunna fås med under färd, då släpvagnarna är påkopplade.

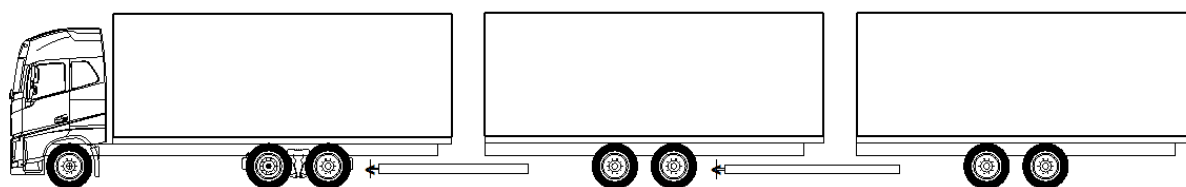


Fig. 1.1.1 Dubbelkärra

I DUO<sup>2</sup>-projekt används fordonskombinationen dubbelkärra, lastbil-kärra-kärra (se fig. 1.1.1), vilken utgår utifrån modulerna inom Europa modul systemet, EMS (se bilaga A s. I). För att uppnå den stabilitet som krävs för att köra dessa längre ekipage är chassit sänkt och kopplingen är monterad långt fram (se avsnitt 4.1 s. 19).

Bakgavelliften som skall tas fram skall kunna placeras antingen på fordonet eller på en av karrorna.

## 1.2 Syfte

Syftet med projektet är att ta fram en bakgavellift som passar för AB Volvos jämnlastbil och kartlägga det utrymme som finns för placering av liften, samt hur man bäst kan utnyttja detta.

Det skall i konceptet även tas hänsyn till att det ska finnas underkörningsskydd och lampor enligt lag.

## 1.3 Mål

Målet med projektet är att kartlägga de utrymmen där liften kan placeras. Projektet skall slutligen resultera i en enklare ritning av det mest lovande konceptet samt en förenklad CAD-modell.

## **1.4 Avgränsningar**

I detta projekt kommer inte hänsyn tas till kostnader och konstruktionen kommer inte att vara anpassad för andra modeller av lastbilar än Volvos jämnlastbil och växelskåp av typen C782. Hänsyn tas heller inte till lagar i andra länder än Sverige.

## **1.5 Precisering av frågeställningar**

Under projektet är syftet att följande frågor besvaras:

### **Hur skall liften få plats under transport?**

Vad är det som begränsar utrymmet där liften kan sitta?

Hur kan liften vara utformad/konstruerad för att få plats.

### **Vilka lagar gäller för de lampor som sitter i området kring bakgavelliften?**

Vilka lampor måste finnas med?

Hur får lamporna vara placerade och riktade?

### **Vilka lagar finns för underkörningsskydd?**

Hur skall underkörningsskyddet vara utformat?

Hur skall det vara placerat?

### **Hur skall liften bli konkurrenskraftig?**

Vad vill användaren ha?

Vad skall skilja liften från andra liftar på marknaden?



## 2 Teoretisk referensram

---

*Detta kapitel innehåller information om de lagar, standarder och teknisk teori som behandlats under projektet.*

### 2.1 Lagar och standarder

De föreskrifter som är aktuella för projektet är gällande de komponenter vilka ska vara placerade bak på fordon och släpvagn, samt standard för växelflak.

#### 2.1.1 Bakre underkörningsskydd

Underkörningsskydd skall finnas på alla lastbilar och släpvagnar med en vikt överstigande 3500 kg för att skydda bilister vid kollision. Det bakre underkörningsskyddet ska uppfylla krav från Vägverkets direktiv 70/221/EEG och vara godkänd enligt FN:s ECE-föreskrift nr 58 (VVFS 2003).

Ett underkörningsskydd skall vara utformat på så vis att en bakomvarande bil inte skall komma in och bli klämd under lastbil eller släpvagn. Underkörningsskyddet kan utgöras utav ett separat underkörningsskydd, fordonets kaross, chassidelar eller andra komponenter som är utformade för att fungera som ett bakre underkörningsskydd.

#### **Utformning**

Underkörningsskyddet skall vara utformat i form av ett trubbigt bakstycke med en höjd på minst 100 mm. Med trubbig menas att ingen krökningsradie får understiga 2,5 mm. Underkörningsskyddet ska även ha en utbredning i sidled som ligger mellan ett avstånd på 100-200 mm från fordonets yttre begränsningsyta, vilket ger en total bredd på 2100-2300 mm. (VVFS 2003).

Underkörningsskyddet skall hålla för fördefinierad provning, där konstruktionen skall hålla för en last som symboliserar en kollision. Provningsen skall ske genom två symmetriskt pålagda krafter, vilken maximalt får ge upphov till en deformation på 400 mm mätt ifrån flakets bakersta begränsningsplan (VVFS 2003).

#### **Placering**

Placeringen i höjddled, för ett olastat fordon med upplyftbar bakaxel 650 mm, skall inte överstiga 550 mm, mätt mellan markplan och upp till underkörningsskyddets undre kant (VVFS 2003).

Ett separat underkörningsskydd får vara utformat så att det kan placeras i olika lägen. Då gäller det att underkörningsskyddet i de olika positionerna är omöjligt att ändra oavsiktligt. Kraften för att byta läge får inte överstiga 400 N (FN/ECE 2008).

#### **Underkörningsskydd i kombination med lyftplattformar**

Då det finns en bakgavellift monterad baktill på fordonet kan ett separat underkörningsskydd användas. Det är då tillåtet att göra utskärningar/urtag i underkörningsskyddet för att inte mekanismens skall påverkas. Dessa urtag får maximalt ha ett mellanrum på 25 mm mellan underkörningsskyddet och liftens komponenter(VVFS 2003).

### 2.1.2 Lampor och reflexer

Denna information är hämtad från föreskriften nr 48 från Förenta nationernas ekonomiska kommission för Europa (FN/ECE) – Enhetliga bestämmelser för typgodkännande av fordon med avseende på installering av belysnings- och ljussignalanordningar från 2011.

#### **Obligatoriska lampor och reflexer**

Lampor som skall finnas bak på en lastbil är, positionsljus, dimljus, skyltljus, bredmarkeringslampor, blinkers och backljus. Det skall även finnas en rund reflektor (FN/ECE 2011).

#### **Geometriska placeringar**

Lyktans referensaxel skall vara placerad parallellt med fordonets bärplan på vägen och dessutom vara vinkelrät mot fordonets längsgående mittplan (se fig. 2.1.2.1), en avvikelse på  $\pm 3^\circ$  är tillåtet (FN/ECE 2011).

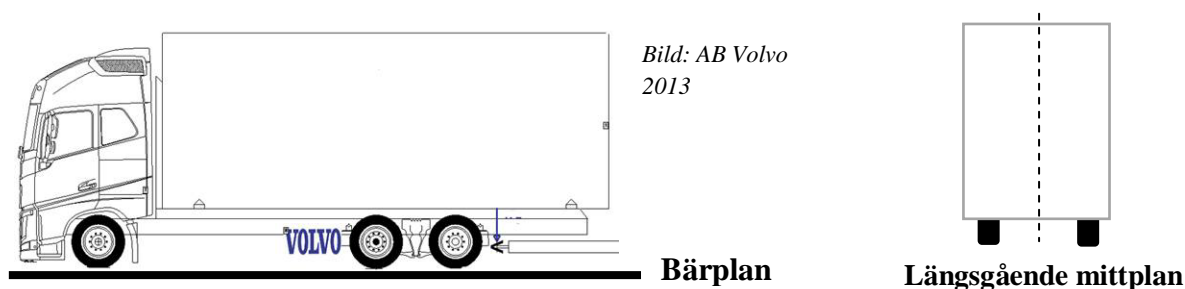


Fig. 2.1.2.1 a) fordonets bärplan b) fordonets längsgående mittplan

Lampor som bildar par skall sitta symmetriskt kring fordonets längsgående mittplan, om fordonets geometri gör det omöjligt ska kravet uppfyllas så nära som möjligt.

Olika lyktor får vara grupperade, kombinerade och sammanbyggda med varandra. Med undantag för blinkers och stopplyktor som inte får vara sammanbyggda (FN/ECE 2011).

#### **Placering på rörliga delar**

Om lyktorna skall monteras på rörliga delar så måste följande krav uppfyllas (FN/ECE 2011):

1. Bakre positionslyktor, bakre körriktningsvisare och de bakre reflektorerna, triangelformade och icke triangelformade, måste uppfylla dessa krav om de skall sitta på rörliga delar:
  - Lamporna på de rörliga delarna måste uppfylla samma krav som en fast installerad lampa vad gällande krav på placering och ljusets synlighet då de rörliga delarna står i alla dess fasta lägen.
  - Om ytterligare lyktor används då den rörliga delen står i ett fast öppet läge förutsätts dessa lampor uppfylla samma krav som lyktor som installerats på den rörliga delen.
2. Om de rörliga delarna står i ett annat läge än normalt så får de lampor som installerats inte störa andra trafikanter.

### Måttsättning för placering av lampkombination

Vid utformning av den plats där lamporna skall placeras kommer hänsyn endast tas till största respektive minsta värde som går att finna för de lampor som skall sitta bak på lastbilen vad gäller vinklar och geografisk placering. Anledningen är att i projektet kom en färdig lampmodul att användas.

I bilden (se fig. 2.1.2.2) visas hur lamporna får vara placerade. I höjded led måste lampmodulen placeras på så vis att dess översta punkt inte överstiga 900 mm från bärplanet, samt att den understa punkten måste vara placerad minst 200 mm över bärplanet. I horisontal led får lamporna inte vara placerade längre ifrån bilens ytrekant än 400 mm och inte sitta närmare det längsgående mittplan än 600 mm (FN/ECE 2011).

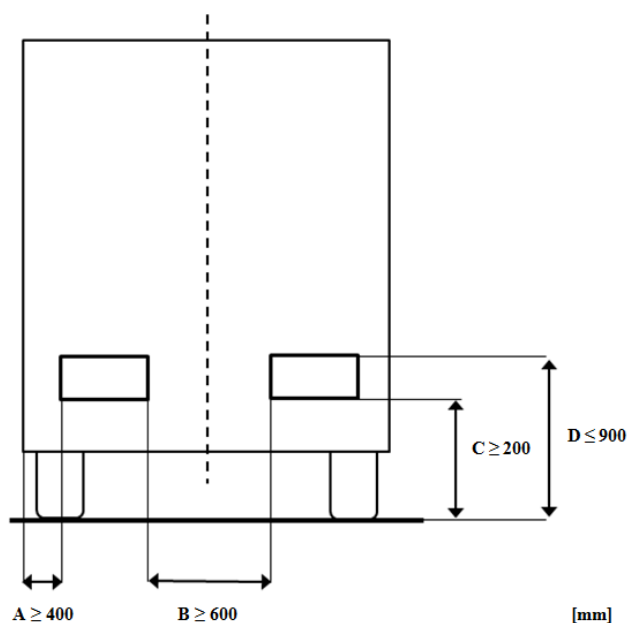


Fig. 2.1.2.2 Placering av lampkombinationer bak på fordonet

I horisontal led får lamporna maximalt avge ljus i en vinkel på 80 grader utåt och maximalt 45 grader inåt (se fig. 2.1.2.3 a). I vertikal-led får vinklarna maximalt lysa 15 grader uppåt och 20 grader nedåt (se fig. 2.1.2.3 b). (FN/ECE 2011).

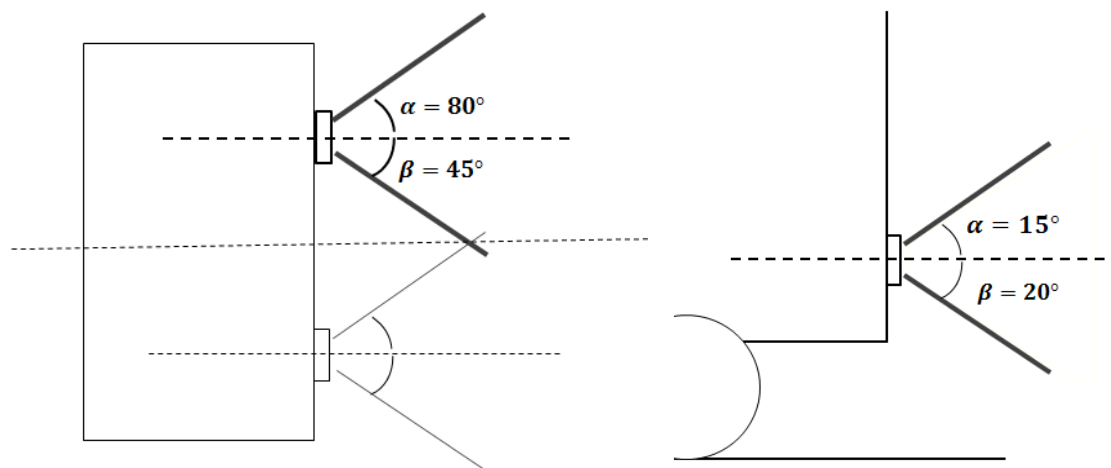


Fig. 2.1.2.3 Vinklar för lamporna bak på fordonet a) topp-vy b) sido-vy

### 2.1.3 Dragstång

Tunga fordon med släpvagn skall kunna svänga med fullt rattutslag utan att kopplingen eller dragstången tar i varandra. Detta skall kunna ske samtidigt som dragstången lutar  $\pm 6$  grader relativt horisontalplanet. (VVFS 2003).

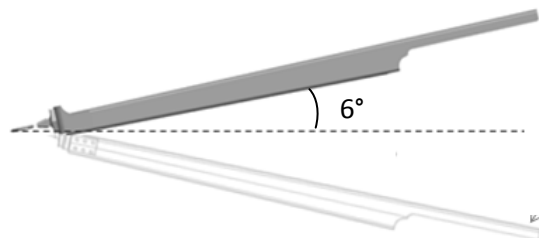


Fig. 2.1.3.1 Dragstångens lutning

### 2.1.4 Växelflak

Ett växelflak är en form av lastbärare som går att byta från lastbil till lastbil. De regler som gäller för växelflak finns samlade i Svenska Standard SS-EN 284.

Växelflak inom klass C finns i tre olika storlekar C715, C745 och C782. Det flak som använts i detta projekt är C782 och har en lastlängd på 7820 mm. Bredden på skåpen skall enligt standard vara 2500 mm. I Sverige finns det även skåp med bredden 2600 mm, vilket ofta används till kyltransporter. (SS-EN 284 1992)

Det finns inga höjdbestämmelser för skåpen i Sverige. Emellertid begränsas höjden utav storlek på tunnlarna utefter järnvägsprofilen.

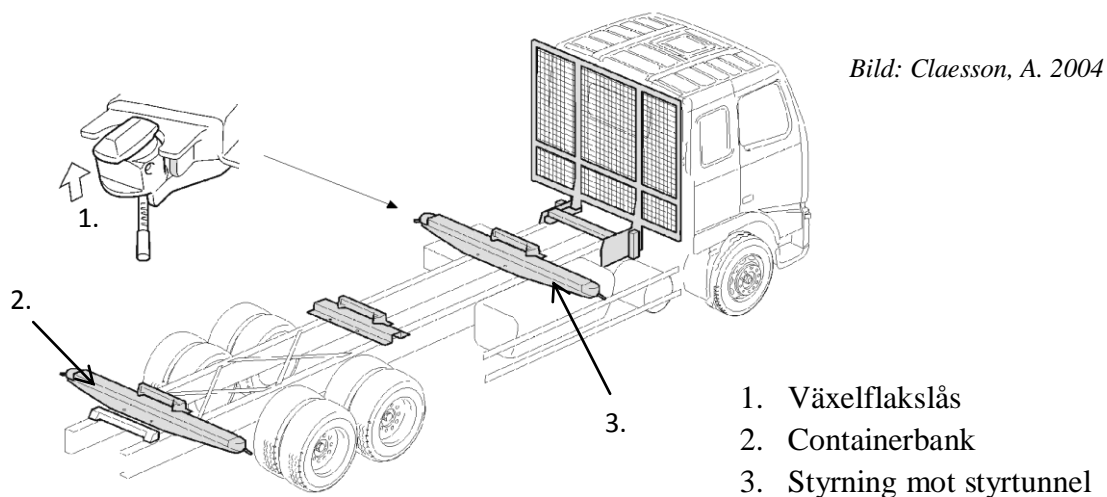


Fig. 2.1.4.1 Benämning av växelflaks relaterade detaljer på bilen

Det som skiljer växelflak från containrar är stommen. Containrar är konstruerade för att hålla för att staplas, vilket de gör vid sjötransport, medan växelflak är konstruerade för att vara lätta. Fästpunkterna för containrar och växelflak är således desamma. Fästningarna är standardiserade för samtliga lastlängder, så att alla skåp ska kunna köras på tågsätt och kärror utan att de skall behöva regleras.

### Växelflaksås

Fästpunkterna för växelflak benämns växelflaksås och sitter placerade på en så kallad containerbank (se fig. 2.1.4.1). Växelflaksåsen sitter i två lås par på flakets undersida. Låsen är placerade på ett avstånd  $b_2$  på 2259 mm ifrån varandra och sitter på ett avstånd  $l_2$  på 5853 mm mellan paren (se fig. 2.1.4.2). (SS-EN 284 1992)

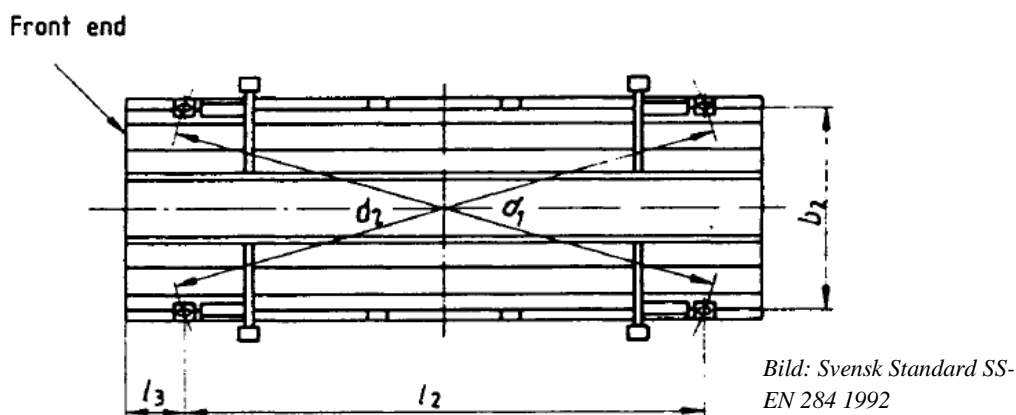


Fig. 2.1.4.2 Undersidan av ett växelflak

### Styrtunnel

En annan detalj som skiljer växelflak från containrar är att på undersidan av växelflaget finns det en styrtunnel för att styra fordonet rätt vid växling av skåp. Detta utrymme begränsas av två längsgående balkar, vilka ska vara placerade 600 mm ifrån varandra och ha en höjd på minst 90 mm (se fig. 2.1.4.3) (SS-EN 284 1992).

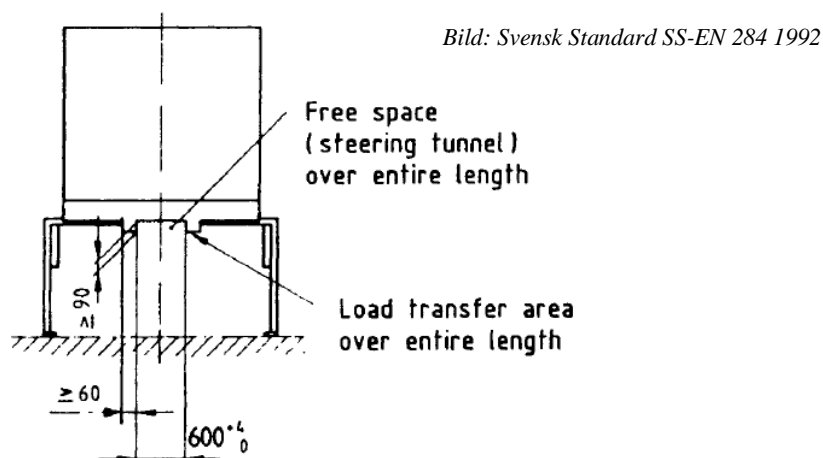


Fig. 2.1.4.3 Styrtunnelns mått och placering

### Flakgolvhöjd

Höjden upp till flakets golv kan variera stort mellan olika tillverkare, där svenska standarden ger utrymme från en golvhöjd på 140 mm till 340 mm (se fig. 2.1.4.4) (SS-EN 284 1992).

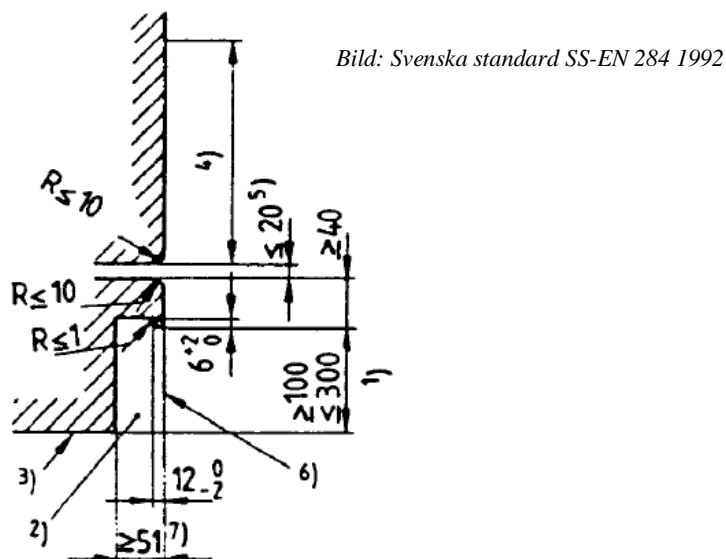


Fig. 2.1.4.4 Golvkant, bakparti växelskåp

### 2.1.5 Vägutformning

En rak transportväg för tunga fordon skall med god standard maximalt ha en lutning på 6 % och med dålig standard 8 %. En väg för tunga fordon med tvärfall skall inte ha en diagonal lutning större än 10 % och en väg med god standard inte mer än 8 % (Vägverket 2001).

Diagonalens lutning definieras som resultanten av vägens längslutning och tvärfall

$$d = \sqrt{i^2 + E^2}$$

$d$  = Snedställning

$i$  = Längslutning

$E$  = Tvärfall

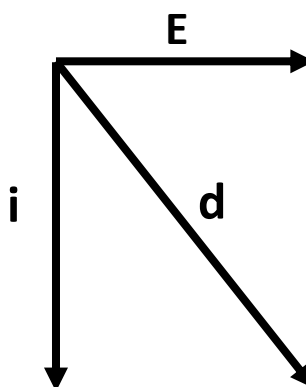


Fig. 2.1.5.1 definition av snedlutning

## 2.2 Teknisk teori

Den här delen av kapitlet behandlar maskinelement som används till bakgavelliften och grundläggande lastbilsteori, samt information om olika termer i det FEM-beräkningsprogram som använts, Pro mechanica.

### 2.2.1 Lastbilsteori

Generellt körs det med två olika typer av lastbilar i Sverige, jämnlastare och traktordragare (se fig. 2.2.1.1). En jämnlastbil skiljer sig främst från en traktordragare genom att den är längre samt att den har en annan typ av kopplingsanordning.



Fig. 2.2.1.1 a) Jämnlastbil b) Traktordragare

De släpvagnar som oftast kopplas till en jämnlastbil kallas centralaxeltrailer, vilket i fortsättningen kommer att benämnas som antingen släp eller kärra. På kärnan finns en dragstång vilken fästs i en dragkoppling (se fig. 2.2.1.2).

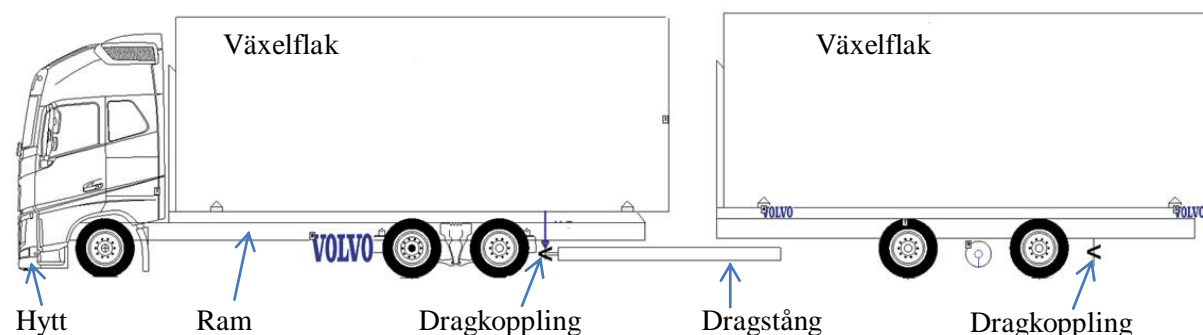


Fig. 2.2.1.2 Ekipagets delar

När kopplingspunkten är placerad in under bilen som i figur 2.2.1.2 så kallas det att bilen har ett undermonterat drag. Draget kan placeras olika långt in under bilen, några vanliga mått är 1400, 1600 och 1900 mm. Avståndet mäts från den bakre delen av skåpet och fram till kopplingspunkten.

För att frakta gods används någon form av lastbärare. Som lastbärare för en jämnlastbil används exempelvis växelflak (se avsnitt 2.1.4 s. 6) eller ett fast skåp. Växelflak används för intermodala transporter, vilket innebär att godset kan faktas både på lands- och järnvägsnät. Ett fast skåp används ofta till distributionsbilar, vilka oftast inte har drag för körning även med släpvagn.

Det som finns att fästa bavgavelliften i är främst bilens ram. Bilens ram är den komponent som hjulaxlar och annat sitter fäst i och är bestående av två längsgående balkar med u-profil (se fig. 2.2.1.3).

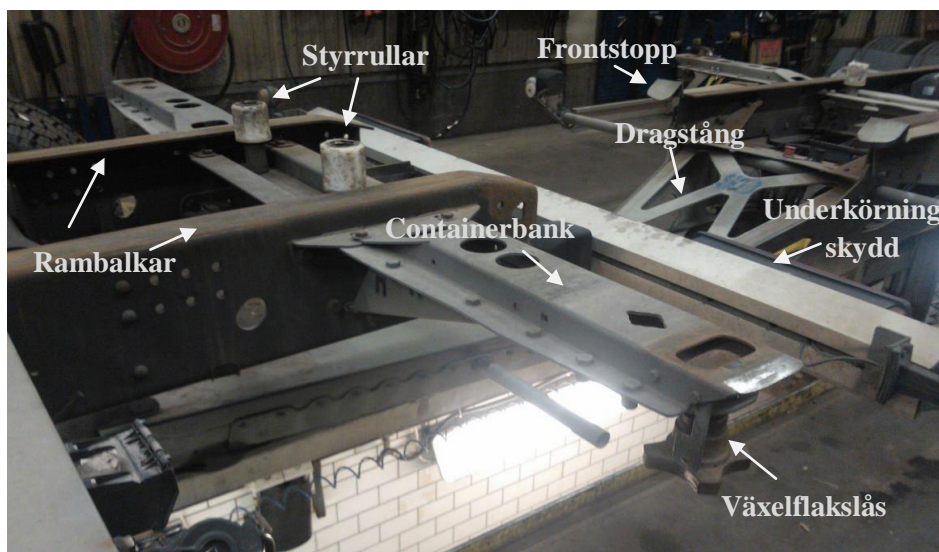


Fig. 2.2.1.3 Ram och övriga komponenter inom en lastbils bak parti

En containerbank, som syns i figur 2.2.1.3 är den chassidel som växelflaket fästs i med s.k. växelflakslås. Dessa har en förbestämmd placering utifrån växelskåpsstandarden SS-EN 284 (se avsnitt 2.1.4 s. 7).

## 2.2.2 Hydraulik

Hydraulik handlar om att överföra, lagra och styra energi med hjälp av vätskor. Eftersom vätskor är inkompressibla, formbara och vill flyta ut i alla riktningar kan en tryckkraft överföras från en plats till en annan med hjälp av slangar.

### ***Kraftomvandling***

Huvudsyftet med hydraulik är att omvandla en liten kraft till en stor. Hydrauliken utnyttjar att trycket är konstant för ett slutet system, där en kraft verkar på en area. Därav kan en liten kraft som verkar på en liten area ge en större kraft vid verkan på en större area (se fig. 2.2.2.1). Därför kan en liten kraft med hjälp av en vätska lyfta en större kraft. Hur stor kraft som kan plockas ut styrs alltså utav måtten på trycket och arean den verkar på.

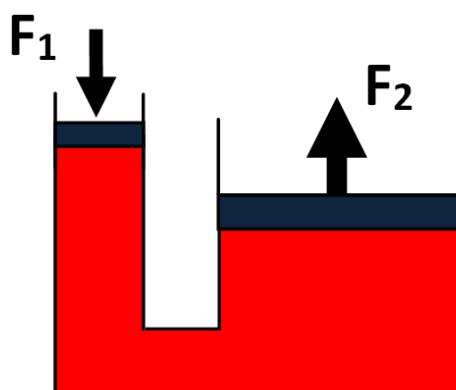


Fig. 2.2.2.1 kraftöverföring



En nackdel med hydraulik är att det du vinner i kraft förlorar du i väg. Om vätskesystemet är slutet så är vätskevolymen konstant och om den area som skall lyftas är större än den som trycks ner så måste höjd gå förlorad då vätskan trycks upp i den lyfta delen.

<p><b>Överförbar last</b></p> $F_2 = \frac{F_1 A_2}{A_1}$	<p><b>Lyfthöjd</b></p> $h_2 = \frac{h_1 A_1}{A_2}$
---	--

### ***Hydraulikens fördelar och nackdelar***

Hydraulik har mycket goda egenskaper vad gäller överförande av stora krafter och moment-utväxlingar. Detta kan dessutom ske med god precision och hög verkningsgrad vad gäller energiöverföringen.

Ytterligare fördelar är lång livslängd, att det inte krävs några rörliga delar mellan pumpen och dess verkställande mekanism samt att hydraulik kan användas i skiftande miljöer. Med hjälp av elektroniken har hydrauliken dessutom fått mycket goda styrmöjligheter (Haugnes, Steiner 1986).

Nackdelar med hydraulik är att de är känsliga för smuts och repor. Smuts i cylindern kan ge upphov till repor som i sin tur gör att systemet inte fungerar intakt. Exempelvis kan systemet bli ryckigt. Ytterligare ett problem är att hela funktionen oftast sätts ur spel då en hydraulslang går sönder. Problemet kan emellertid oftast undvikas genom en bra konstruktion (Ericsson, Tage 2011).

### ***Hydrostatiska system uppbyggnad och funktioner***

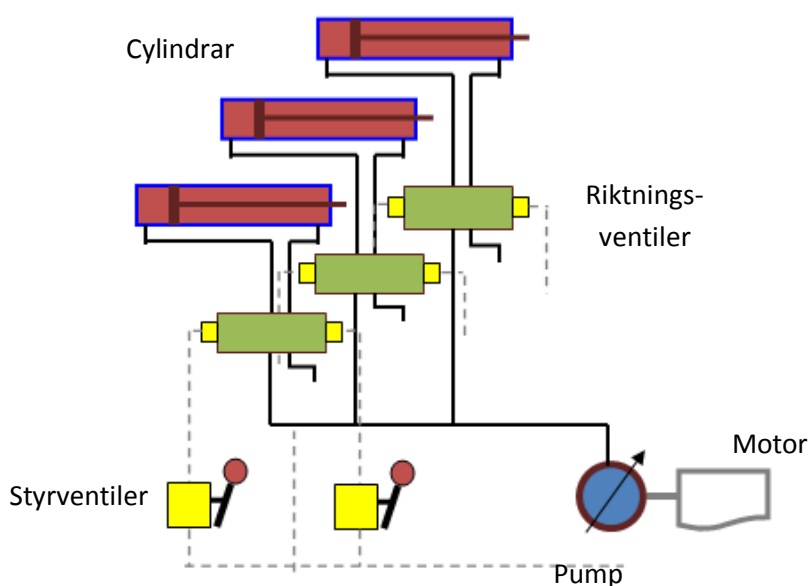


Fig. 2.2.2.2 Hydraulsystem

Förenklat kan ett hydraulsystem bestå av ett antal hydraulcylindrar som är samkopplade med en oljepump som drivs av en motor och ett styrsystem bestående av styr- och riktningventiler (se fig. 2.2.2.2 s. 11).

Oftast är det motorn som driver fordonet som också driver pumpen, men det kan också vara en extern motor. Pumpen omvandlar motorns effekt till hydraulisk effekt.

Oljan pumpas upp i system till ventiler med olika funktioner. De första ventilerna oljan når är styrventilerna som kontrolleras av användarens reglage. Styrventilerna kontrollerar i sin tur riktningventilerna som styr åt vilket håll t.ex. cylindern skall glida genom att ändra oljans riktning (Nationalencyklopedin 1992).

Förutom styr och riktningventiler brukar systemet innehålla säkerhetsventiler. Dessa har till uppgift att t.ex. hindra hastiga tryckfall då en hydraulslang går sönder eller att stoppa cylinderns rörelse då en nödstopp slås till. Systemet brukar också ha en oljetank och ett filter som tyvärr inte finns med på figur 2.2.2.2 (Haugnes, Steiner 1986).

### **Hydraulcylindrar**

En hydraulcylinder används för att omvandla oljans tryck till en mekanisk kraft. Då hydrauloljan förs in i cylindern pressas kolvstången in eller ut ur cylindern med en linjärrörelse. Hydraulcylindrar kan delas in i de som endast kan överföra kraft i en riktning, enkelverkande cylindrar, sådana som kan överföra kraft i två riktningar, dubbelverkande cylindrar och teleskopiska cylindrar som har ett kort inbyggnadsmått men lång slaglängd (Vest, Johan 2010). En teleskopcylinder består av flera cylindrar som ligger i varandra och där den ena cylindern fungerar som den andres kolvstång då de pressas ut.

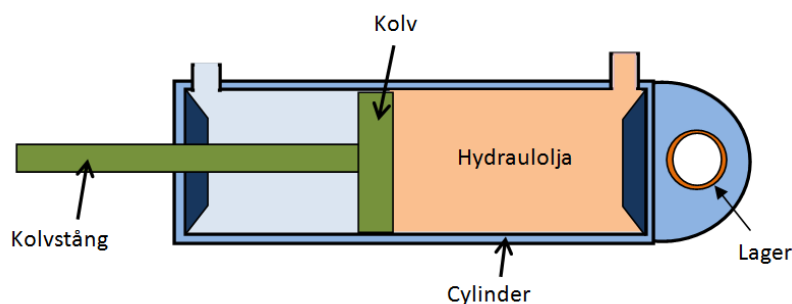


Fig. 2.2.2.3 dubbelverkande hydraulcylinder

### 2.2.3 Bussningar/Glidlager

En bussning är en form av glidlager som är utformad som en tunn cylinder (Mägi, M 2010). Bussningar kan bestå av material med låg friktion eller smörjas med olja eller fett. Bussningar fästs i lagerparten med hjälp av limning, inpressning, krympning eller ingjutning in i den komponent där den skall sitta.

För att undvika nötning bör materialet i bussningen inte vara av samma sort som det den skall vrida sig kring (Mägi, M. 2010). Oftast består denna del av ett hårdare material medan själva bussningen består av ett mjukare. Bussningar kan vara gjorda av bronser, plaster, grafit och keramer. Keramer används framförallt då det ställs stora krav på att bussningen skall tåla hög temperatur. Nackdelen med bussningar är att de i allmänhet har högt vridmotstånd och kort livstid.

#### **SKF:s PTFE-bussningar**

SKF:s PTFE-bussningar är underhållsfria, tar lite utrymme, kan överföra stora belastningar och har hög slitstyrka (SKF 2009). Dessutom klarar de låga glidhastigheter och både låga och höga temperaturer. Det krävs att ytjämnheten på axeln som skall sättas i lagret är väldigt fin.

*Tabell 2.2.3.1 Allmänna data för SKF:s PTFE-bussningar*

Data för PTFE-bussningar	
Axelns ytjämnhet	0,4 µm eller finare
Glidhastigheter	2 m/s
Temperatur intervall	-200 – 250 °C
Friktionskoefficient	0,03-0,025
Statisk belastning	250 N/mm <sup>2</sup>
Dynamisk belastning	80 N/mm <sup>2</sup>

### 2.2.4 Pro mecnica

Pro mecnica är en del utav Cad-modelleringsprogrammet Pro Engineer. Beräkningarna i Pro Mechnica bygger på finita elementmetoden.

#### **Finita elementmetoden**

Finita elementmetoden används för att lösa partiella differentialekvationer. Metoden togs fram för att kunna lösa komplexa elastitets- och strukturanalysproblem. I strukturmekanik bygger metoden oftast på någon form av energiprincip (Wikipedia 2013).

I Pro Mechnica delas beräkningsvolymen upp i ett antal element med enkla geometriska former. På grund av elementens enkla geometrier kan kraft- och förskjutningssamband också antas vara enkla. Genom att knyta samman element i punkter kan Mechnica plocka fram volymens egenskaper (Ridderström, K. 2012).

#### **Randvillkor**

Randvillkor är de parametrar vilka sätts för att CAD-modellen skall kunna avbilda de lastfall som kan uppkomma i verkligheten. Det kan bland annat vara modellens fixering i rummet och de laster som verkar på beräkningsvolymen, vilka defineras innan beräkning.

### **Konvergens**

Konvergens innebär att en eller flera funktioner närmar sig ett visst värde utan att någonsin uppnå värdet (Ridderström, K. 2012). I Pro Mechanica sätter användaren en konvergensgrad innan en beräkningsanalys körs. Konvergensgraden säger hur nära programmet behöver vara konvergens för att analysen skall anses vara färdig.

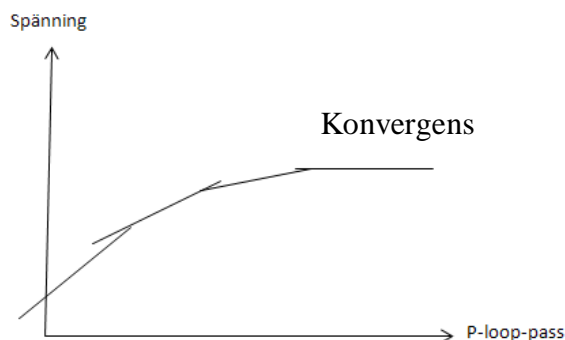


Fig. 2.2.4.1 Konvergenskurva

### **Multi-pass och singel-pass**

I beräkningsprogrammet finns två olika analysmetoder att välja mellan. En noggrann beräkningsmodell, multi-pass, vilken itereras med kontinuerligt ökande polynomgrad tills konvergens är uppnådd. Den andra metoden, singel-pass, testar en enligt programvaran rimlig polynomgrad för konvergens, varefter resultatet lägger grunden för ytterligare en analys av en högre polynomgrad för att få fram en acceptabel analys.

## **2.3 Arbetsmetodik**

Här beskrivs kortfattat teorin bakom metodiken som används i projektet.

### **2.3.1 Ostrukturerad intervju**

Intervju är en datainsamlingsform som ger subjektiv data vilket speglas av den intervjuades åsikter, värderingar, personliga upplevelser och erfarenhet. Vid en ostrukturerad intervju ställs öppna frågor till den intervjuade personen, som då pratar fritt om sina tankar och åsikter. Detta resulterar i kvalitativ data vilket ger en bredare bild av hur situationen ser ut. Metoden lämpar sig bra då intervjuaren inte har så stor kunskap om ämnet, vilket även gör det viktigt att prata med människor med olika perspektiv. (Osvalder, A-L. 2010).

### **2.3.2 Observation**

Observation används för att samla in information om hur folk beter sig och uppträder i specifika situationer. Det går då att kartlägga vad för problem som kan uppstå och hur de som iaktas löser dem för tillfället. Det är en objektiv metod och kan utföras antingen genom indirekta eller direkta iakttagelser. Genom observationer går det att upptäcka saker som den observerade inte alltid är medvetna om att den gör och som då kan missas vid en intervju. (Osvalder, A-L. 2010).

### **2.3.4 Kravspecifikation**

Kravspecifikationen är ett verktyg för att få fram krav på bland annat funktionalitet och prestanda för en produkt. Utörandet kan se ut på många olika sätt, den kan skrivas i tabellform eller helt i text. Kriterierna kan även delas upp på varierande sätt efter behag. Kravspecifikationen skall innehålla skall- och börkrav vilka även kan betecknas som krav och önskemål, där skallkrav representerar krav och börkrav representerar önskemål. Ett skallkrav är ett starkt krav på produkten vilket måste uppfyllas. Börkrav är ett svagare krav vilket eftersträvas men inte nödvändigtvis behöver uppfyllas. (Johannesson, H. 2004)

### **2.3.5 Elimineringssmatris**

En elimineringssmatris används för att sortera bort dåliga lösningar på ett problem (Osvalder, A-L. 2010). I Pahl och Beitz elimineringssmatris utgår det ifrån hur väl en lösning klarar följande kriterier:

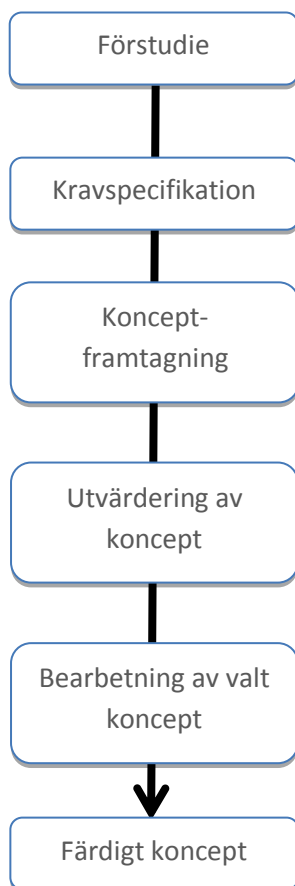
- Löser huvudproblemet
- Uppfyller kraven i kravspecifikationen
- Håller sig inom kostnadsramarna
- Är fördelaktigt inom miljö, säkerhet eller ergonomisk synvinkel
- Passar företaget

Om en lösning klarar alla kriterierna kan lösningen användas för fortsatt bearbetning. (Johannesson, H. 2004)

## 3 Metod

Projektet började med att mål, syfte och avgränsningar definierades. Därefter togs en arbetsplan fram i form av ett Gantt-schema för i vilken ordning saker skulle lösas, samt vilken information som krävdes för att utföra arbetet. Arbetsplanen följde i stora drag tillvägagångssättet för en konstruktionsprocess enligt Hans Johannesson produktutvecklingsteori (Johannesson, H 2004).

### 3.1 Arbetsgång



Efter att ha tagit fram en arbetsplan genomfördes en förstudie. Information om bakgavelliftar, ekipaget och olika lagar hämtades från böcker, internet, samt genom studiebesök på AB Volvo och två olika åkerier. På studiebesöken undersöktes vilka användar- och kundönskemål som fanns för liften. Informationen som togs fram lade sedan grunden för en kravspecifikation.

När kravspecifikationen var klar började konceptgenereringen på allvar. Innan dess hade idéer på olika lösningar på problem och koncept ritats upp så fort inspirationen slog till. I konceptgenereringsfasen däremot användes brainstorming för att få fram ytterligare lösningsförslag.

Efter brainstormingen rensades de koncept bort som inte ansågs klara av kraven i kravspecifikationen eller som av någon annan anledning inte ansågs realiserbara. Resterande koncept utvärderades av en arbetsgrupp av konstruktörer, vilka fick svara på en elimineringsmatris.

De koncept som hade fått bäst och näst bäst resultat bearbetades sedan ytterligare. Det koncept som tillslut valdes att gå vidare med var det som ansågs mest realiserbart för den tid projektet skulle förlöpa.

För det valda konceptet togs sedan ekvationer fram för liftens tilt- och lyftkrafter. Krafterna användes sedan för att välja diameter på liftens hydraulcylindrar samt dimensionera lyftarmarna i Pro Mechanica. En del detaljkonstruktion gjordes också för lagerinbyggnad i hydraulcylindrarnas infästningar, samt beräkningar på momentöverförning till ramen.

### 3.2 Genomförande av intervjuer och observationer

För att ta fram kundbehoven har ett antal ostrukturerade intervjuer genomförts med både primära och sekundära användare. Det här utfördes på två olika åkerier.

Det gjordes ett besök hos en möbeltillverkare med eget åkeri i Kinnarp. Besöket i Kinnarp tillbringades hos Assar Jarlsson som är konstruktör och ägare på företaget där han berättade om EMS och deras bilar. Han visade även hur de byter och lastar sina växelskåp. Under besöket arrangerades intervjuer med två lastbilschaufförer (se Bilaga D s. VIII) och deras fordonsansvarig (se bilaga C s. III). Intervjuerna utfördes på så vis att Assar Jarlsson medverkade och fungerade som en moderator. Då han under ett antal år arbetat mycket med att försöka få fram en produkt som löser deras problem är han mycket kunnig inom området.

Det utfördes även ett besök hos ett Schenker åkeri i Bäckebo för att få intervjuer med en chaufför som använder bakgavellyft i sitt dagliga arbete (se bilaga E s. X). Under besöket på Schenkers terminal ute i Bäckebo i Göteborg visade Linus Fransson, som arbetade på distribueringskontoret, hur de lastade sina distributionsbilar i deras kubikgodsterminal och berättade vad de har för bestämmelser de har om laster etc. Vi fick sedan åka med var sin chaufför på deras turer.

### 3.3 Framtagning av kravspecifikation

Kravspecifikationen valdes att skrivas enligt Johannessons modell (Johannesson, H 2004) och är uppdelad efter tre huvudområden; process, omgivning och människa. Där *Process* innefattar produktens funktionalitet och prestanda samt specifika krav på komponenter och driftssäkerhet. *Omgivningen* täcker driftsmiljö och förvaring av lyften i parkeringsläge (dvs. när bakgavellyften inte används och fordonet har påkopplad släpvagn). Vilket då tar upp bland annat temperaturlåglighet och packvolym (se avsnitt 4.2 s. 20). Det sista området *Människa* omfattar användarens säkerhet så som ergonomi och användarvänlighet. (Johannesson, H. 2010)

### 3.4 Utvärdering av koncept

För att utvärdera koncepten användes Pahl och Beitz elimineringsmatris (se avsnitt 2.3.5 s. 15). Matrisen modifierades på så vis att frågorna fick ett värde mellan ett till fem efter hur pass bra koncepten antogs kunna klara av problemen.

Elimineringen genomfördes med en arbetsgrupp på fyra personer som fick ta del av en genomgång av koncepten. De hade sedan 40 min på sig att svara på ett formulär (se bilaga F s. XI). I huvudsak kontrollerade matrisen hur väl koncepten uppfyllde sin huvudfunktion och användarvänlighet.

I sammanställningen viktades vissa frågor upp med en faktor 3 för att understryka betydelsen av realiserbarhet och hantering vid på- och avlastning av containrar. Sammanställningen gjordes genom att summera samtliga deltagares resultat.

## 4 Pojekters förutsättningar

I detta kapitel presenteras Volvo Lastvagnars dubbelkärra, vilken den konstruerade bakgavel-  
liften ska vara anpassad för. Kapitlet redogör också för alla de mått som är kopplade till  
ekipaget, vilken typ av lastbärare som ska användas samt projektets packvolym.

### 4.1 Dubbelkärrans måttsättning

Volvo lastvagnars dubbelkärra är som tidigare nämnt bestående av jämnlastbil+kärra+kärra  
enligt EMS (se fig. A.1 bilaga A s. I). I och med att den bakgavel-  
lift som skall tas fram skall kunna placeras antingen på fordonet och/eller på en av kärrorna är utrymmet som finns mellan  
bilen och kärran relevant, likväl som chassihöjden. Chassihöjden ligger på 840 mm från  
markplan, vilket medför att bättre lastkapacitet.

Draget är i detta projekt placerat 1900 mm in under bilen (se fig. 4.1.1). Denna placering av  
draget medför en större stabilitet till ekipaget vilket är stor fördel för långa ekipage. Höjden  
för kopplingen ligger på 327 mm över markplan.

Hur stort mellanrummet mellan skåpen är bestäms utifrån ekipagets total längd, vilken är satt  
efter EMS för det ovan nämnda ekipaget. Den största lastlängden som används är densamma  
som storleken på det största växelskåpet, C782 (se avsnitt 2.1.4 s. 6). Då lastlängderna är fixa,  
blir avståndet mellan skåpen en variabel av hyttens storlek. Avståndet mellan bil och skåp för  
detta ekipage är 745 mm (se fig. 4.1.1) respektive 760 mm mellan kärra ett och två.

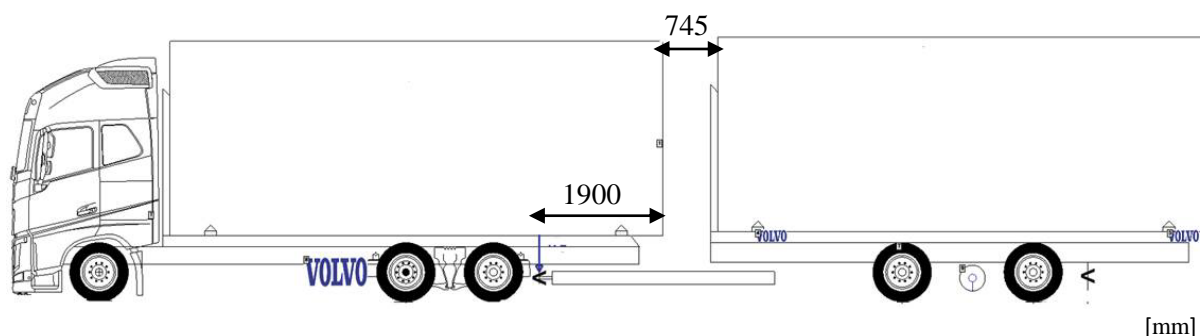


Fig. 4.1.1 Mått på ekipaget

Det är även relevant att veta måtten på övriga komponenter vilka är placerade inom bilens  
bakparti (se fig. 2.2.1.3 s. 10). Där sitter den bakre containerbanken, underkörningsskydd och  
bakre belysning. Föreskrifter för underkörningsskydd och belysning hittas under avsnitt 2.1.1  
och 2.1.2. För att förenkla hanteringen av de olika måtten i projektet togs det fram enkla  
ritningar över bilens bakre parti (se fig. 4.1.2 och 4.1.3).



Ritningarna börjar efter kopplingspunkten eftersom det framför denna inte finns någon plats att placera något, samt att kopplingspunktens placering är central då dragstången som fästs i denna begränsar området där bakgavelliften kan placeras.

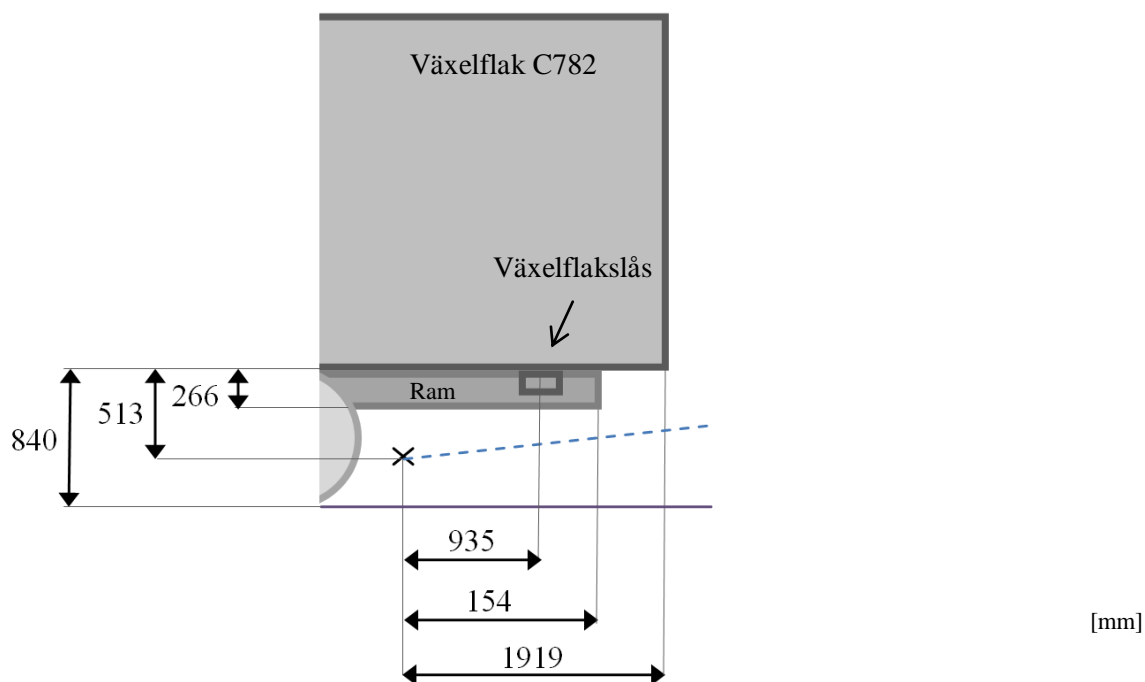


Fig. 4.1.2 Ritning: sid vy över fordonet där x är kopplingspunkten

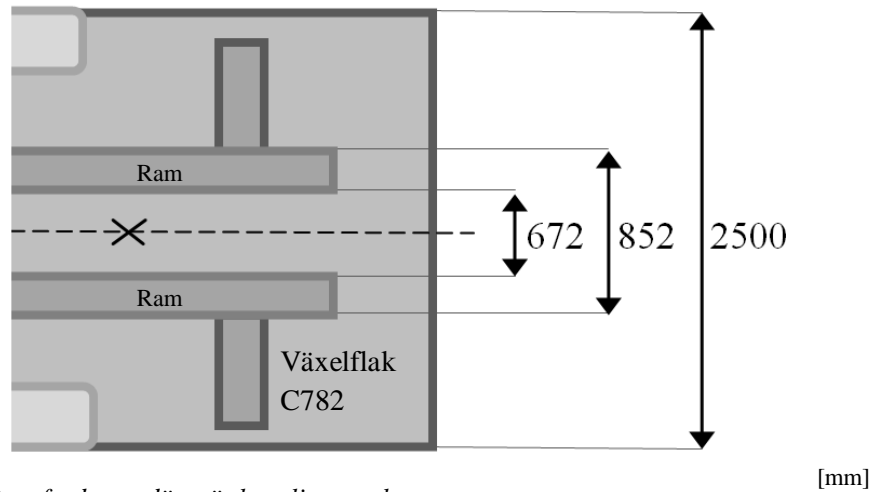


Fig. 4.1.3 Ritning: botten vy över fordonet. där x är kopplingspunkten

## 4.2 Packvolym

Packvolymen är det utrymme som finns att placera bakgavelliften inom, vilket är under och bakom bilen. En analys gjordes för att få reda på hur denna volym såg ut inför kommande arbete.

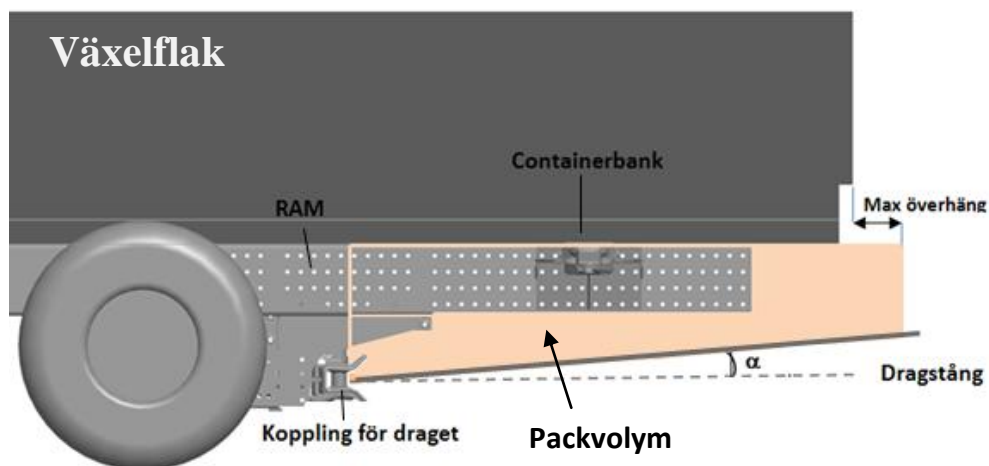


Fig. 4.2.1 Packvolym

### Packvolymen begränsas av:

- Växelflaketts undersida
- Dragstångens rörelse
- Kopplingen för dragstången
- Ramen
- Bilens bredd
- Containerbanken
- Maximalt tillåtet överhäng
- Släpets förflyttning i förhållande till bilen.
- Hantering av växelflak

### 4.2.1 Volymbegränsning pga. släp

Släpet begränsar hur långt bak liften kan placeras:

- Då bilen svänger och släpet tar upp utrymme bakom bilen i form av cirkelbåge

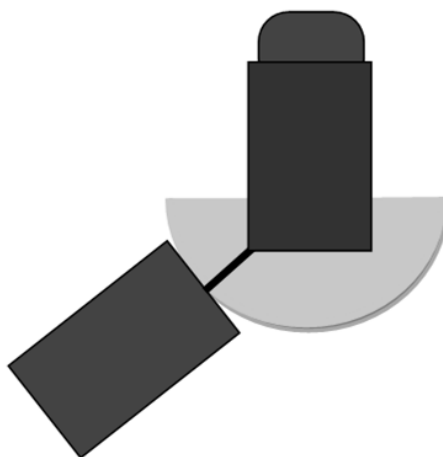


Fig. 4.2.1.1 Cirkelbågen markerar kärrans rörelse

- Då släpet står lutat i förhållande till bilen så tar växelflaket upp en lutning in mot bilen. Lutningen är lika stor som den hos dragstängens i förhållande till ett horisontalplan.

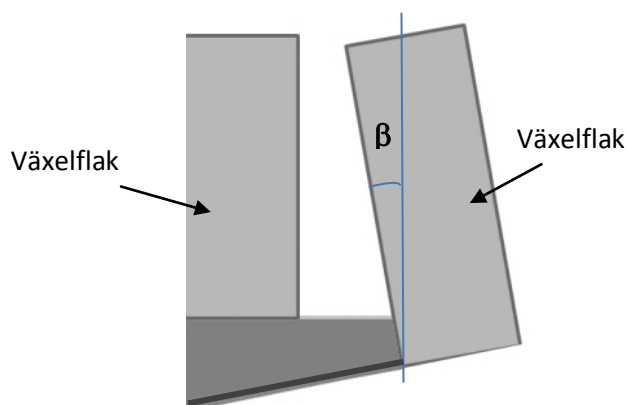


Fig. 4.2.1.2 Vinkeln beta beskriver hur flaket lutar

- Då bilen svänger måste växelflaket kunna luta hela vägen överallt längs bågen.

### 4.2.2 Volymbegränsning pga. dragstång

Dragstången begränsar liftens längsta placering i parkerat läge:

- Då den rör sig fram och tillbaka pga att ekipaget svänger.

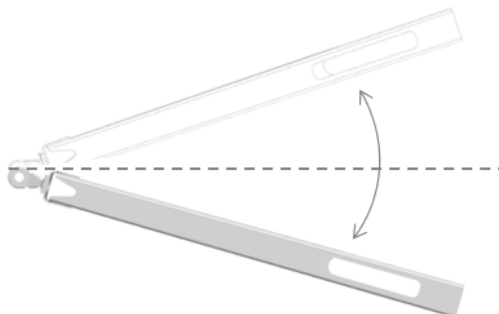


Fig. 4.2.2.1 Hur dragstången rör sig i sidled

- Då den rör sig upp och ner pga att ekipaget kör i en dal.

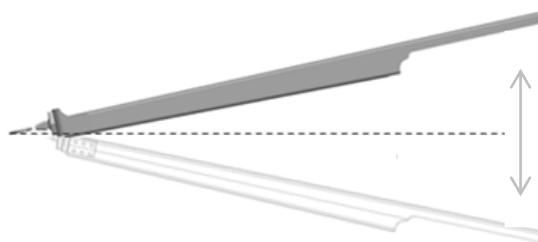


Fig. 4.2.2.2 a) Hur dragstången rör sig i höjdlid b) bil som kör i en dal

- Då den rör sig i en konisk båge på grund ut av att släpet står i en backe samtidigt som ekipaget svänger.

### 4.2.3 Volymbegränsning från byte av växelflak

Liften får inte vara i vägen vid byte av växelflak. Alltså måste liften i ett parkerat läge sitta lägre än bilens ram eller gå att fälla ned så den hamnar under ramen.

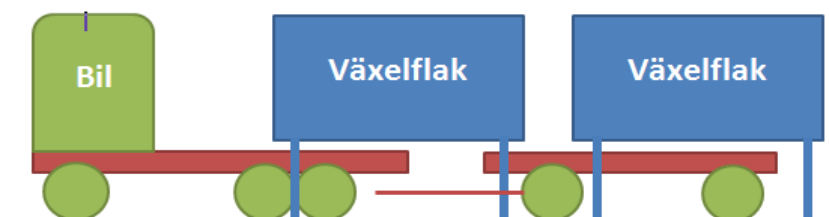


Fig. 4.2.3.1 Avställning av växelflak

## 5 Nuläges beskrivning

---

*Som grund till kravspecifikationen genomfördes en förstudie över vilka krav och önskemål som liften behövde uppfylla. Centralt för analysen är hur, var och när liftarna används och vad som finns ute på marknaden idag, samt vilka begränsningar som förekommer.*

I detta kapitel kan det läsas om:

- Lastningsredskap
- Lastningsmiljö
- Växling av flak
- Bakgavelliftar
- Problemet med dagens liftar

Intervjuer med åkerier hittas i bilagorna C, D och E.

### 5.1 Lastningsredskap

Ett vanligt sätt att packa skåp och trailrar är att varorna fraktas på pallar. Pallarna kan sedan enkelt hanteras med en pallyftare.

#### 5.1.1 SJ Pallar

I Sverige och Europa används det europapallar, s.k. EUR-pall eller SJ-pall. Dessa lastpallar är standardiserade och finns i hel- respektive halvpall. SJ-pallen storlek är 1200x800 mm.



*Bild: Multico Göterborg AB*

*Fig. 5.1.1.1 EUR-pall/SJ-pall*

#### 5.1.2 Pallyftare

Pallyftare kan ha varierande gaffellängd och tar därför olika mycket plats i anspråk. En vanligt förekommande längd är 1150 mm. Den del av pallyftaren som består av hävarm och hjul ger ytterligare ca 400 mm till pallyftarens längd enligt egna mätningar, vilket ger en ungefärlig totallängd på 1550 mm.



*Bild: AJ Produkter*

*Fig. 5.1.2.1 Pallyftare*

## 5.2 Lastningsmiljö

Av och pålastning för lastbilar kan ske i en rad olika miljöer. De olika på och avlastningsmöjligheterna ser också olika ut beroende på om du lastar av till ett varulager, järnväg eller kör ut varor direkt till kund.

### 5.2.1 Kombiterminal

Vid en kombiterminal lastas intermodala lastbärare om mellan exempelvis lastbil och järnväg. Här lastas containrar och växelskåp om med hjälp av lasttruckar. För att lyfta av växelflak används specifika griparmar (se fig. 5.2.1.1).



*Bild: Kinnarps AB*

*Fig.5.2.1.1 Växelflak lyft med griparmar*

Växelflak kan även ställas av fritt och bytas ut mot ett annat. Mer noggrann beskrivning hur detta görs finns i avsnitt 5.3 s.27.

### 5.2.2 Lastbilsterminal

På de flesta lastbilsterminaler finns någon form av lastkaj (se fig. 5.2.2.1 a) eller lastsluss (se fig. 5.2.2.1 b) i kombination med ett lager, där lastbilarna kan lasta av och på sitt gods.



*Fig. 5.2.2.1 a) Lastkaj, b) Sluss, Postens terminal i Göteborg*

En sluss är en sluten avlastningsplats som fungerar som en värmesluss. Att det kallas sluss beror på att det är en form av värmesluss som minimerar utsläppet av värme ut ur lagret (se fig. 5.2.2.2 b).

Under lastkajen och lastslussen finns oftast ett utrymme där bakgavelliften kan få plats (se fig. 5.2.2.2 a utrymme under sluss), detta är dock inte alltid möjligt. På öppna lastkajer så som i fig. 5.2.2.1 a kan liften sänkas ned ovanpå lastkajen och då fungera som en ramp. Vid en sådan lastterminal kan chauffören ställa sig en bit ifrån och sänka ned liften, men riskerar sönderkörning av både bakgavellift och sluss.



Fig. 5.2.2.2 a) Utrymme under sluss b) Lastsluss inifrån

De flesta tillverkande företag har någon form av lastterminal där de lastar in varor till ett lokalt lager eller lastar ut sina egna produkter, dock har inte alla företag upphöjda plattformar eller lastkajer. Man kan då antingen lasta in/ur med truck eller som finns specifikt för växelflak där skåpen kan sänka ned i en lastficka. Vid användning av lastfickor ställs flaket på lastfickan vilken sänks ned till golvnivå vid lastning.



Fig. 5.2.2.3 Fullastat skåp med öppna sidodörrar

Vid lastning med truck krävs det att godset är lastat på pallar. Lasten lastas då via sidodörrar på växelflaket (se fig. 5.2.2.3). På Schenkers terminal i Bäckebo är det främst traversgods och gods som överstiger vikten 1 ton som lastas med truck. Lättare gods lastas oftast manuellt med handtruck eller pallyft.



### 5.2.3 Avlastning hos kund

Ute hos kunder är det många som inte har lastkajer eller tillgång till truckar eller andra eventuella hjälpmedel. Här är det då fördelaktigt att kunna ha en bakgavellift. Exempel på avlastningsställen är bland annat restauranger, butiker, kontor och byggarbetsplatser, vilka främst är lokaliserade inne i städer. Distributionsbilar får då lossa lasten där det går. Detta kan ske både på plan mark och i sluttande backe.



Fig. 5.2.3.1 Avlastningsplatserna a) Avlastning vid byggarbetsplats, b) Avlastning vid trottoarkant

Vid vissa avlastningsplatser kan det förekomma att varorna skall upp för en trappa för att förflyttas in i byggnaden. I fig. 5.2.3.2 har lyften fällts ut som en ramp.



Fig. 5.2.3.2 Avlastning vid trappa



### 5.3 Växling av flak mellan lastbilar

Fördelen med växelflak är att de kan ställas av och hämtas upp av en annan lastbil. Bytet går till så att stödben fälls ut från växelflaket och därefter sänks hela lastbilen ner tills växelflaket står för sig själv på sina egna ben. När växelflaket väl står för sig själv kan bilen köras bort från växelflaket och en annan bil hämta upp det. Bilen som hämtar växelflaket gör samma procedur fast omvänt. Den kör under växelflaket, höjer upp bilen tills växelflaket lyfter och faller sedan upp växelflakets ben.

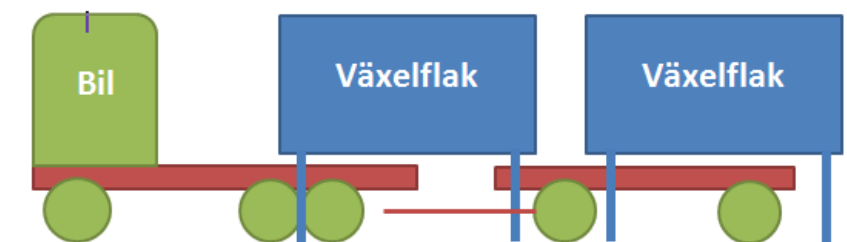


Fig. 5.3.1 Avställning av två växelflak samtidigt

Om bilen har ett släp med växelflak byts växelflaket på släpet ut på samma vis som hos bilen, släpet kan precis som bilen höjas upp och sänkas ned. Växelflaken kan bytas samtidigt eller var för sig beroende på hur mycket utrymme som finns att tillgå.



Fig. 5.3.2 a) Nedfällning av stödben b) Avställning av flak

### 5.4 Golvjocklek på växelflak

I och med att växelflakstandarden (se avsnitt 2.1.4 s. 7) tillåter en stor spridning för flakens golvjocklek, kontaktades ett par påbyggnadsföretag för att ta reda på vad som vanligen byggs i Sverige. De företag som kontaktades var PLS, Gehab och Kinnarps AB.

PLS, vilka är ett företag från Rydaholm, använder sig av Smedabs standarder. På Kinnarps AB:s växelflak har de sänkt golvhöjden så mycket de kan för att kunna utnyttja lasthöjden inuti skåpen maximalt.

Tabell 6.4.1 Flakgolvstjocklek i mm

Golvstjocklekar i [mm]	
PLS	190
Gehab	220
Kinnarps AB	180

## 5.5 Bakgavelliftar

En studie av redan befintliga bakgavelliftar gjordes för att kunna utnyttja redan färdiga tekniska lösningar som exempelvis lyft- och tiltningsmekanismer.

### 5.5.1 Liftens funktioner

En bakgavellyft består av en eller flera lyftarmar, en lyftplatta och ett hydraulsystem (se fig. 5.5.1.1). Hela liften är uppbyggd kring en infästningsbalk som kan fästas under bilen.

Lyftarmarna som sitter fäst i infästningsbalken lyfter plattan med hjälp av hydraulcylindrar som kallas lyftcylindrar. Lyftcylindrarna är fästa i infästningsbalken och i lyftarmarna. När cylindrarnas kolvstång skjuts ut respektive dras in höjs och sänks lyftarmarna.

Förutom lyftcylindrar finns tiltcylindrar. Dessa sitter fast mellan infästningsbalken och lyftplattan och ser till att lyftplattan är horisontell under användning.

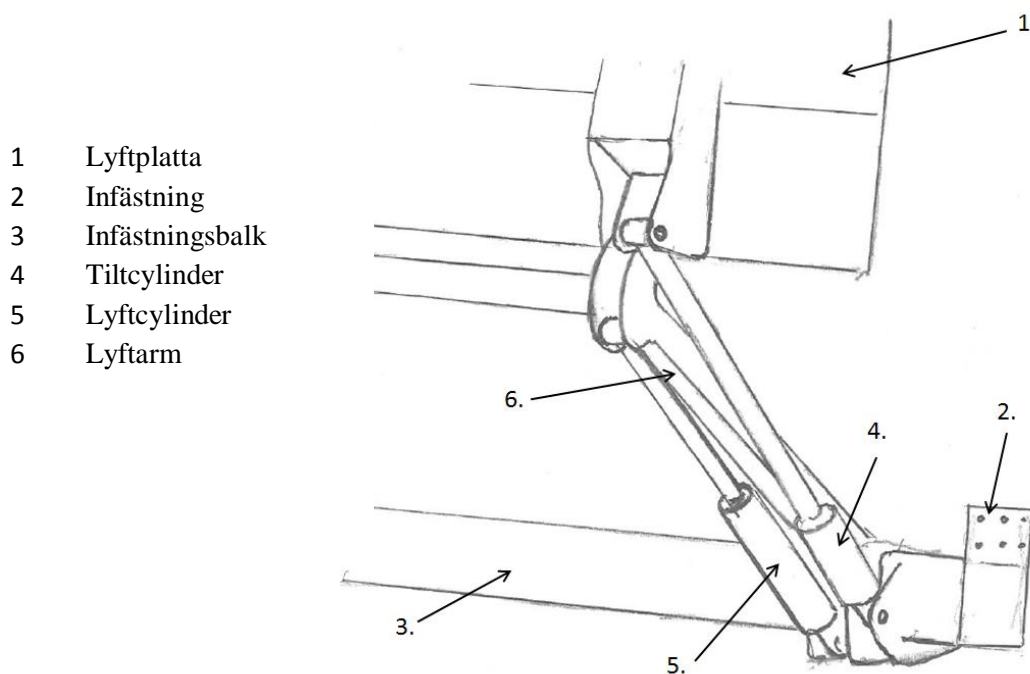


Fig. 5.5.1.1 Bakgavelliftens delar

### 5.5.2 Liftens hydraulsystem

Dagens bakgavelliftar får sin lyft- och tiltkraft från ett hydraulsystem. Systemet består av en elmotor som går till en pump. Pumpen i sin tur pumpar olja från en tank in i hydraulslangar som leder till liftens hydraulcylindrar. I hydraulcylindrarna omvandlas oljans tryck till en kraft som drar eller trycker ut cylinderns kolvstång som sitter fast i lyftarmen eller lyftplattan.

### 5.5.3 De vanligaste modellerna

I Sverige är det vanligaste en konventionell standardlyft som fälls upp mot baksidan av flaket. Detta används främst på bilar som enbart används för distribution. Det finns även slädlyftar och hopfällbara liftar, vilka finns i Sverige i viss utsträckning men är betydligt vanligare nere i Europa där de har mildare vinterklimat och högre bilar.

#### **Standardlyft**

Lift där lyftplattan är uppfälld mot växelflakets bakre sida i ett parkerat läge. Genom att fälla ut och ned plattan fås liften i brukbart läge.

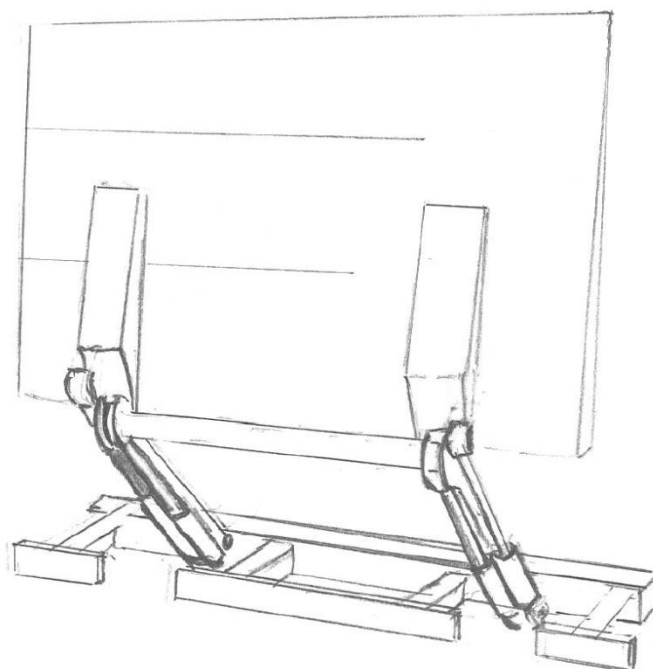


Fig. 5.5.3.1 Standardlyft

#### **Slädlyft**

En slädlyfts Infästningsbalk sitter på hjul som går i skenor längs med bilens ram. Liften skjuts in under bilen inför transport och kan sedan dras ut igen då den skall användas.

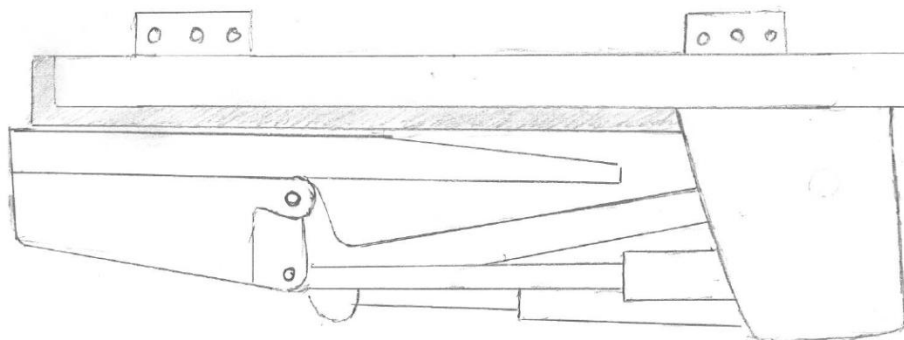
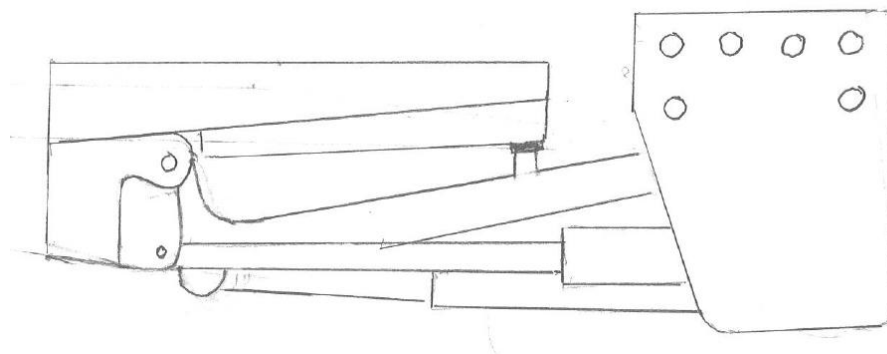


Fig. 5.5.3.2 Slädlyft

### ***I hopfällbar lift***

För att få den här liften i ett parkerat läge viks först dess platta ihop på mitten och där efter in under bilen så att den vilar mot lyftarmarna. Liften hamnar i brukbart läge genom utföra proceduren i omvänd ordning.

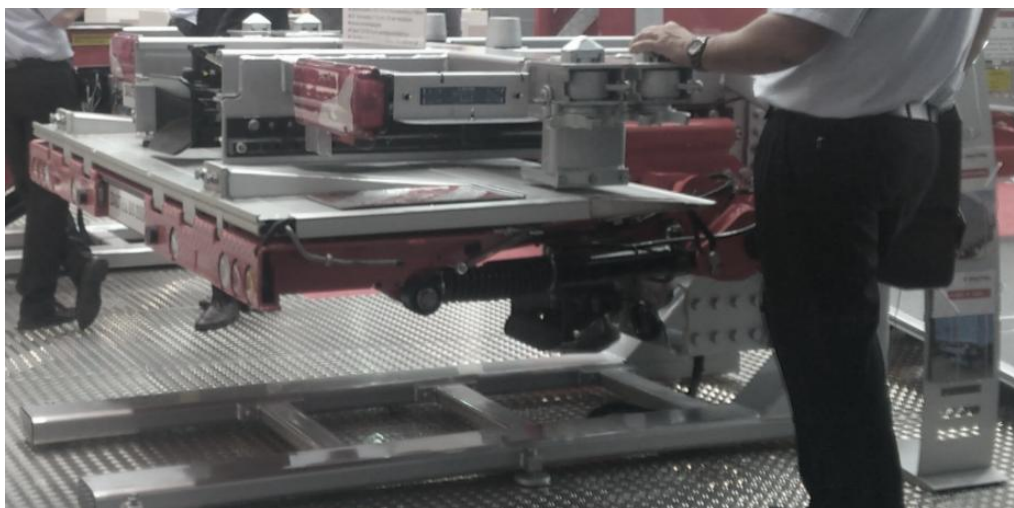


*Fig. 5.5.3.3 Hopfällbar lift*

## **5.6 Existerande lösning**

Det finns företag som har tagit fram lösningar för bilar med draget monterat 1400 och 1600 mm, mätt från bakre delen av skåpet.

Dautel är ett av de företag som har försökt ta fram en lift för lastbil med en dragkoppling monterad 1900 mm in under bilen. De presenterade liften, som är en slädlyft (se figur 5.6.1), under lastbilmässan i Hannover hösten 2012.



*Fig. 5.6.1 Slädlyft från Dautel*

För att få plats med konstruktionen över draget har rambalkarna kapats horisontellt för att kunna höja upp hela konstruktionen.

## 5.7 Analys - Problemet med dagens liftar

Det som medför att de liftar som finns på marknaden inte passar dubbelkärnan är främst det att de inte ryms inom packvolymen (se kapitel 5 ss 19) på grund av den låga chassihöjden och dragets placering.

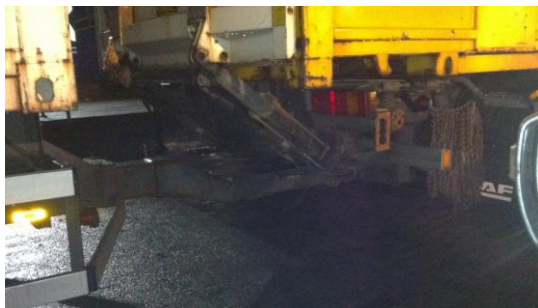


Fig 5.7.1 Konventionell bakgavellift med långt in undermonterat drag

Konventionella bakgavelliftar använd mycket i Sverige idag, främst inom distribution. Dessa har en bra robust konstruktion, men kan medföra stora problem för chaufförerna vid hydraulik haveri. Beroende på vilket läge lyftplattan fastnar i när den automatiska låsningen går in, kan gods bli oåtkomligt (se bilaga E s. X). Detta är ett problem som inte finns för hopfällbara liftar och slädflyftar. Även dessa kan fastna i ett läge där man inte kan köra vidare med bilen, men chauffören har fortfarande tillgång till varorna och möjlighet att lasta över dessa till ett annat fordon. Detta skulle även vara möjligt att lösa för en standardlyft genom att förse flaket med öppningsbara sidor. Ett annat problem med den konventionella bakgavelliften är att den inte är optimal för hantering av växelflak, då dessa ska kunna ställas och lyftas av och på (se avsnitt 5.2 s. 24).

Det största problemet med slädflyftar är att de klarar av det svenska vinterklimatet dåligt, då det finns risk för att liften fryser fast. Vid fastfrysning krävs mycket stora krafter för att bryta loss liften från dess skenor, vilket kan medföra överbelastning på den hydraulik som reglerar framskjutningen av liften. Inbyggnadsmåtten för denna typen av lift är även dessa under all kritik.

Hopfällbara liftar är på gång men har en del problem med sönderkörningar i och med sin placering långt bak på fordonet (se fig 5.7.2). Enligt fordonsansvarige på Kinnarps AB kan detta förebyggas genom att placera styrrullarna längre bak på fordonet (se bilaga C s. VII).



Fig 5.7.2 Sönderkörd bakgavellift, notera att bilen ej har undermonterat drag

## 6 Krav och önskemål som behandlades i projektet

Eftersom kravspecifikationen (se bilaga I s. XXIV) blev omfattande valdes några få betydelsefulla grundkrav och önskemål ut att arbeta med. Att just dessa krav och önskemål valdes berodde på att de ansågs speciellt viktiga för den här delen av bakgavelliftens utvecklingsprocess.

### 6.1 Lyfthöjd

Eftersom bakgavelliften behöver förflytta varor från flakets golvnivå ned till marken valdes en lyfthöjd på 1060 mm. Där avstånd upp till växelflakets från markplan blir projektbilens körhöjd, 840 mm, plus golvjockleken på växelflaket, 220 mm (se avsnitt 5.4 s. 27).

### 6.2 Lastkapacitet

Minsta last liften måste klara att lyfta sattes till 1000 kg. Denna vikt valdes på grund av att man på Schenker inte lyfter tyngre gods än så. Gods över 1000 kg klassas som traversgods och lastas med truck.

Förutom godsets vikt måste liften klara att lyfta en användare och en pallyft. Användaren antogs väga 80 kg och pallyften 50 kg. Enligt statistiska centralbyrån var medelvikten för en man 2010 82,3 kg (Statistiska centralbyrån 2012). Detta betyder att liften behöver kunna lyfta 1130 kg med användare, pallyftare och last. Bakgavelliftens lastkapacitet valdes därav till 1200 kg så att även en kraftigare chaufför får plats.

Tyngdpunktsavståndet valdes till 600 mm eftersom lastens tyngdpunkt antogs verka mitt på en 1200x800 mm pall. Om pallan skulle stå på tvären över lyftplattan verkar tyngdpunkten 600 mm ut på lyftplattan.

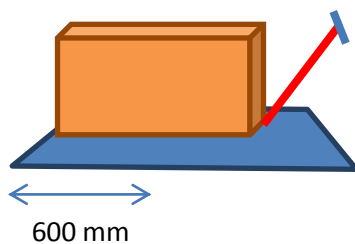


Fig. 6.2.1 Tyngdpunktsavståndet

### 6.3 Last yta

Lyftytan behöver vara minst lika stor som en SJ-pall, dvs. 1200 mm x 800 mm, men en praktisk platta behöver vara minst 1600x1600 mm för att en pallyftare med SJ-pall skall få plats på plattan. En normal pallyftare har en gaffellängd på 1150 mm + en hydraul del på 400 mm med hjul.

## 7 Koncept framtagning

De koncept som tagits fram bygger till stor del på de lifttyper som finns ute på marknaden idag, även om det under konceptgenereringsfasen gjordes försök att hitta en ny lösning (se bilaga B s. III).

### 7.1 Teknisk analys av liftens delar och placering

Under hela projektets gång gjordes viktiga iakttagelser av hur utformningen av liftens delar och deras placering påverkade konstruktionen. Iakttagelserna handlade delvis om hur delar kunde placeras för att få så mycket plats som möjligt, dels hur delarnas utformning och placering påverkar de krafter som behövs för att göra det möjligt att tilta och lyfta.

#### 7.1.1 Vridcentrum

Vridcentrum är benämning på den punkt som mekanismen rör sig kring, vilket sammanfaller med lyftarmens infästningspunkt i infästningsbalken. Om denna punkt inte är centrerad inom lyftens topp och botten läge uppstår en förskjutning mellan i lyftplattans lägen i förhållande till flaket.

##### *Lågt placerat vridcentrum*

Att ha en lågt placerat vridcentrum är en fördel ur förskjutningssynpunkt. Eftersom armen behöver vara lite längre än en centrerad arm kommer den slå ned i marken en bit utanför bilen.

Anledningen till att armen behöver vara något längre beror på att den måste kompensera för avståndet som annars uppstår mellan lyftplattan och växelflakets golv, både i höjddled och längsled.

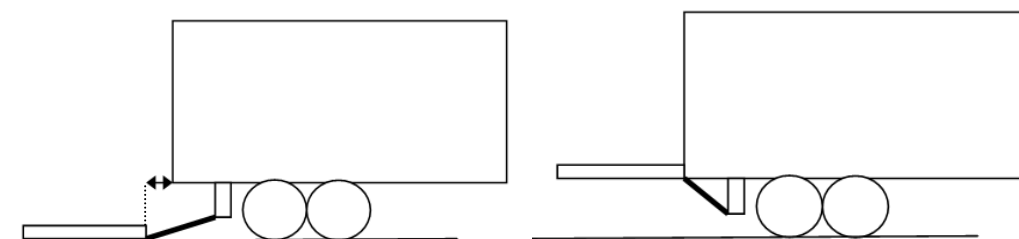


Fig. 7.1.1.1 lyftarmens rörelse bana vid ett lågt placerat vridcentrum, armen är i botten läget förskjuten en bit utanför flaket, se pil

##### *Högt placerat vridcentrum*

Om vridcentrum är högt placerat skjuts lyftplattan in under flaket (se fig. 7.1.1.2 s.34). Det här kan medföra att en hög last tippas eller skjuts bakåt då lyftplattan skjuts in under bilen.

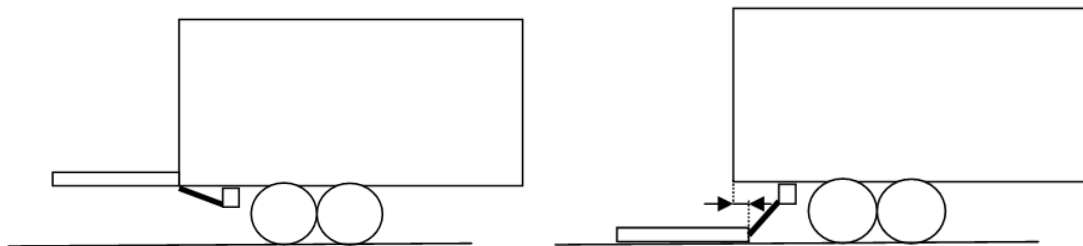


Fig. 7.1.1.2 lyftarmens rörelse bana vid ett högt placerat vridcentrum, armen är i botten läget förskjuten en bit in under flaket, se pil

Om lyftarmen förlängs så att lyftplattan inte skjuts in under flaket, leder detta till att liften i toppläge inte når in till flakgolvet (se fig. 7.1.1.3). Ett för stort glapp medför att det blir svårt att köra över med pallyftarens hjul.

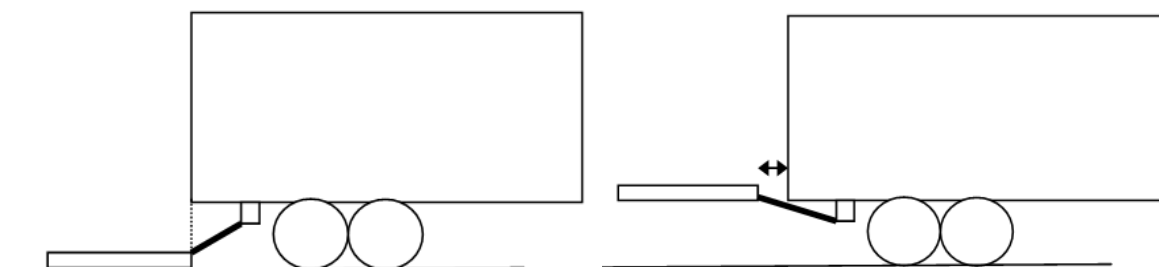


Fig. 7.1.1.3 lyftarmens rörelse bana vid ett högt placerat vridcentrum, armen är i toppläget förskjuten en bit utanför flaket, se pil

### 7.1.2 Längd på lyftarmarna

Längden på lyftarmarna och hur pass långt in under bilen infästningsbalken placeras påverkar hur mycket lyftarmen sticker ut då liften rör sig. En lång lyftarm med sitt vridcentrum långt fram på bilen sticker ut mindre bakom bilen under sin bana från topp- till bottenläge än en kortare arm (se fig. 7.1.2.1).

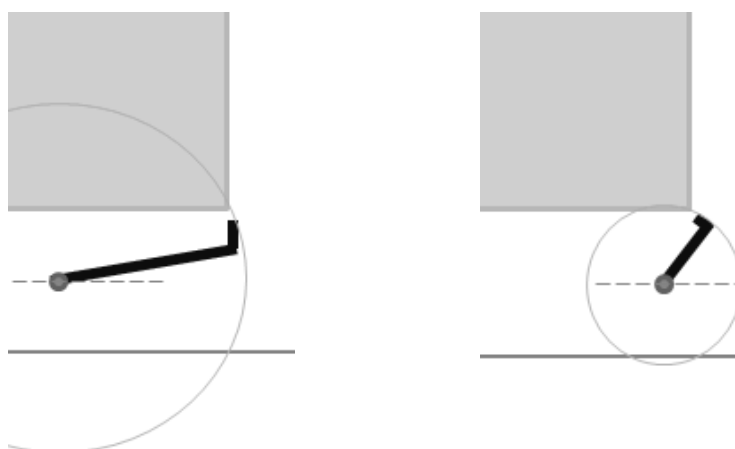


Fig. 7.1.2.1 Lång respektive kort lyftarm, skillnader mellan hur mycket rörelsebågen sticker ut



### 7.1.3 Avstånd mellan lyftarmar

Beroende på var liften placeras finns det för- och nackdelar med att sätta lyftarmarna innanför eller utanför lastbilsramen.

#### *Utanför ramen*

Om lyftarmarna placerades utanför ramen skulle detta ge en mer stabil konstruktion om lyftplattan är ojämnt belastad.

En stor nackdel är att armarnas vridcentrum måste placeras så högre upp för att hålla sig inom packvolymen (se avsnitt 4.2 s. 20)

#### *Innanför ramen*

Fördelen men att placera lyftarmarna innanför ramen är att armarna kan gå upp in i växel-flakets styrtunnel. Det här medför att centrum för armarnas topp- och bottenläge hamnar högre upp. Som i sin tur leder till att vridcentrum kan placeras högre upp utan negativa effekter (se avsnitt 7.1.1 s. 33).

En annan fördel med att låta armarna gå upp i styrtunneln är att armarna kan ha en bättre utformning ur spänningsperspektiv (se avsnitt 9.4 s. 54).

Det finns dock inget som garanterar att dessa 90 mm finns tillgängligt utanför styrtunneln då många skåp kan ha ribbor eller stöttande konsoler undertill.



Fig. 7.1.3.1 Styrtunnels placering sett från flaket baksida

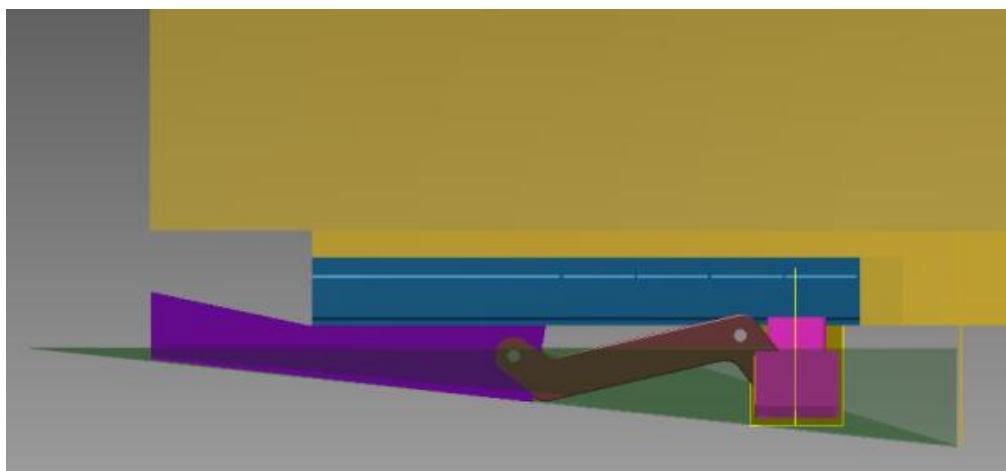
Genom att placera armen innanför ramen så finns det också mer plats på höjden på grund av att packvolymen är koniskt formad undertill och därför låg djupare ned på mitten.

## 7.2 Koncept

Tre koncept valdes ut för utvärdering i en elimineringsmatris. Alla koncepten liknade liftar som redan finns ute på marknaden. Inför utvärderingen delades varje koncept upp i två koncept med någon form av dellösning som skilde dem åt.

### 7.2.1 Koncept 1 – Slädlyft

Det första konceptet bygger på att liften skall kunna skjutas in under fordonet till parkerat läge när den inte används. Infästningsbalken rullas med hjälp av hydraulik fram på två skenor fästa i ramen. För att få plats med liften ska skenorna placeras så högt upp på ramen som möjligt och ramen kapas på de ställen där den skulle vara i vägen för liften. Lyftplattan fälls ihop delvis eller helt dubbelvikt innan den skjuts in under fordonet.



*Fig. 7.2.1.1 Slädlyft i parkerat läge*

Den största fördelen med konceptet är att det utnyttjar att det finns mer plats längre fram på fordonet och att lyftarmarnas vridcentrum på så vis kan placeras längre ned vilket är en fördel, se 8.1 sid 31. Att liften skjuts fram leder till att lyftarmarna kan göras kortare. Fördelen med korta armar är att momentet kring infästningarna blir mindre, samt att bara en del av lyftplattan behövs vikas in (se fig. 7.2.1.1).

En nackdel med denna lösning är att inverkan på ramen är stor om material behöver skäras bort för att få plats med lyftplattan, samt att risken för fastna i skenorna under vintertid är mycket troligt.

## 7.2.2 Koncept 2 – Hopfällbar lift med fix infästning

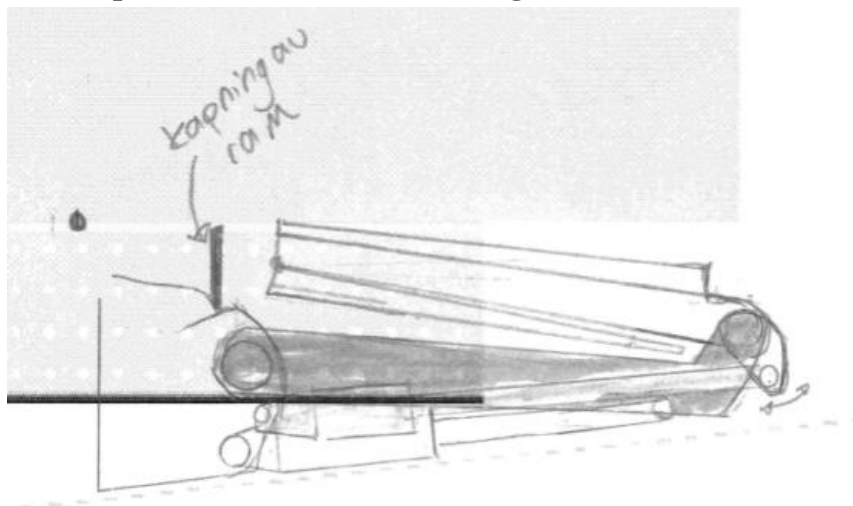


Fig. 7.2.2.1 Hopfällbar lift parkeringsläge

Koncept nummer två har en fixt placerad infästningsbalk och har en tvådelad platta som sitter ihop med gångjärn. I parkeringsläge ligger lyftplattorna dubbelvikta in under fordonet, där de vilar på liftens armar.

Om hopvikningen skall ske manuellt, behöver lyftplattan vara så pass lätt att den kan hanteras utan problem. Alltså behöver ett lättare material än stål användas.

Ett problem med detta koncept är att det kan bli svårt att få lyftarmarnas vridcentrum tillräckligt långt ned. Det medför att lyftplattan hamnar under flaket vid marknivå om inte lyftplattan och armarna får en bra geometri.

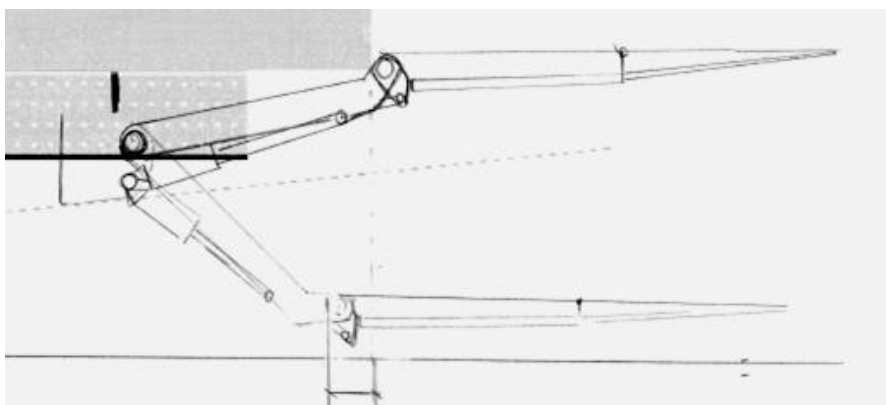


Fig. 7.2.2.2 förskjutning av plattan

För det här konceptet är det svårt att undvika så att lyftplattan inte sticker ut bakom fordonet. Anledningen till detta är att infästningsbalken är fast placerad och armarna måste sticka ut bakom bilen i bruksläge. Överhänget kan emellertid utnyttjas till ett trappsteg som chauffören kan kliva upp på när denna endast skall plocka ut en enskild vara.

### 7.2.3 Koncept 3 – Standardlyft med ledad lyftplatta

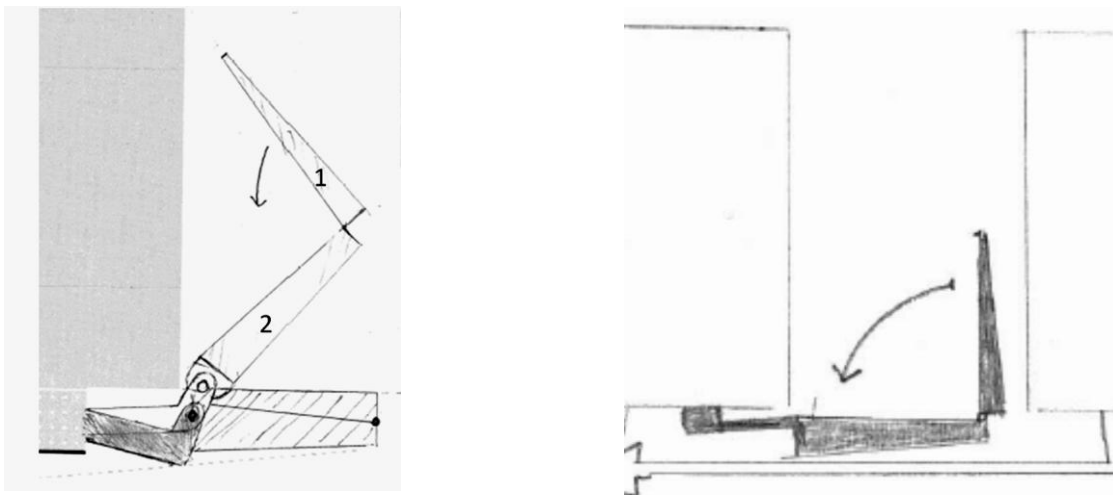


Fig. 7.2.3.1 Hopfällning av lyftplatta

Detta koncept påminner om en standardlyft där lyftplattan är uppfälld mot flakets baksida. Lyftplattan är ledad på mitten och skall gå att fälla ned mellan bilen och släpet då växelflaken skall ställas av. Infästningsbalken och armarna ser ut som för en vanlig standardlyft. Lika så hydrauliken.

Hopfällningen utav plattan sker delvis manuellt eller helt mekaniskt. Delvis manuellt betyder att en hydraulcylinder viker platta 1 tills den har en vinkel på 90 grader i förhållande till platta 2 (se fig. 7.2.3.1). När platta 2 tiltats ner i ett horisontalt läge viks platta 1 ned för hand så att den vilar på platta 2. Eventuellt skulle en hydraulcylinder placerad på ytterkanten av plattan kunna vika ihop konstruktionen helt och hållet.

En nackdel med att liften sticker ut bakom bilen vid byte av växelflaken är att plattan lätt stöter till något. Eftersom liften sitter så långt ut från bilens vridcentrum ger ett litet rattutslag en svängbåge för liften.

## 7.3 Dellösningar

Vid framtagningen av de tre koncepten uppstod olika problem beroende på var liften placerades på bilen. Problemen gällde framförallt att vridcentrum inte kom tillräckligt långt ner så att armarna får en optimal rörelsebåge. Ett annat var hur lyftplattan skulle kunna få plats.

### 7.3.1 Förskjutning av lyftplattan

Vid en fix infästning som i koncept 2 och 3 uppstår ett problem med förskjutning utav lyftplattan i förhållande till växelskåpets bakre kant (se avsnitt 7.1 s. 33). Detta kan justeras med hjälp av längden på lyftarmarna och placeringen utav deras vridcentrum.

### **Dellösning A – Omvänd placering utav hydraulik och lyftarm**

Genom att variera placeringen av lyftcylindern nedan- eller ovanför lyftarmen kan avstånden variera mellan växelflak och lyftplatta. Placeras lyftcylindern under lyftarmen kan lyftarmen placeras så att vridcentrum blir mer fördelaktigt centrerat i förhållande till den totala lyfthöjden (se fig. 7.3.1.1).

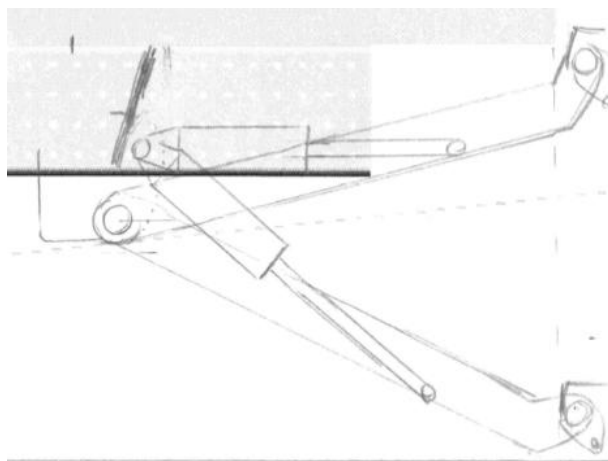


Fig. 7.3.1.1 optimalt vridcentrum

### **Dellösning B – Nedsänkning av lyftanordning**

Genom att sänka ned hela infästningsbalken för lyftanordningen med hjälp av två hydrauliska teleskopscylindrar kan vridcentrum för lyftarmarna anpassas (se fig. 7.3.3.2-3).

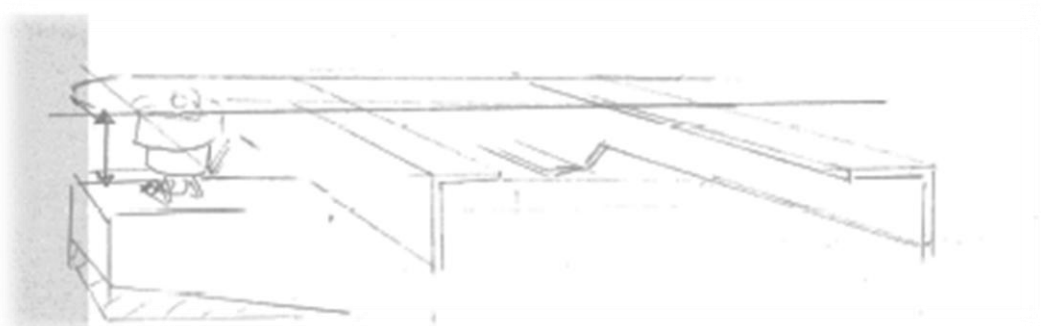


Fig. 7.3.1.2 skiss nedsänkning med teleskopscylindrar

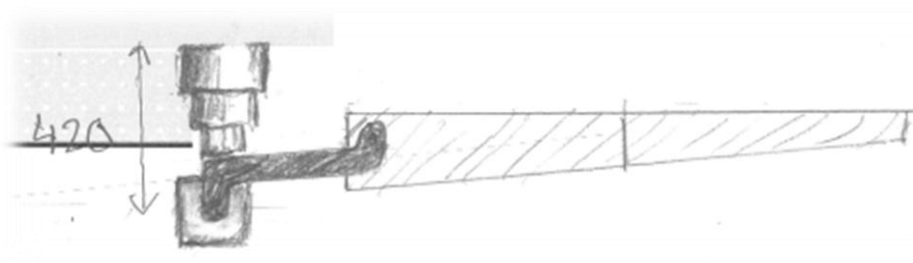


Fig. 7.3.1.3 skiss nedsänkning med teleskopscylindrar

### 7.3.2 Utrymme för lyftplattan

För att få plats med lyftanordningen kan ingrepp på bilens ram vara nödvändigt. Vilket i koncept 1 och 2 är beroende på hur lyftplattan fälls in under bilen i liftens parkeringsläge.

#### ***Dellösning Y – inbakad (ledad på mitten)***

Då lyftplattan är ledad på mitten krävs att ramen kapas av 400 mm för att lyftplattan skall få plats (se fig.7.3.2.1).

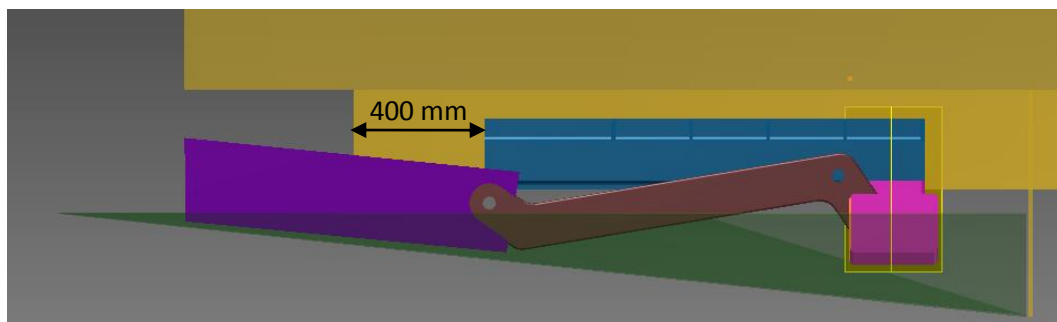


Fig. 7.3.2.1 Ramen behöver kapas av mycket

#### ***Dellösning Z – halvt inbakad (ledad långt bak)***

För att slippa kapa av ramen så mycket som i dellösning Y så kan den yttre delen av plattan på koncept 1 vara smalare än den inre (se fig. 7.2.1.2). Detta med för också att en kortare lyftarmar och skena kan användas än vid delösning Y.

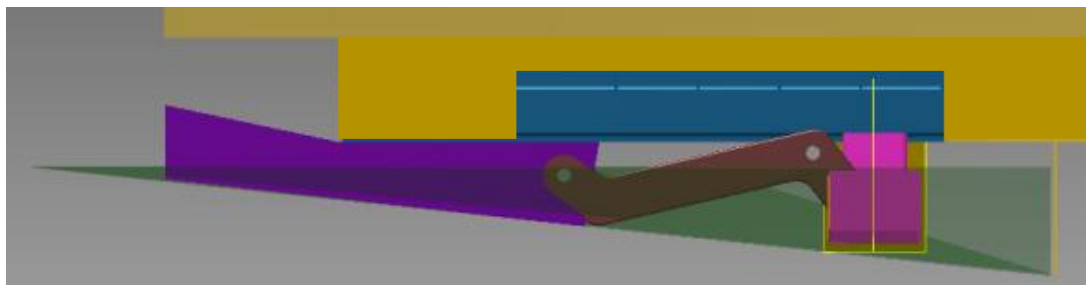


Fig. 7.3.2.2 Ramen behöver kapas av lite

## 7.4 Konceptutvärdering

För att få en objektiv eliminering av koncepten fick en utomstående grupp av konstruktörer fylla i en elimineringsmatris. Där de fick jämföra de tre huvudkoncepten med olika kombinationer av dellösningar.

För vardera grundkonceptet togs det fram två varianter. Anledningen till att grundkoncepten delades upp i olika koncept var för att få fram åsikter om betydelsefulla justeringar. Det vinnande konceptet undersöktes sedan ordentligt innan ett slutgiltigt beslut togs om vilket koncept som skulle väljas för vidare bearbetning.

### 7.4.1 Frågor elimineringsmatris

De frågor som togs med i matrisen grundade sig på kravspecifikationen och valdes ut med hänsyn till hur långt projektet hade kommit i utvecklingsprocessen.

Kommer Konceptet:

1. Klara av en minsta lyfthöjd på 840mm från marknivån
2. Klara av en minsta lyftplatta på 1200 x1200mm
3. Klara av ett största glapp på 30 mm mellan lyftplatta och bakre växelflaxkant i x led vid utfällt läge
4. Klara av ett minsta avstånd på 30 mm mellan flak och lyftplatta i x-led vid lastning i marknivå. Detta för att liftplattan inte skall hamna under bilen.
5. Att få plats inom packvolymen
6. Ha stor påverkan på ramens utformning
7. Vara praktisk vid på- och avlastning av växelflak
8. Vara praktisk vid byte/avställning av kärria
9. Vara användarvänlig
10. Vara ergonomisk
11. Vara realiserbar

De frågor som viktades var bland annat realiserbarhet, fråga 11, och hantering av växelflak med lift i parkeringsläge, Fråga 7 och 8. Även ergonomi, fråga 10, ansågs viktig, men eftersom fråga nio och tio var mycket lika, valdes dessa att inte viktas.

### 7.4.2 Sammanställning av elimineringsmatris

Sammanställningen gjordes så att varje deltagare summerade poängen de gett för varje koncept. Poängen från varje deltagare summerades sedan till en total poäng. Varje fråga hade ett poängspann från ett upp till fem poäng. Vid viktningen multiplicerades den enskilda frågans poäng med en faktor tre.

Det koncept som fick flest poäng vid första sammanställningen var K3. På andra plats kom K1Z och K3B med samma antal poäng. Poängen för samtliga koncept var mycket lika och inget koncept skilde därför ut sig ur mängden.

Efter att ha viktat frågorna hade koncept K3 fortfarande flest poäng, men nu med större marginal. På andra plats kom K2YA. Resterande koncept hade 10-15 poäng mindre än K2YA.

Tabell 7.4.2.1 Sammanställning elimineringsmatris

<b>Samställning elimineringsmatris</b>						
	<b>K1Z</b>	<b>K1Y</b>	<b>K2Y</b>	<b>K2YA</b>	<b>K3</b>	<b>K3B</b>
Totalsumma	166	160	150	157	174	166
<b>Rankning</b>	(2)	5	6	4	(1)	(2)
Totalsumma efter viktning	242	237	240	255	268	244
<b>Rankning</b>	4	6	5	(2)	(1)	3

Genomgången av resultatet gjordes tillsammans med deltagarna, där de kunde nämna egna funderingar kring de olika koncepten.

En kommentar som framfördes var att containerbankarna skulle kunna vara i vägen för skenorna i koncept1. Containerbankarna begränsas möjligheten att placera skenorna högre upp på ramen än ca 60 mm mätt från ramens ovansida.

En annan fundering var hur lyftplattan skulle vara placerad i höjddled vid parkerat läge. På bilen finns det en styrning för att reglera om bilen inte är i samma höjd som flaket när detta ska kopplas på, vilket medför att lyftplattan inte bör ligga för högt upp när man växlar skåp.

För övrigt ansåg deltagarna att samtliga tre koncept kunde väljas att arbeta vidare med.

## **7.5 Val av koncept**

Då elimineringsmatrisen var mycket jämn, blev valet av koncept mycket svårt. För att göra valet lättare så viktades de frågor upp som ansågs extra viktiga från elimineringsmatrisen. Dessutom hade två viktiga aspekter inte kommit med i elimineringsmatrisen, det nordiska vinterklimatet samt risken för sönderkörningar. Dessa spelade också en stor roll i valet av koncept.

Snö och slask är ett stort problem för de slädlyftar (koncept K1 s.36) som finns idag och om släden fryser fast krävs det mycket höga krafter för att bryta loss den. Vad gäller smuts i form av grus och salt är det ungefär lika illa för samtliga förslag då de delar som eventuellt skulle påverkas mest är placerade inom ungefär samma område. Fördelen med en slädlyft är att den kan användas till olika skåpsstorlekar.

En av nackdelarna med den hopvikbara standardliften (koncept K3 s.38) är att det är stor risk för sönderkörningar när liften är nedfärd för byte av växelflak. Koncept K3 hade många konstruktionsmässiga delar som var oklara om de gick att lösa på den utsatta tiden inom projektet.

Det koncept som till slut valdes var koncept K2 (se s.37). En hopvikbar lift bör inte vara lika känslig för nordiskt vinterklimat som en slädlyft. Samt till skillnad mot den hopvikbara standardliften finns det redan lösningar till de flesta tekniska problem. Nackdelen med koncept K2 är att det kan vara otympligt om lyftplattan måste vikas fram helt för hand.



## 8 Slutkonstruktion

Det här kapitlet beskriver hur den slutliga konstruktionen för liften är uppbyggd och fungerar. I slutet av kapitlet står det också en förklaring till varför liftens delar är placerade som de är.

### 8.1 Konceptets uppbyggnad

Grundidéen med konstruktionen är att bakgavelliften skall få plats under bilen och då inte behövas hanteras vid växling av växelflak, varav växlingen skall kunna genomföras på samma vis som när liften ej är påmonterad. Liftens mekaniska komponenter ska även i sidled rymmas inuti styrtunneln, såsom konstruktionens två bärande armar (s.k. lyftarmar) och samtlig hydraulik som är ämnade för lyft- och tiltfunktion. För att bakgavelliften i sitt parkerade läge ska få plats under bilen är lyftplattformen hopvikbar (se fig. 8.2.2 s.44).

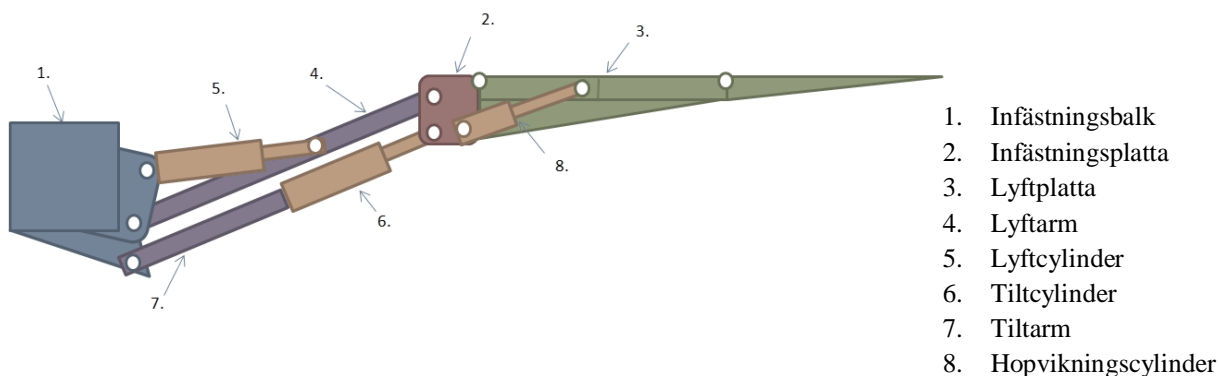


Fig. 8.1.1 Bakgavellift i utfällt läge, brukbart läge

Konceptet är uppbyggt med ett flertal olika komponenter. Benämningen på dessa kan ses i figur 8.1.1. Infästningsbalken, den komponent som håller samman konstruktionen, är utformad som en tvärgående balk, vilken är infäst mellan bilens längsgående rambalkar.

### 8.2 Hopvikning av lyftplattan

Lyftplattformen består av tre stycken delar, en infästningsplatta (se fig. 8.2.1 nr. 3) och två ledade plattor (se fig. 8.2.1 nr. 1 och nr. 2). Infästningsplattan är utformad för att skydda lyft- och tiltkomponenternas infästningar.

När liften inte används skall den placeras i ett parkeringsläge (se fig. 8.2.1) genom att lyftplattorna fälls ihop och vilar ovanpå infästningsplattan.

1. Yttre lyftplatta
2. Inner lyftplatta
3. Infästningsplatta

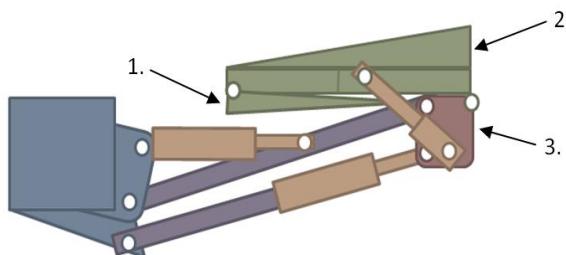


Fig. 8.2.1 Bakgavellift i hopfällt läge, parkeringsläge

Hopvikningen av lyftplattorna sker delvis manuellt och delvis med hjälp av hydraulik. Vid utvikning sänks liften ner till sitt bottenläge (se fig. 8.2.2 a), varefter en liten hydraulcylinder (se fig. 8.2.1 nr. 8) fäller ut den innersta plattan (se fig. 8.2.2 b). Den yttersta plattan viks sedan ut manuellt (se fig. 8.2.2 c). Ytterst i det vänstra hörnet av den yttre lyftplattformen skall det finnas ett handtag för att underlätta den manuella hopvikningen.

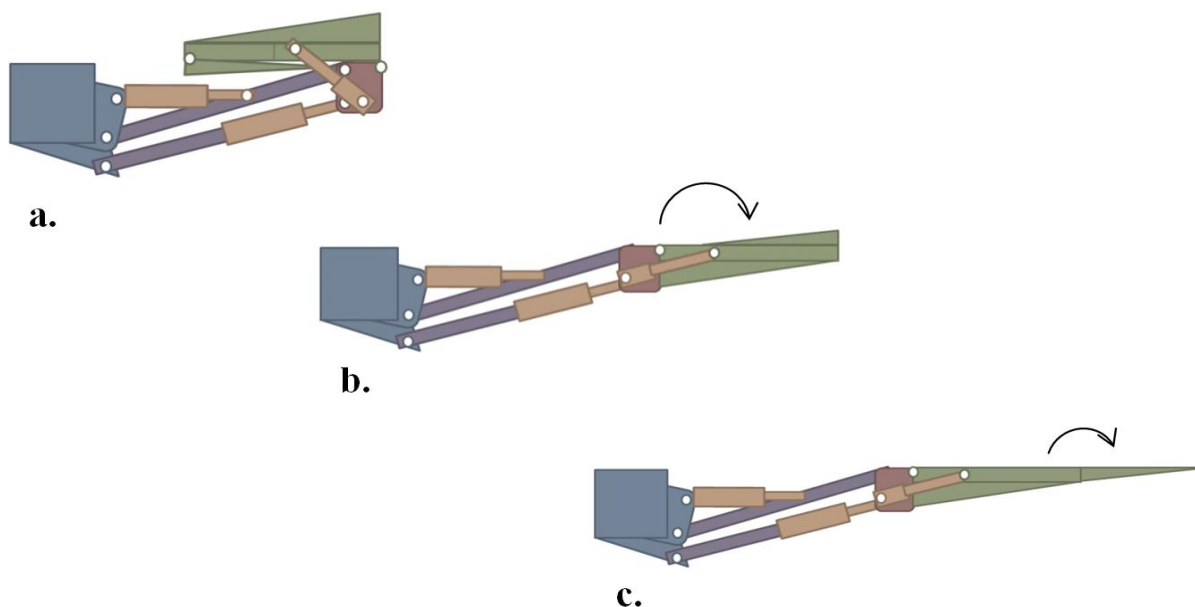


Fig. 8.2.2 Utvikning av lift från parkeringsläge till brukbart läge

### 8.3 Lyftsystemet

Den lyftande funktionen på liften fungerar på så vis att två symmetriskt placerade lyftarmar (se fig. 8.3.1) lyfts och sänks med två hydraulcylindrar för att höja och sänka lyftplattformen. Hydraulcylindrarna är placerade ovanför lyftarmarna (se fig. 8.1.1 nr. 5 och 4 s.43).

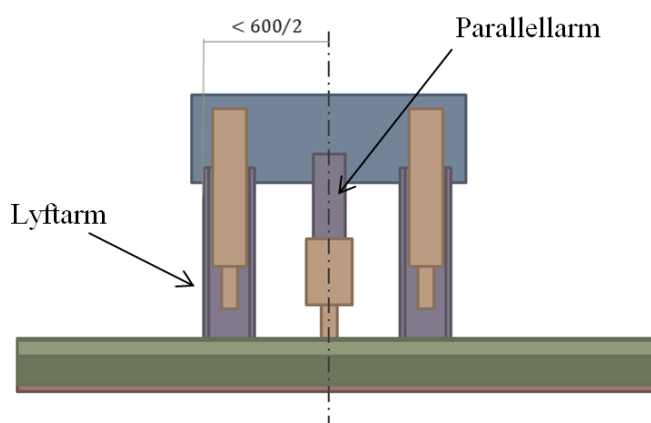


Fig. 8.3.1 Bakgavellift i bottenläge, sett bakifrån. Bilden visar bärarmarnas placering i sidled, innanför styrtunneln

Placerad centrerad till mitten av konstruktionen finns även en parallellarm (se fig. 8.3.1) som kommer att hålla lyftplattformen i ett horisontellt läge vid drift.

## 8.4 Tiltningssystemet

Lyftplattan kan vinklas i förhållande till sitt horisontalläge med hjälp av en hydraulcylinder (se fig. 8.1.1 nr. 6 s. 43) som är fäst i parallellarmen. Då lyftplattformen vinklas vrider den sig kring lyftarmarnas infästningar. Tiltmekanismen ska kunna vinkla lyftplattan 30° uppåt respektive 6° nedåt från ett horisontalplan.

För att tiltarmen tillsammans med tiltcylindern ska fungera som en parallellarm, behöver avståndet mellan infästningarna av lyftarmen och parallellarmen vara densamma i både infästningsbalken och lyftplattformen. Detta skulle då medföra att det i tilten vid höjning/sänkning av lyftplattan enbart behövde hålla ett sådant tryck att tiltens längd kan hållas konstant. Vilket då innebär att tiltcylindern enbart reglerar tiltningen av lyftplattan, samtidigt som den stödjer upp konstruktionen och på så vis minska krafterna på lyftarmen och lyftcylindern.

## 8.5 Placering av liftensdelar

Placeringen av infästningsbalken och de olika infästningarna togs fram utifrån tre mål:

1. Att se till att konstruktionen ryms inom packvolymen.
2. Att utifrån beräkningar av stångkrafterna, hålla krafterna på hydraulcylindrarna vid en acceptabel nivå.
3. Att hålla det totala momentet över konstruktionen lågt, genom att sträva efter en placering av infästningsbalken så långt bak på bilen som möjligt.

### 8.5.1 Placering innanför styrtunneln

I och med packvolymens koniska utformning, utgör placeringen av komponenterna runt om lyftarmen, såsom till exempel hydraulik, en stor betydelse för placering av infästningsbalken i längdled. Detta medför att liftens utbredning i både sidled och höjdled påverkar av vart infästningsbalken placeras. Ett exempel är att desto längre ut i sidled lyftarmarnas och hydraulikens infästningar placeras, desto längre fram på fordonet behöver infästningsbalken fästas.

Det största utrymmet finns alltså centrerat till fordonets mittplan, vilket tillåter ett större avstånd mellan de olika infästningarna. Därför gjordes ett val att placera samtliga infästningar innanför styrtunneln.

Fördelarna med att placera samtliga infästningar i infästningsbalken innanför styrtunneln är många. En är att geometrin på lyftarmen kan utformas till en mer gynnsam form (se avsnitt 9.4.1 s.54). En annan är att infästningarna mellan de övriga komponenterna kan placeras på ett större avstånd i förhållande till varandra, vilket generellt ger bättre vädren på de krafter komponenterna behöver ta upp.

### 8.5.2 Placering av hydraulikinfästningar

För att ta reda på hur olika längder och placeringar av infästningarna påverkade konstruktionen sammanställdes beräkningar i ett Excell-ark, för att lätt kunna reglera data och få ut samband mellan olika infästningar.

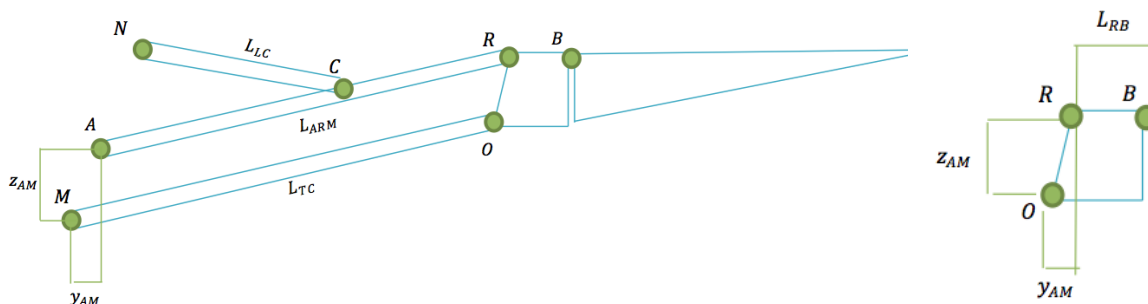


Fig. 8.5.2.1 a) Schematisk skiss över liftkonstruktionen b) Skiss över infästningarna i infästningsplattan. De gröna cirkelarna representerar rörliga leder.

I figur 8.5.2.1 visar schematiskt en förenkling av bakgavelliftens uppbyggnad som användes för beräkningar. De gröna cirkelarna symboliserar rörliga leder.

#### Parallellarms infästning

Som tidigare nämnts krävs det att om tiltarmen och tiltcyldern tillsammans skall fungera som en parallellarm, dvs. avstånden mellan infästningarna för lyftarmen och armen med tiltcyldern måste vara desamma i både infästningsbalken som i infästningsplattan. Avståndet mellan A och M skall vara samma som mellan R och O, vilket här betecknas med koordinaterna  $y_{AM}$  och  $z_{AM}$  i figur 8.4.2.1. Ett större värde på  $z_{AM}$  ger lägre krafter på parallellarmen. Detta värde begränsas alltså av hur långt fram på bilen liften kan placeras då denna infästning utgör den lägsta punkten på konstruktionen och avståndet begränsas därför av dragstången.  $y_{AM}$  reglerar utjämningen mellan tiltkraften i topp- respektive bottenläge. Vid  $y_{AM} = 0$  är tiltkrafterna lika.

#### Lyftcylindrarnas infästning

Även vid lyftcylindrarnas infästning reglerar avståndet i y-led balansen mellan hydraulcylindrarnas krafter i topp- respektive bottenläge. Här är ett utjämnat läge förskjutet i positiv riktning och ökar med höjden av  $z_{AN}$  (se fig. 8.5.2.2), därför anses en stor vinkel mellan stängerna vara fördelaktigt.

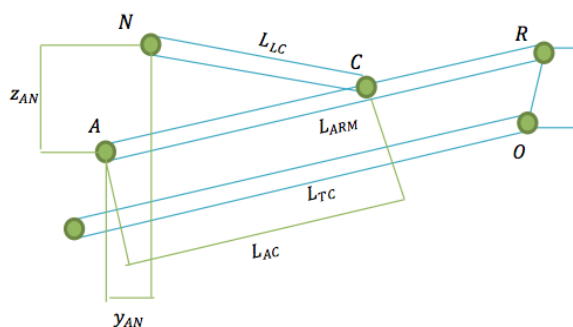


Fig. 8.5.2.2 Måttsättning av lyftcylinder. De gröna cirkelarna representerar rörliga leder.

Om lyftcylinderns infästning i lyftarmen,  $L_{AC}$ , placeras långt ut på lyftarmen fås en lägre kraft i lyftcylindern. Att justera denna placering är dock inte lika effektivt som att höja avståndet  $Z_{AN}$ .

### Hopvikningscylinderns infästning

Placeringen av hopvikningscylindern har inte någon inverkan på de övriga infästningarna, men för att invikningen skall fungera behövs en förskjutning i förhållande till leden B (se fig. 8.5.2.3).

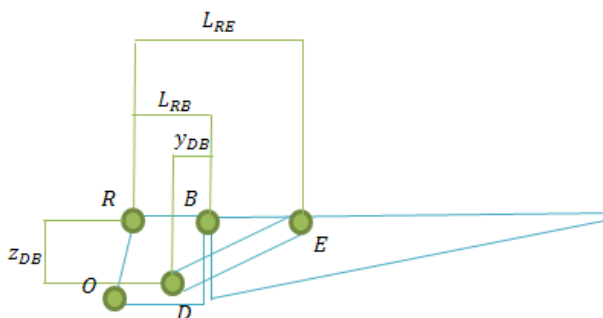


Fig. 8.5.2.3 Måtsättning av hopvikningscylindern i lyftplattformen. De gröna cirklarna representerar rörliga leder.

### 8.5.3 Placering av lyftarm

Lyftarmens placering är centralt för hela konstruktionen då dess infästning i infästningsbalken utgör konstruktionens vridcentrum. Utifrån den mekaniska analysen i avsnitt 7.1 s. 33 framgår det att liftens vridcentrum behöver vara placerad i en punkt som är centrerad mellan lyftplattformens topp- respektive bottenläge eller möjligtvis något lägre. Varav avståndet mellan lyftarmens infästning i förhållande till flakgolvet höjd i toppläge, respektive avståndet från infästningen ner till markplan i bottenläge är av vikt. Dessa höjder tillsammans blir det mått som behöver dras bort från totalhöjden för att få ut den höjd som liften behöver förflytta lyftplattan.

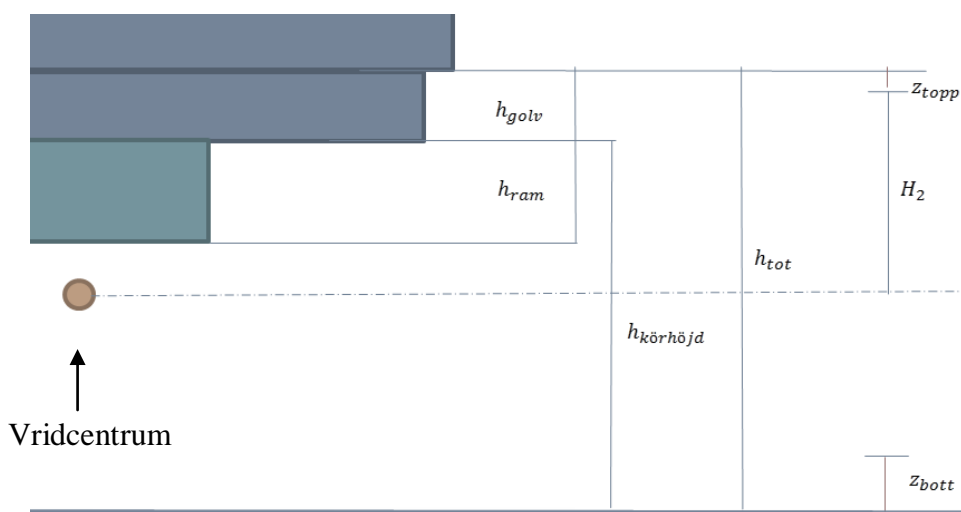


Fig. 8.5.3.1 Måtsättning och benämningar för beräkning av vridcentrum.

## 9 Detaljkonstruktion

---

*För alla liftens delar gjordes någon form av detaljkonstruktion. Extra mycket vikt lades på lyftarmarna och att dimensionera hydraulik.*

### 9.1 Val av material

De flesta komponenter kommer att bestå av höghållfast konstruktionsstål, såsom lyft- och tiltarmar, infästningsbalk och infästningen i lyftplattan. Det stål som valdes var SSABs Weldom 700 (SSAB 2012). Det skulle räcka med ett material med en sträckgräns på 650 MPa för att få ett material som är lättare att bearbeta.

Själva lyftplattformen i sig valdes att tillverkas i aluminium för att reducera vikten på konstruktionen. Otto Fuchs var en av de tillverkare som tittades på för tillverkning av lyftplattformar, varav riktvärdet på lyftplattans totalvikt beräknades till 100 kg, där vikten låg på 20 – 34 kg/m<sup>2</sup>.

### 9.2 Dimensionering av hydraulik

För konstruktionen behövs ett mobilt hydraulsystem med dubbelverkande hydraulcylindrar. För dimensionering av cylinderstorleken togs beräkningar för cylinderkrafterna fram, de valda cylindrarna kontrollerades sedan om de löpte någon risk för knäckning på grund av den slaglängd som behövdes.

#### 9.2.1 Dimensionering av cylindertjocklek

För att beräkna diameterstorlek utgicks det ifrån Stacke Hydrauliks standardcylindrar. Stacke Hydraulik är ett svenskt företag som tillverkar hydraulcylindrar för mobila och industriella hydraulsystem. I Stacke Hydrauliks produktblad kan utläsas tryck- och dragareor till de olika cylinderstorlekarna. (Stacke Hydraulik 2012).

Cylindrarna valdes utifrån storleken på deras dragande areor. Detta på grund av att den dragande arean är mindre än den tryckande arean, varpå trycket på cylindern blir större då regleringen sker på den dragande sidan.

För ett mobilt hydraulsystem gäller att trycket på hydraulcylindrarna bör ligga mellan 200-250 Bar (Stacke Hydraulik 2012). Cylindrar för högre tryck upp till 300 Bar går att specialbeställa, men blir givetvis dyrare.

För att få fram ett acceptabelt tryck mellan 200-250 Bar kunde ekvation 9.2.1.1 användas. Där P är trycket i cylindern, F är den resulterande stångkraften och A står för den dragande arean i cylindern.

$$P = F/A \quad \dots \text{ekv (9.2.1.1)}$$

### Storlek på krafter

Enligt beräkningarna i bilaga G blev krafterna på tilt- och lyftcylinder enligt tabell 9.2.1.1. Kraften som verkar på tiltcylindern är mycket stor men kan regleras med hjälp av diametern på cylindern.

Tabell 9.2.1.1 Tilt- och lyftcylinders stångkrafter under belastning

	<i>toppläge</i>	<i>horisontalläge</i>	<i>bottläge</i>
$S_{LC}$ [N]	-59 615	-59 235	-56 509
$S_{TC}$ [N]	-135 218	-120 411	-135 218

Krafterna på tiltcylindern vid tiltning av lyftplattformen är således inte försumbara jämfört med de krafter som blir av själva lasten (se tabell 9.2.1.2). Vilket medför att den kraft som dimensioneras mot sker vid en negativ tiltning på 6°.

Tabell 9.23.1.2 Tiltcylinders stångkrafter vid tiltning av lyftplattformen i toppläge, med last

	<i>Minimal tiltning</i>	<i>Maximal tiltning</i>
<i>Tiltvinkel <math>\varphi</math></i>	<i>-6°</i>	<i>6°</i>
$S_{TC}$ [N]	143 000	129 000

Kraften på hopvikningscylindern är mycket lägre än för de båda andra cylindrarna i och med att hopvikningen endast sker då det inte är någon belastning på lyftplattan (se tabell 9.2.1.3).

Tabell 9.2.1.3 Hopvikningscylinders stångkrafter, utan last

	<i>horisontalläge</i>	<i>Maximalt – läge 73°</i>	<i>Minimalt – läge 180°</i>
$S_{vik}$ [N]	2 586	-1 909	-1 970

### Cylindertryck

För lyftcylinder och hopvikningscylindern valdes en dubbelverkande hydraulcylinder med ledlagerinfästningar (se bilaga J s. XXVII). För tiltcylindern, vars infästningars placering är mycket långt ifrån varandra, ansågs det bättre att välja ett lager med en gängad infästning (se bilaga K s. XXVIII) och kombinera denna med förlängningsarm.

De olika trycken ses i tabell 9.2.1.4 s.50.

### Cylinder val:

- Lyftcylinder: DA1010 A80/B50
- Tiltcylinder: Daxx02 A100/B50
- Hopvikningscylinder: DA1010 A25/B12

**Tabell 9.2.1.4** Cylindertryck efter valda cylindrar

	<b>Cylindertryck</b> [M Pa]	<b>Cylindertryck</b> [Bar]
$P_{LC}$ (Area = 30,63 cm <sup>2</sup> )	19,5	195,8
$P_{TC}$ (Area = 58,90 cm <sup>2</sup> )	22,9	229,2
$P_{vik}$ (Area = 2,90 cm <sup>2</sup> )	8,62	86,2

### 9.2.2 Kontroll av tillåten slaglängd

För att kontrollera att hydraul kolven inte ska knäckas behöver slaglängden kontrolleras (se bilaga L s. XXIX).

Slaglängderna beräknas efter cylindrarnas maximala och minimala längder, vilket för lyftcylindern fås genom liftens position i topp- respektive bottenläge (se tabell 9.2.2.1). För att få fram tiltcylinderns slaglängd undersöks längden vid den största negativa tiltningvinkel respektive vid den största positiva tiltvinkeln (se tabell 9.2.2.2).

**Tabell 9.2.2.1** Lyftcylinderns slaglängd

	<b>Toppläge</b>	<b>Bottläge</b>	<b>Slaglängd</b>
$L_{LC}$ [mm]	633	744	111

**Tabell 9.2.2.2** Tiltcylinderns slaglängd

	<b>Minimal tiltning</b>	<b>Maximal tiltning</b>	<b>Slaglängd</b>
<b>Tiltvinkel <math>\varphi</math> [°]</b>	6	36	-
$L_{TC}$ [mm]	993	1043	50

Hopvkningscylinderns slaglängd är beroende av placeringen av infästningarna D och E i förhållande till B (se fig. 9.2.2.3 s.51). Då E rör sig kring B, blir den maximala cylinderlängden som av längderna  $L_{DB}$  och  $L_{BE}$ , varav avståndet till infästning D bestämmer vid vilken vinkel den maximala längden uppkommer. Den minimala cylinderlängden blir när lyftplattan är hopvikt.



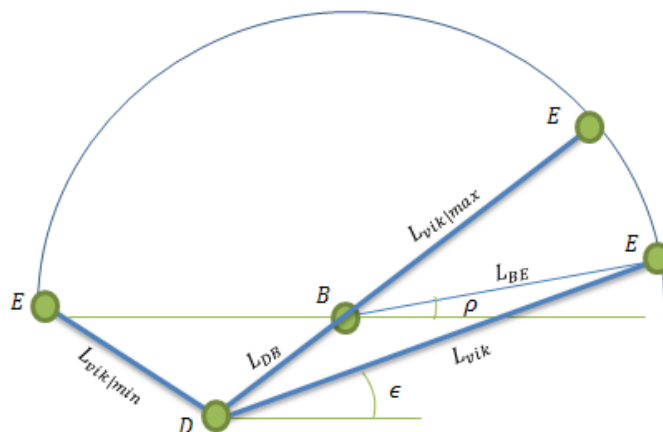


Fig. 9.2.2.3 Hopvikningscylinders rörelsemönster

Tabell 9.2.2.3 Hopvikningscylinders slaglängd

	<i>Minimaltläg</i>	<i>Maximaltläge</i>	<i>Slaglängd</i>
<b>Hopviknings vinkel <math>\rho</math> [°]</b>	180	30	-
<b><math>L_{vik}</math> [mm]</b>	192	227	35

För de cylindrar som valts är tillåten slaglängd långt över de som är uträknade (jmf. tabell 9.2.2.1-3 s. 50 med 9.2.2.4), varför knäckning inte ses som något problem. Det är möjligt att reglera slaglängden genom att placeras en distans i hydraulcylindern.

Tabell 9.2.2.4 Maximal slaglängd i mm vid följande arbetstryck,

Bild: Stacke Hydraulik 2013

Dimensioner	8 MPa	12 MPa	16 MPa	20 MPa	25 MPa
25/12	234	179	147	124	104
25/16	467	369	311	272	236
32/16	348	272	227	196	168
32/20	582	463	392	343	300
40/20	432	337	280	241	207
40/25	721	575	487	426	372
50/25	557	438	367	318	275
50/32	972	776	660	581	510
63/32	742	587	495	432	375
63/40	1217	975	831	732	644
80/40	924	734	620	542	473
80/50	1509	1211	1033	912	803
100/50	1159	921	779	682	595

### 9.3 Dimensionering av infästningsbalken

Det största kravet som ställdes på infästningsbalken var att den skulle klara av att överföra det totala momentet från konstruktionen till ramen, vilket beräknades till nio bultförband i respektive ram (se bilaga M s. XXXIII). Övriga krav var att få plats med infästningarna till lyft- och tiltmekanismen. Det fanns även ett önskemål om att bakgavelliften skulle vara enkel att demontera, vilket medför att den bör vara kompakt och kunna hanteras i ett stycke.

Grunden till utformningen på infästningsbalken ligger i att detaljerna skall kunna bockas och på så vis undvika svetsar i konstruktionen.

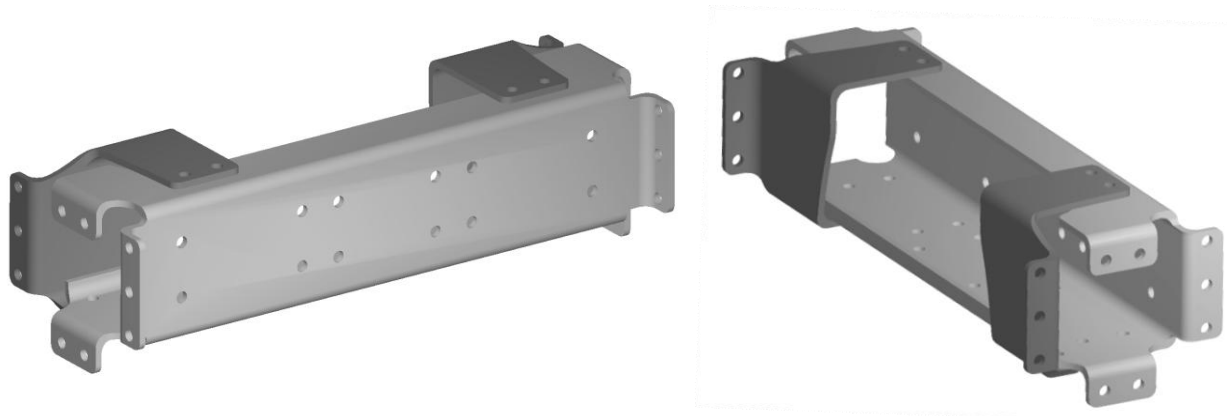


Fig. 9.3.1 Stomme Infästningsbalk a) Framsida med hål för infästning av lyftmekanism b) Baksida

Då upphängningen av dragbalken, där dragkopplingen är infäst, är utformad för att klara av ett mycket stort moment, undersöktes hur den var utformad och hur hålluppsättningen i ramen utnyttjades. Upphängningen består av två tvärbalkar med vardera 12 bultförband i respektive rambalk.

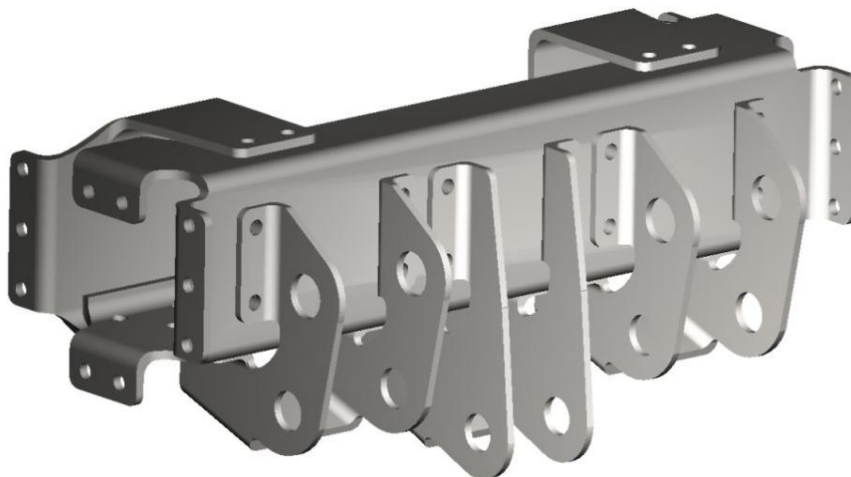
Anledningen till att infästningsbalk ser ut som den gör, är att det inte går att bocka balken i ett enda stycke. Balken utformades som i figur 9.3.1. Den större delen, hädanefter benämnd 1B, tar upp de största krafterna samt har utrymme för fastsättning av de konsoler där lyftarmarna och annat ska fästas i (se fig. 9.3.4 s. 53).

De mindre detaljerna, benämns 2B, fungerar som stöd och är utformade för att täcka upp de främre hålinfästningarna i ramen (se fig. 9.3.2). Skruvfästet för ovansidan i 1B är placerat 90 mm längre in från infästningen, vilket beror på att 1B ligger an mot ramen.



Fig. 9.3.2 liten del, 2B

En fördel med konstruktionen är att det går att komma åt alla skruvförband, samt att det finns utrymme att placera pump eller dylikt nära inpå konstruktionen. Om pumpen samt batteri med mera skall placeras på insidan av infästningsbalken behöver dessa på något vis skyddas mot smuts och väta.



*Fig. 9.3.3 Infästningsbalk med fästen*

Själva infästningarna för lyft-, tiltarm och lyftcylinder är utformade för att fästas på både framsidan och undersidan av infästningsbalken (se fig. 9.3.4). Även dessa delar är utformade för att kunna bockas och kan med fördel ha en förstärkande platta i skruvförbanden.



*Fig. 9.3.4 Infästning för lyftcylinder och lyftarm*

## 9.4 Lyftarmen

Lyftarmen har utformats efter sin placering samt förbättrats med hjälp av FEM-beräkningar i Pro/Mechanica.

### 9.4.1 Utformning

Lyftarmens utformning beror på hur växelflakets ser ut (se fig. 9.4.1.1). För att komma så nära flakets golv som möjligt, när liften är i sitt toppläge, behöver den vara vinklad längst ut (se fig. 9.4.1.2.). Vinkeln ger upphov till spänningskoncentrationer i dess inre radie. Spänningarna uppkommer på grund av den hävarm som blir från själva böjen upp till toppen av lyftarmen där kraften från lyftplattan verkar.

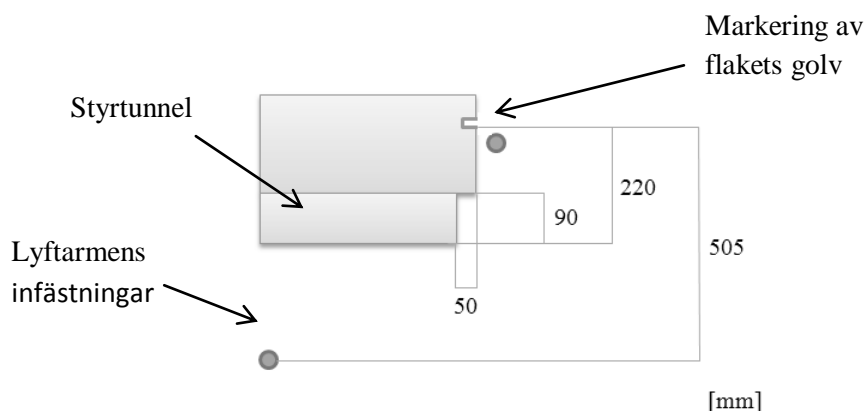


Fig. 9.4.1.1 Utformning och mått av växelflakets bak parti, sett från sidan

För att minska momentet på vinkeln valdes lyftarmarnas infästningar att placeras innanför styrtunneln. Utrymmet i styrtunneln skall vara fritt enligt standarden för växelflak (se avsnitt 2.1.4 s.6) och ha en höjd på 90 mm (se fig. 9.4. 1.1). Utrymmet inom styrtunneln kan utnyttjas genom att låta lyftarmen delvis röra sig inom detta område (se fig. 9.5.2 b). Hävvarmen som ger upphov till spänningar kan på så vis minskas från cirka 220 till 130 mm.



Fig. 9.4.1.2 a) Lyftarm utformad för att komma nära intill flakets golv b) Lyftarm placerad innanför styrtunnel

Utformningen av lyftarmen är anpassad för att lyftcylindern, som är placerad ovanför lyftarmen, skall kunna ligga inom lyftarmen för att spara plats i höjddled. Detta medför att större delen av lyftarmens ovansida behöver vara öppen (se fig. 9.4.3. s.55). Lyftarmen skulle då kunna bockas i en u-profil och på så vis ha material på undersidan fram till armens krökning.



Fig. 9.4.3 Lyftcylindern infästning placeras inuti lyftarmen

### 9.4.2 FEM-beräkningar i Pro/Mechanica

För att få en bättre utformning på lyftarmen genomfördes ett antal FEM-beräkningar (se bilaga N s. XXXIV), där det kontrollerades hur stora spänningar som uppstod och hur stor utböjningen blev. Avnittet innefattar de krav som satts på konstruktionen, samt analys av spänningar. Hur ansättningarna i FEM-pogrammet har gjorts och verifiering av krafter och resultatet finns i bilaga N s. XXXIV.

#### **Krav**

Det ställdes upp två krav på konstruktionen. Det ena var att konstruktionen skulle klara av en maximal utböjning på maximalt 2 mm. Detta var ett löst krav och valdes utifrån att lyften inte ska kännas instabil när den belastas. Det sattes även ett hårt krav på maximalt 5 mm utböjning.

Det andra kravet var att det inte fick finnas spänningar som överskrider 250 – 300 MPa, vilket är en generell gräns vid utmattning av konstruktionsstål (se fig. 9.4.2.1).

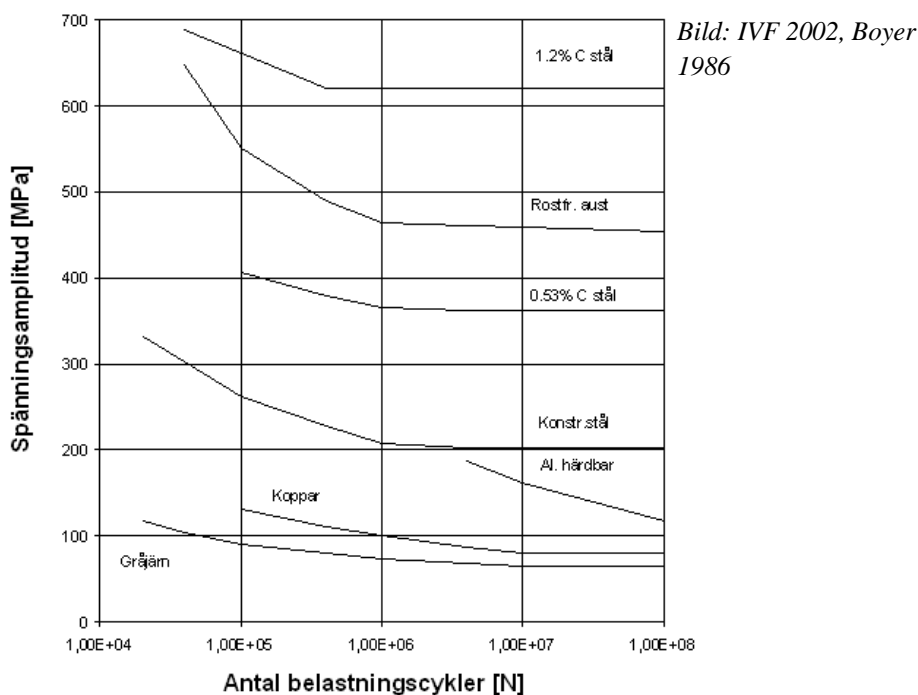


Fig. 9.4.2.1 Typiska Wöhler kurvor för några olika metalliska material

## Belastning

Den belastning som applicerades på lyftarmens yttre infästning motsvarade en belastning på 1450 kg. Där 1150 kg motsvarar kravet på lyftkapacitet från kravspecifikationen. Resterande 300 kg innefattar en säkerhetsvikt på 200 kg, samt den uppskattade vikten för en lyftplatta i aluminium på 100 kg. (se bilaga G s. XIII).

## Analys av spänningar och utböjning

Som beräknat visade det sig att det blev stora spänningar i krökningen av armen. Dessa lyckades reduceras ned till 300 Mpa, för en godstjocklek på 8 mm, genom att öka krökningsradien. Ökades godstjockleken till 9 mm minskas spänningen ytterligare. 9 mm tjockt stål är således ingen standard tjocklek var av valet står mellan 8 och 10 mm stål.

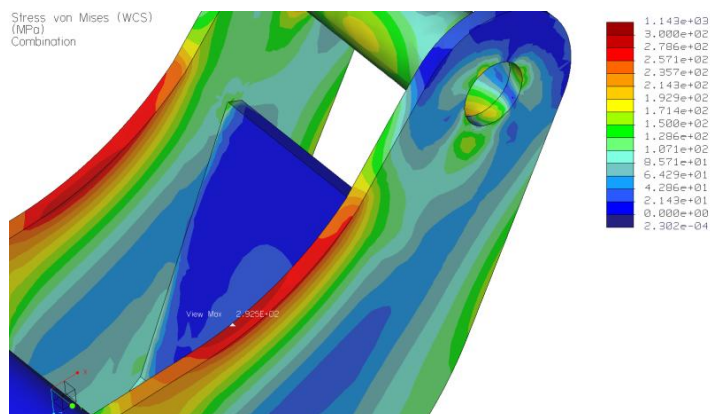


Fig. 9.4.2.2 Analys\_Arm\_27: tjocklek 9 mm

När det kom till deformationen av armarna behövdes inte många förändringar. Utböjningen vid belastningen ligger på något mindre än 1 mm, vilket var bättre än förväntat. För en mer utförlig analys se bilaga N sida XXXIV och bilaga O sida XXXVII.

## Förslag till vidare ändringar

Vidare skulle det kunna undersökas hur mycket material som kan sparas i höjddled om man valde en tjockare plåt på 10 mm. Det är även mycket låga spänningar i den del av armen som är närmast infästningen i infästningsbalken (se fig. 9.4.2.3), vilken borde vara möjligt att minskas mer.

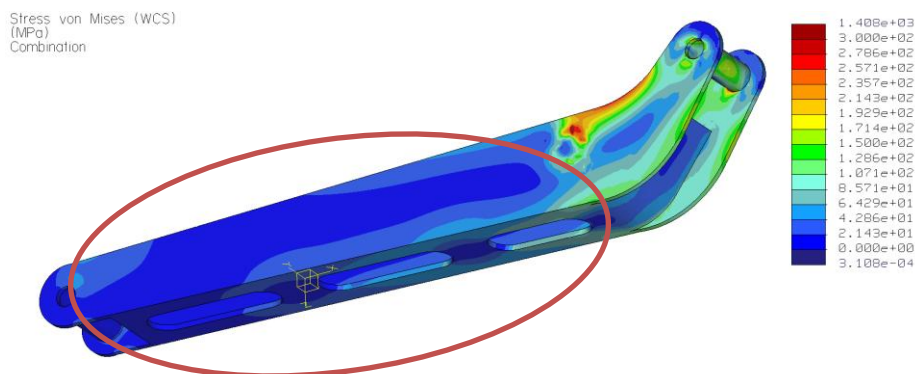


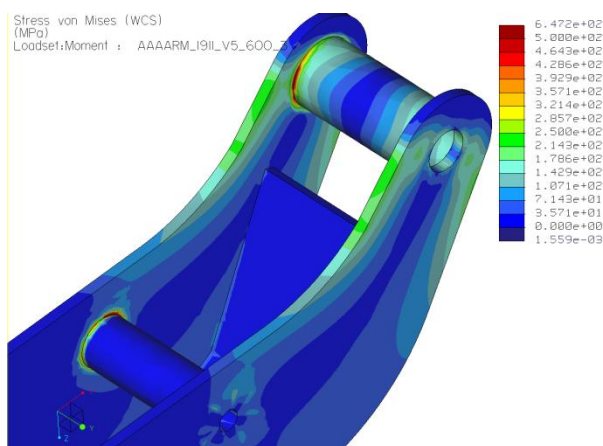
Fig. 9.4.2.3 Analys\_Arm\_25: område där höjden kan minskas

### ***Analys av annat dimensioneringsfall***

I FEM-resultaten förekom det mycket höga spänningar vid de distanser där villkoren ansattes. De största spänningarna förekom främst vid lyftcylinderns infästning. Detta troddes delvis bero på att infästningen sågs som stum, vilket den emellertid inte är då lyftcylindern i verkligheten är något fjädrande.

Det undersöktes då ett annat dimensioneringsfall, där det byggdes in ett moment i lyftarmens infästning vilket då skulle ta upp all den kraft som blir från lasten. Momentet beräknas då till 4200 N över en lyftarm.

Resultatet visade att det blev ett mycket mer gynnsamt förhållande. Den maximala spänningen låg nu enbart på 650 MPa.



*Fig. 9.4.2.4 Analys\_infästning\_moment\_5; Spänningar utifrån moment*

### ***Slutsats av FEM-resultat***

Belastningsfallet som räknades på var pulserande böjning, med stor variation av både belastning och belastningsintervall. Det är emellertid svårt att veta om detta är ett fall som behöver dimensioneras mot utmattning eller inte.

Med stålet Weldox 700 ligger den maximala spänningen under sträckgränsen i det dimensioneringsfall där ett moment lades på, varav lyftarmen klarar sig så länge fallet inte ses som utmattande. Troligtvis är detta okej.

## 9. 5 Lyftplatta

Själva lyftplattan består av en infästningsplatta och två hopvikbara plattor. De båda plattorna och infästningsplattan sitter ihop med gångjärn.

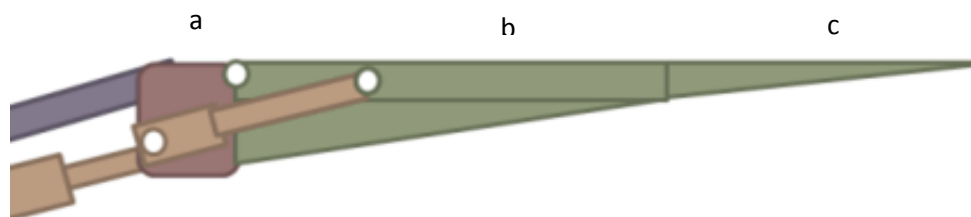


Fig. 9.5.1 a) infästningsplatta, b) platta 1, c) platta 2

Syftet med att ha en infästningsplatta är att kunna vika ihop lyftplattan utan att någon del av lyftplattan tar i den andra, samt får en inbyggd tiltfunktion.

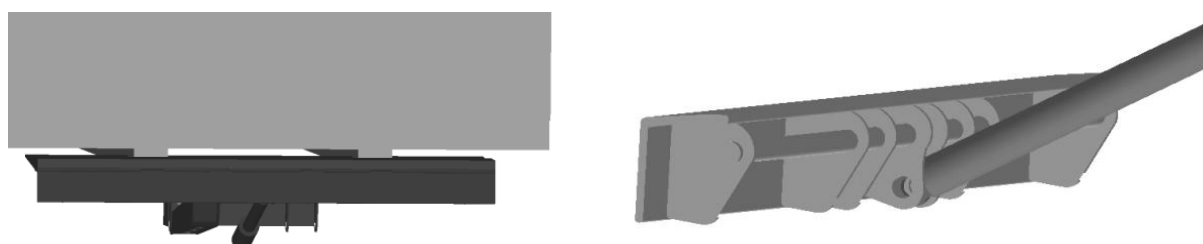


Fig. 9.5.2 a) Infästningsplatta sett bakifrån b) Infästningsplatta sett inifrån

Tiltfunktionen för infästningsplattan skulle fungera på så sätt att infästningsplattan vrider sig kring en lagrad led fäst längst ut på lyftarmarna. Genom att en hydraulcylinder är fäst i nedre delen av infästningsplattan tiltar infästningsplattan som i sin tur trycker på lyftplattan så att denna också tiltas

Enligt kravspecifikationen skulle plattan helst vara 1600 mm på djupet, men eftersom plattan inte får väga för mycket och eftersom det skulle gå att vika fram den under bilen så var den tvungen att bli mindre. En annan anledning var att det skulle bli svårt att få plats med en större platta som liften är placerad.

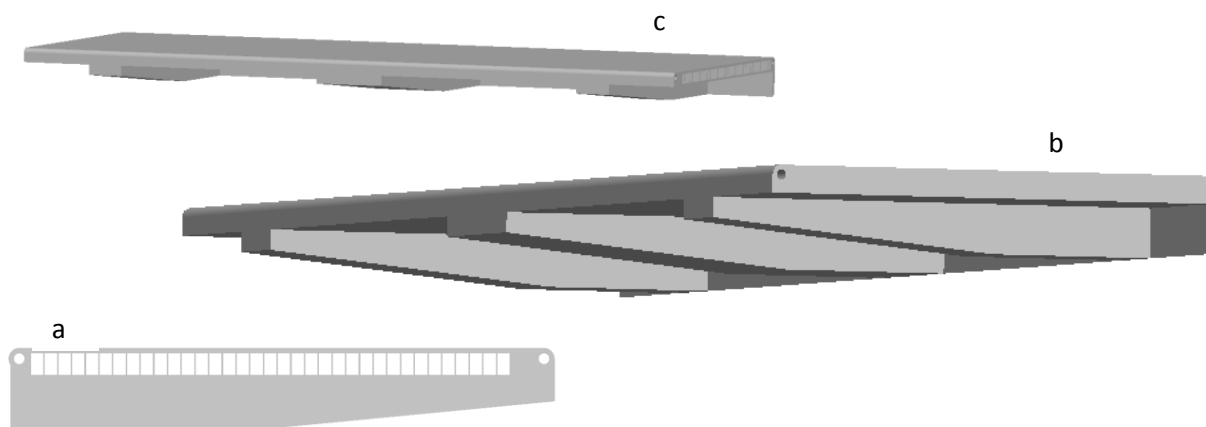


Fig. 9.5.3 a) snitt-vy genom platta 1, b) platta 1, c) platta 2



## 9.6 Lagerinfästningar

För att liften ska få längre serviceintervall ansågs det lämpligt att använda sig av underhållsfria glidlager. Glidlager används främst vid låga hastigheter och där belastningen är stor. Vid infästningarna för de hydraulcylindrar som har undersökts i projektet, används de ledlager som ingår, vid vidare studier bör dessa lager ses över.

### 9.6.1 SKFs kompositglidlager

Det finns två standardtyper av kompositmaterial PTFE och POM. POM behöver en initial försmörjning och har ett lägre temperaturintervall än PTFE. POM tillåter en grövre ytfinhet, vilket är bra om man vill ha billigare komponenter. För mer information se materialdata i figur 9.6.1.

Då båda lagren fungerar bra för konstruktionen valdes det att undersöka ett PTFE-lager för sin förmåga att bättre ta upp växlande belastningar.

Sammanfattning av egenskaper hos SKF PTFE- och POM-kompositmaterial		
Egenskaper	PTFE-komposit	POM-komposit
Sammansättning	<p><b>Materialvariant B</b> Stålstomme med skikt av sintrad tenn/brons; porer fyllda och täckta med ett skikt (5 till 30 <math>\mu\text{m}</math>) av PTFE med bly-tillsats</p> <p><b>Materialvariant E</b> Stålstomme med skikt av sintrad tenn/brons; porer fyllda och täckta med ett lager (5 till 30 <math>\mu\text{m}</math>) av PTFE med tillsats av molybdendisulfid</p>	<p><b>Materialvariant M</b> Stålstomme med skikt av sintrad tenn/brons; porer fyllda och täckta med ett skikt (0,3 mm) av POM</p>
Tillåten specifik statisk belastning ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	250	250
Tillåten specifik dynamisk belastning ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )	80	120
Maximal glidhastighet (m/s)	2	2,5
Drifttemperaturområde ( $^{\circ}\text{C}$ )	-200 till +250	-40 till +110 (+130 för korta perioder)
Friktionskoefficient	0,03 till 0,25	0,02 till 0,20
Stick-slip effekt	Försumbar	Försumbar
Tjocklek på slitskikt (mm)	0,2	0,3
Smörjning	Behövs inte	Initialsmörjning behövs
Förmåga att ta upp kantbelastningar (t.ex. som resultat av snedställning)	Acceptabel	Bra
Förmåga att ta upp växlande belastningar	Bra	Acceptabel
Förmåga att ta upp linjära rörelser	Acceptabel	Bra
Bearbetning av glidytor efter montering	Kalibrering	Borrning, svarvning (brotschning)
Rekommenderad hustolerans för metrisk glidlager	H7	H7
Rekommenderad axeltolerans för metrisk glidlager	f7 (för $d \leq 75 \text{ mm}$ ) h8 (för $d > 75 \text{ mm}$ )	h8 (h7)
Erforderlig ytjämnhet på motgående yta ( $\mu\text{m}$ )	$R_z \leq 3$ $R_a \leq 0,4$	$R_z \leq 6$ $R_a \leq 0,8$
Rekommenderad bearbetning av motgående yta	Axel av slipad eller dragen stång	Axel av dragen eller finsvarvad stång

Fig. 9.6.1 Materialdata SKFs kompositmaterial

## 9.6.2 Utformning av infästningar

För de olika infästningarna har det tagits fram två olika sorters pressförband. Det ena pressförbandet, pressförband 2, är till för infästningarna av hydrauliken. Medan det andra, pressförband 1, skall sitta i de resterande infästningarna. Samtliga förband skall fästas med en M18 bult.

### Pressförband 1

Detta pressförband är för lyftarmarnas och parallellarmens infästningar i infästningsbalken och lyftplattan. Krympförbandet består av fem klämda delar och två brickor (se fig. 9.6.2.1). Infästningsvägg är de konsoler som förbandet sitter i, vilket antingen är placerat i infästningsbalken eller infästningsplattan.

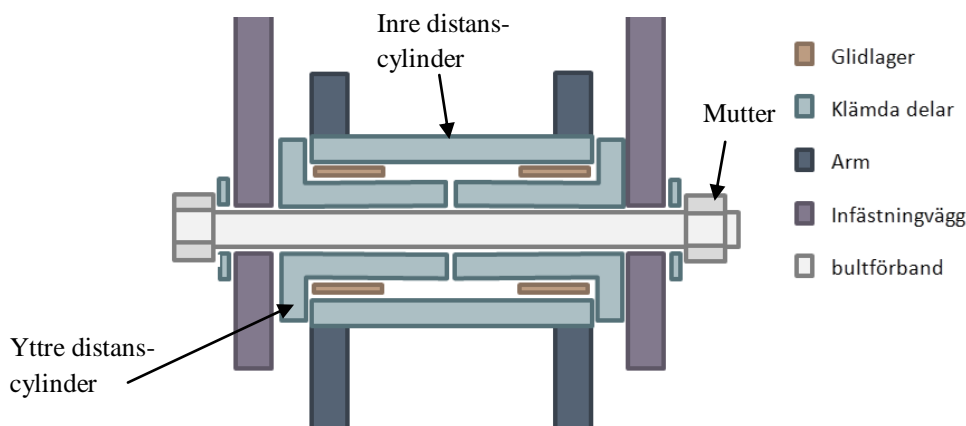


Fig. 9.6.2.1 Pressförband 1

Monteringen av förbandet genomförs genom att den innersta distanscylindern krympts på armen, varpå lagret krympts på distanscylindern. De yttre distanscylindrarna ska sedan föras in, varefter armen monteras i fästet med en M18 bult. De yttre distanserna ska vara så pass långa att de ligger intill varandra i förbandets centrum, varpå distansens fläns inte pressas emot armen, vilket ger frigång för rörelse.

### Pressförband 2

För att hydraulcylindrarna ska gå att demonteras och bytas ut, kan inte distanscylindern krympas fast i infästningen, varför distanscylindern placeras innanför infästningsdelarna. I de hydraulcylindrar som har undersökt (se avsnitt 9.2.1 s. 49) sitter ett ledlager, vilket låses fast axiellt i form av en avsatts och en spårning (se fig. 9.7.2.2).

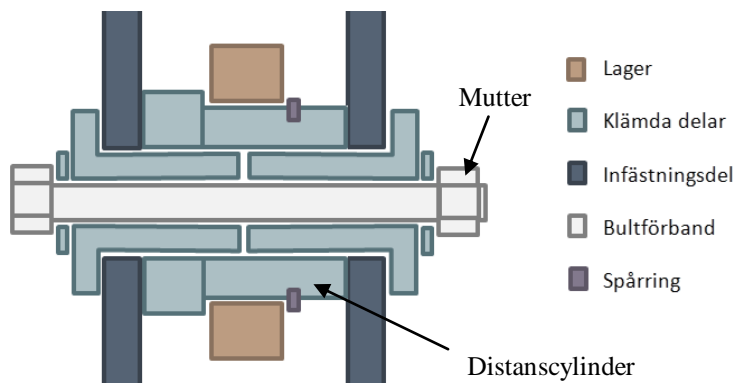


Fig. 9.6.2.2 Pressförband 2

### 9.6.3 Val av lager

De lager som har dimensionerats är de för pressförband 1. Lager A är för lyftarmarnas infästningar i både infästningsbalken och infästningsplatta. Medan lager B är dimensionerat för infästningen av tiltarmen i infästningsbalken. För samtliga infästningar valdes PTFE-kompositglidlager, varav måttsättning kan ses i figur 9.6.3.1. För beräkningar se bilaga O.

Kompositglidlager med metriska mått  
d 16 – 30 mm

Bild: SKF

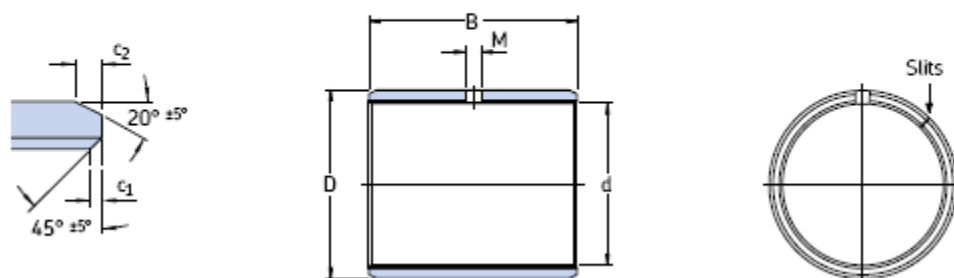


Fig. 9.6.3.1 Kompositglidlager

De lager som valt är:

Lager A: PCM252825B/E (för lyftarm)

$d = 25 \text{ mm}$
$D = 28 \text{ mm}$
$B = 40 \text{ mm}$
$C = 78 \text{ kN}$
$C_0 = 245 \text{ kN}$

Lager B: PCM252840B/E (för tiltarm)

$d = 25 \text{ mm}$
$D = 28 \text{ mm}$
$B = 40 \text{ mm}$
$C = 78 \text{ kN}$
$C_0 = 245 \text{ kN}$

## 9.7 Placering av underkörningsskydd och lampor

För att det ska gå att köra lagligt med dragbilen även utan släp krävs det att det inom samma utrymme som bakgavelliften sitter underkörningsskydd, registreringsskylt och belysning. Det har därav tagits fram förslag på hur det kan lösas.

### 9.7.1 Placering av underkörningsskydd

Efter att utrymmet för bakgavelliften undersökts framkom att det inte fanns något utrymme för ett separat underkörningsskydd, varav liften i sig måste fungera som ett sådant när fordonet körs utan släp.

Det har således inte gjorts några beräkningar på om liften klarar av de krav som ställs på ett underkörningsskydd, men det bör undersökas och arbetas vidare med för fortsatta studier.

Utformning och storlek på bakgavelliften har således anpassats för att kraven på underkörningsskydd ska gälla. Lyftplattans längd i sidled begränsades till 2300 mm. Samt att infästningsplattan gjordes hög nog för att hålla sig inom 100-200 mm utan några vassa kanter.

Liften får då fällas ned, med fortfarande i hopvikt lyftplatta, till det läge som ger korrekt höjd för att fungera som underkörningsskydd.

### 9.7.2 Placering av lampor

För att göra det så enkelt som möjligt valdes först att försöka få in en vanlig Volvo lastbilsampa, som de normalt sett har bak på sina bilar, i liftkonstruktionen. De alternativen som fanns var att antingen fästa lamporna i bakgavelliften eller på fordonet.

I bakgavelliften kunde lamporna fästas i den lilla infästningsplattan för lyftplattan eller på själva lyftplattan. Lamporna kunde eventuellt också fästas i lyftarmarna.

Om lamporna skulle fästas i bilen skulle det kräva att de placerades på en arm fäst i ramen.

Mått på AB Volvos lampa:

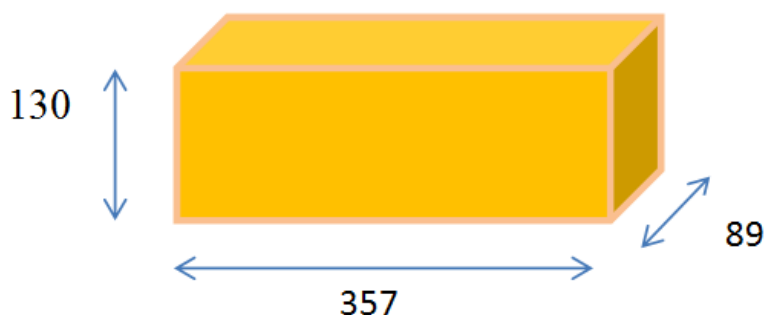
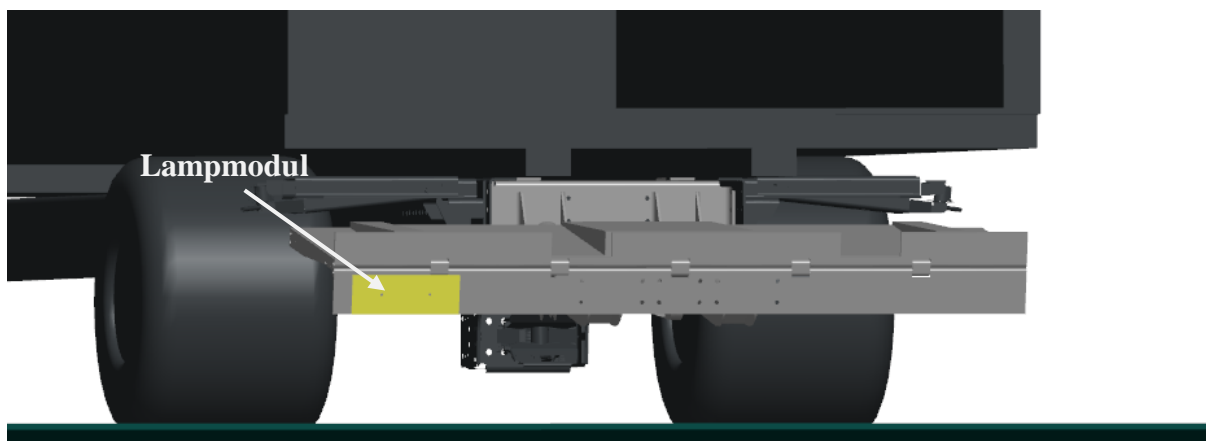


Fig. 9.7.2.1 Mått på AB Volvos lamp-modul

Undersökningen resulterade i ett beslut om att en mindre lampmodul måste letas fram, eller att en ny lampmodul konstrueras. Det här i och med att AB Volvos lampmodul inte fick plats på själva liften. Samt att placerades en lampmodul på fordonet var det svårt att uppfylla kravet på synlighet ordentligt.

Det bästa vore om lamporna satt på infästningsplattan till lyftplattan (se fig. 9.7.2.2). Där det kan göras en urskärning i infästningsplattan och placera lampmodulen inuti.



*Fig. 9.7.2.2 Lampornas placering på infästningsplattan till lyftplattan*

Eventuellt kunde lampmodulen också sitta på själva lyftplattan men detta ansåg som ett sämre alternativ eftersom lampans elkablage då skulle sitta mellan flera rörliga delar. De övriga alternativen för placering av lampor valdes bort bland annat på grund av att de begränsar liftens bredd så att den inte skulle gå att använda som underkörningsskydd.

## 10 Resultat

Slutresultatet blev en lift som kan ge en god bild av hur en framtida lift skulle kunna vara placerad och utformad. Resultatet blev en hopfällbar lift som kan placeras både på bil och på kärra. Där lyftplattan viks i hop i två steg. En mer ingående beskrivning av det konceptet kan hittas i kapitel 8 s. 43. För fler bilder på bakgavelliften se även bilaga Q s. XLVI.

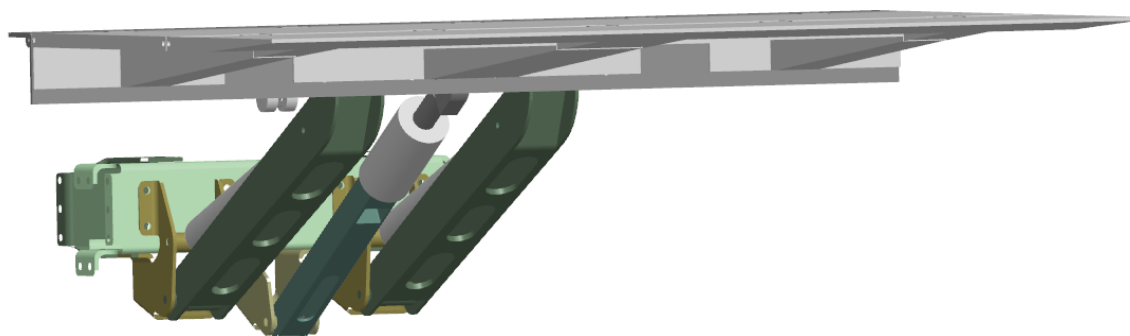


Fig.10.1 slutresultat för projektets lift

### Växling av skåp samt förvaring av lift

För att bra kunna klara av växelflaksbyten är bakgavelliften placerad på undersidan av fordonet/släpet bakom växelflaxslåsen. För att sedan spara så mycket plats som möjligt kommer liften ligga så att vissa delar av liften är upphöjda uppe i styrtunneln under färd.

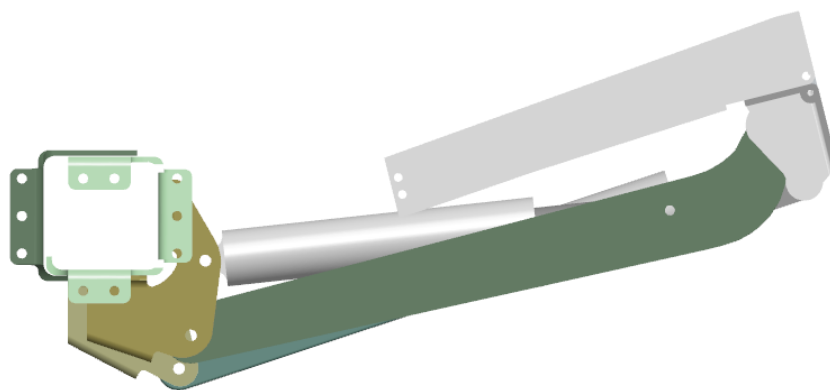


Fig.10.2 Hopvikt lift

För att ställa av växelflak behöver liften sänkas ned 8 mm av säkerhetssjäl innan man bör köra ut fordonet för att inget ska ta i, detta kan göras i samband med att stödbenen fälls ned.

### Underkörningsskydd och belysning

Själva lyftplattans infästningsplatta kommer att fungera som underkörningsskydd. Genom att liften sänk ned, med fortfarande hopfällad lyftplatta, till den höjd underkörningsskyddet ska vara på.

Belysning bak på fordon och släp ska placeras i form av en lampmodul i lyftplattans infästningsbalk.

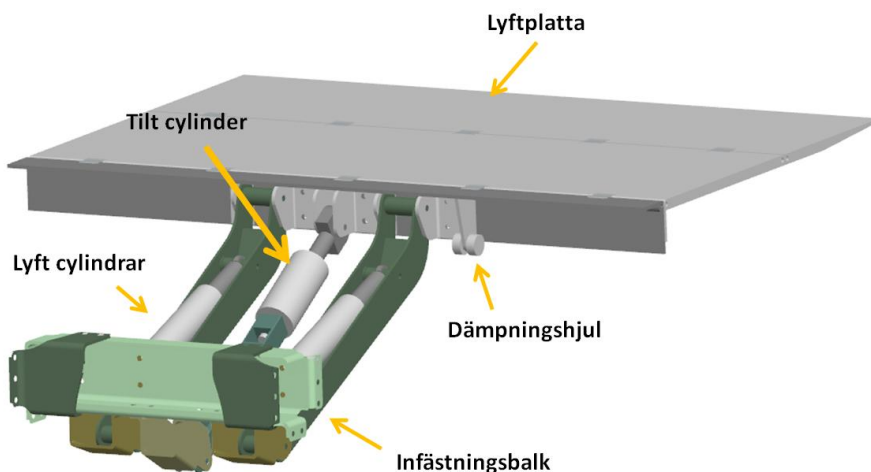


Fig. 10.3 Liftens delar

En extra detalj som iakttagits är att det på infästningsplattan bör placeras något som dämpar islaget i marken, alternativt som dämpningshjulet i figur 10.3. Det bör även finnas ett handtag längst ut på lyftplattan för att förenkla invikningen av den yttersta lyftplattan som viks in för hand.

## Produktspecifikation

Liften når upp till den lyfthöjd som valdes i kravspecifikationen samt klarar en vikt på 1200 kg med en säkerhet på 250 kg.

<b>Produktspecifikation</b>	
<b>Lyftkapacitet</b>	1200 kg
<b>Tyngdpunktavstånd</b>	600 mm
<b>Maximal lyfthöjd</b>	1060 mm
<b>Lyftplattans mått</b>	2300 mm x 1400 mm
<b>Pumpkapacitet</b>	250 Bar

Tabell 10.1 Produktspecifikation

Liften skall vara placerad enligt tabell 10.2, där avståndet till det första hålet i infästningsbalken är 34 mm i horisontalled.

Tabell 10.2 Placering av liftens vridcentrum, dvs. infästningen av lyftarmen i infästningsbalken

<b>Placering av vridcentrum</b>	
<b>Horisontalled</b>	855 mm in under bilen från växelflakets bakre kant
<b>Vertikalled</b>	295 mm under ramens övre kant

## Rekommendation på fortsatt arbete

Det finns mycket kvar att arbeta vidare med och förbättra, men det viktigaste att lösa med liften är att inga lampor placerats ut. Samt genomföra beräkningar för underkörningsskyddet.

## 11 Källförteckning

---

- AJ Produkter (2012) *Pallyftare*, Bild: <<http://www.ajprodukter.se/transport-lyft/pallyftare/pallyftare/55777-59526.wf>> (2013-01-30)
- Claesson A. och Gustavsson M. (2004) Bakgavellyft – Till lastbilar som hanterar växelflak av varierande längd, *Examensarbete vid Högskolan i Borås*.
- DUO<sup>2</sup> (okänt) *DUO<sup>2</sup> ett samarbetsprojekt mellan företag och myndigheter*, <<http://www.duo2.nu/>> (2012-10-30)
- Ericsson, Tage (2011) ABC i hydraulikkunskap för lyftbranschen, *Inspecta*. <<http://www.inspecta.com/sv/Press/Artiklar/2011/Svenska/ABC-i-hydraulikkunskap-for-lyftbranschen/>> (2012-12-30)
- FN/ECE (2011). Föreskrifter nr 48 från Förenta nationernas ekonomiska kommission för Europa (FN/ECE), *Europeiska unionens officiella tidning*.
- FN/ECE (2008). Föreskrifter nr 58 från Förenta nationernas ekonomiska kommission för Europa (FN/ECE), *Europeiska unionens officiella tidning*.
- Haugnes, Steiner (1986). Övers. Larsson, B Lars (1987). *Hydraulik 1*. Stockholm: Mec.
- Hägg, M G., Ericsson, M. och Odenerick, P. (2010) *Arbete och teknik på människans villkor*. 4.3.9 Några viktiga anatomiska regioner och begrepp, ss 150-155. Stockholm: Prevent
- Nationalencyklopedin (1992) *Hydraulik*, (NE).
- IVF (2002) Bild: Typiska Wöhlerkurvor för några olika metalliska material, Boyer, H E. (1986) *Atlas of Fatigue Curves*, ASM. *IVF Industrieforskning och utveckling AB*, <<http://lotsen.ivf.se/?path=/KonsLotsen/Bok/Kap3/MekaniskaEgenskaper/StatiskOchDynamiskHallfasthet/DynamiskHallfasthet.html>> (2012-02-30)
- Johannesson, H, Persson, J-G och Pettersson, D (2004). *Produktutveckling – effektiva metoder för konstruktion och design*. Stockholm: Liber
- Multico Göteborg AB (2012) *EUR-pall*, Bild: <<http://www.lastpall.com/produkter/eur-pall>> (2013-01-30)
- Mägi, M. och Melkersson, K. (2010). *Lärobok i maskinelement, 5.5 Tunnfilmsmorda och osmorda lager*, ss 273-281. Göteborg: Kompendiet
- Osvalder, A-L., Rose L. och Karlsson S. (2010) *Arbete och teknik på människans villkor*. 9.2 *Datainsamlingsmetoder*, ss 484-493. Stockholm: Prevent
- Parr, Andrew (2002). *Hydraulics and pneumatics – A technician's an engineer's guide*, 2nd edition. Great Britain: Butterworth-Heinen.
- Ridderström, Kaj (2012) *Omkonstruktion av armlöd*, *Examensarbete vid Högskolan i Gävle*.
- Statistiska centralbyrån (2012-10-03) <[http://www.scb.se/Pages/Article\\_340901.aspx](http://www.scb.se/Pages/Article_340901.aspx)> (2013 04 10)



SKF (2007). SKF kompositglidlager – Kompakta och underhållsfria, *SKF*, ss 10-37.

SSAB (2012) Weldox 700, *SSAB*. <<http://www.ssab.com/>> (2012-02-30)

Stacke Hydraulik (2012) Knäcktabell, *Stacke Hydraulik*. Bild:

<<http://www.stackehydraulik.com/se/produkter/standardsortiment/knacktabell>> (2012-02-30)

Stacke Hydraulik (2012) Standardsortiment, *Stacke Hydraulik*.

<<http://www.stackehydraulik.com/se/produkter/standardsortiment>> (2012-02-30)

Svensk Standard SS-EN 284 (1992) Vägfordon – Växelflak med styrtunnel – Klass C – Mått och allmänna krav, *SIS Standardiseringskommissionen i Sverige*, ss 4-7.

Vest, Johan (2010) Hydraulik och systembyggnad, *Hydraulik – Hydraulik, komponenter och system*.

<<http://www.hydraulik.n.nu/>> (2012-11-30)

VVFS:22 (2003). Vägverkets föreskrifter om bilar och släpvagnar som dras av bilar, *Vägverkets författningssamling*, ss 108-110.

Vägverket (2001). Vägutformning 94, *6.10 Lutningar*, ss 95-97.

Wikipedia (2012) Funktionsanalys (teknik), *Wikipedia den fria encyklopedin*.

<[http://sv.wikipedia.org/wiki/Funktionsanalys\\_\(teknik\)](http://sv.wikipedia.org/wiki/Funktionsanalys_(teknik))> (2012-10-30)

## Appendix

### Bilaga A – Europa Modul Systemet (EMS)

1996 togs det fram ett EU-direktiv 96/53/EC, även kallat European Modular System, för att alla länder inom EU skulle kunna ha konkurrenslivskraft över gränserna. Detta gjordes genom att bestämma gemensamma mått på minsta tillåtna nyttolastlängd som alla länder var tvungna att tillåta.

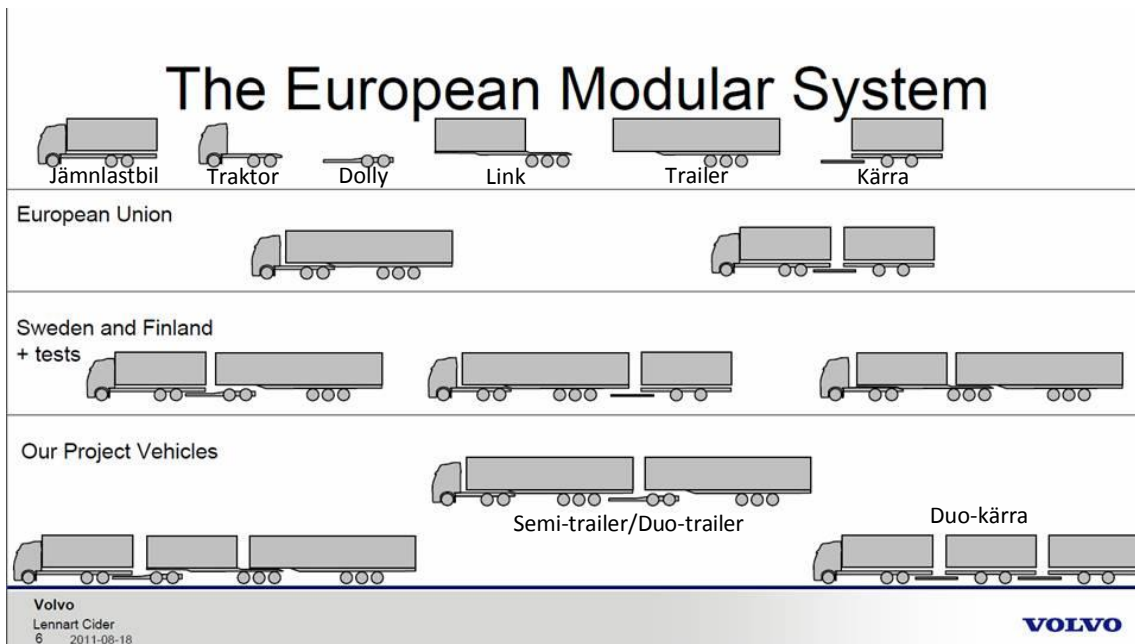


Fig. A.1 Europa Modul Systemet

### Bakgrund EMS

Innan 1970 var det fri längd på lastbilarna i Sverige om de körde under 40 km/h, men när det började byggas motorvägar sattes en längdbegränsning på 24 m i Sverige och Finland. Nere i Europa körde de med mycket kortare ekipage och samtliga länder hade sina egna längdbestämmelser. Inom EU fanns dock en maximal längdgräns på 18,35 m. När då Sverige gick med i EU, ansökte regeringen således inte dispens för att få köra med längre transporter, varav många svenskar kom att engagera sig och var drivande i att ta fram det nya direktivet.

Då det i Sverige med vår stora träindustri kördes mycket med långa transporter över långa sträckor, var drivkraften stor att få fortsätta att köra med dessa längre ekipage.

Det inleddes då ett arbete med att ta fram ett modulsystem som skulle passa alla, vilket inte var lätt då många länder var oeniga. Det togs då in inspiration från USA, som genomfört en liknande regeländring och då valt att ha lastlängdsspecifika mått. Dessa lastlängdsspecifika mått utgick från dimensionerna på sjöfartscontainrar som varit standardiserade sedan länge. En del av de ekipagen som finns på den nedre sektionen i figur A.1 kördes redan då i bland annat Australien och Nord Amerika.

Länderna inom EU enades om att det skulle finnas två olika fordonstyper, jämnlastbil och traktordragare, samt två olika sorters släp, semitrailer och centralaxeltrailer, se den översta sektionen i figur A.1. För att sedan få de långa ekipagen, som skulle kunna ersätta de långa transporterna som kördes med i Sverige och Finland, skulle det gå att kombinera de olika modulerna. För att detta skulle vara möjligt togs det med en dolly, samt en ny modul som togs fram, vilken kom att kallas link. Om systemet skulle följas skulle övriga länder i Europa ha de beståndsdelar som krävdes för att skapa de längre ekipagen och på så vis även de kunna konkurrera på lika villkor i Sverige och Finland.

## **Moduler**

De olika lastlängderna som standardiserats är modul 7,82, som har en lastlängd på 7,82 m och modul 13,6, som är 13,6 m. Sedan ska det inom totallängden minst lämnas 2,35 m plats för hytt, varav den minsta totalalängden på ekipage blev 18,75 m för jämnlastare + central axel trailer respektive 16,5 m för traktor + semitrailer. De två nämnda modul kombinationerna kan ses i figur A.1 i sektion två. Detta är tvunget att godkännas i alla EU-länder. I EMS står det sedan att varje land får bestämma om de ska ha längre totallängd än detta, men de får inte använda det om det inte styrs av modulsystemet.

Alltså så länge länderna håller sig inom totallängden kan de köra med sina gamla fordon och släp även i andra länder. Om de sedan vill tillåta längre kombinationer i sitt eget land är detta tillåtet om de håller sig till *EMS*, så att övriga länder även de kan konkurrera inom deras gränser.

## Bilaga B – Brainstorming

Bilagan innehåller diverse koncept vilket togs fram igenom brainstorming.

**Förslag nr 1:** Detta är en lösning där liftan förs fram av en travers.

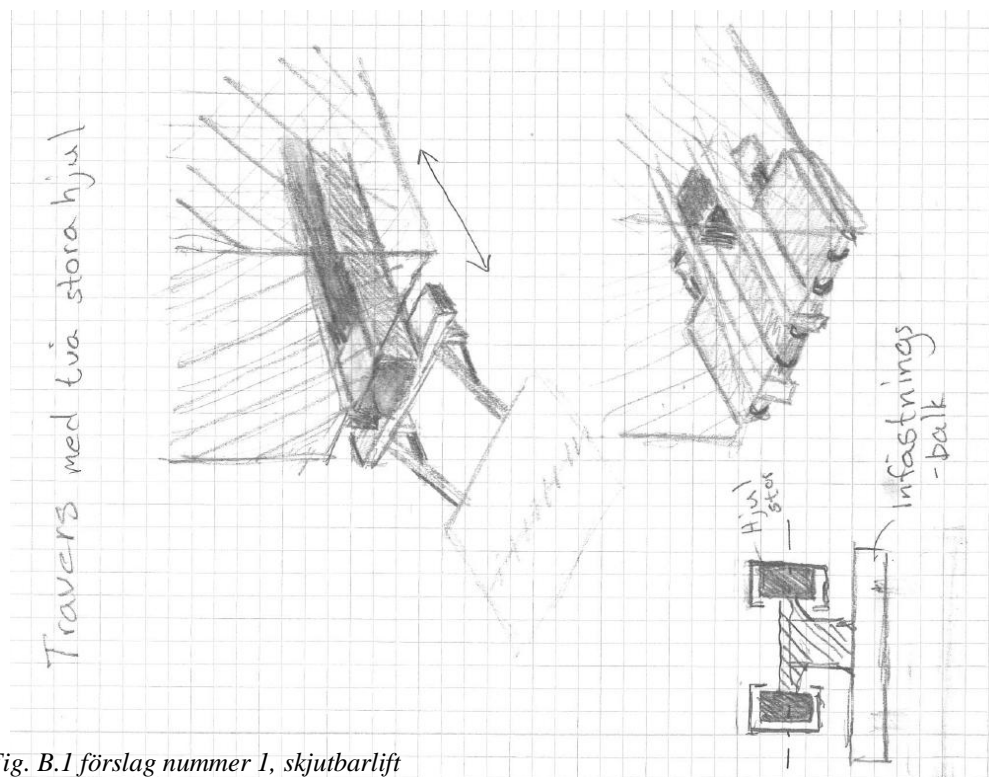


Fig. B.1 förslag nummer 1, skjutbarlift

**Förslag nr. 2:** Detta är ett hopvikbart paket, med gott om utrymme för registreringskylt och dyligt.

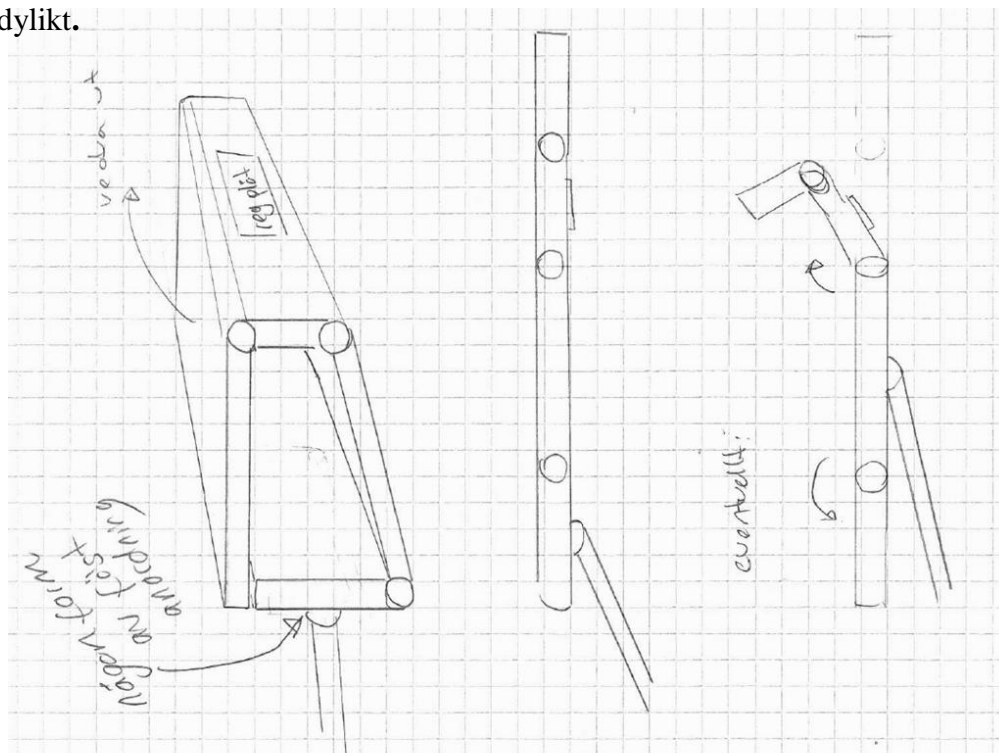


Fig. B.2 förslag nummer 2, hopvikbar lyftplattform med plats för registreringskylt

**Framdragbar nr 3:** Detta är en lösning där lyftplattan ligger i en låda som går att veckla ut, fungerar ungefär som vissa bord där det läggs ut en iläggsskiva.

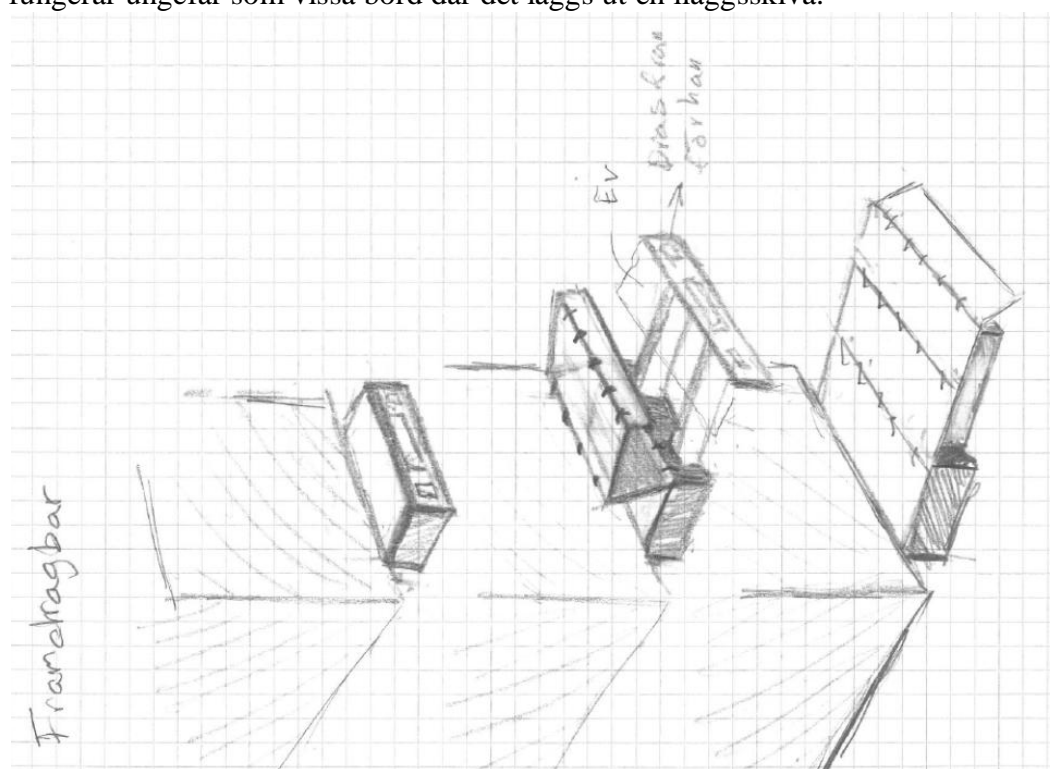


Fig. B.3 förslag nummer 3, hopvikbar låda

**Förslag nr. 6 hopvikbar:** Lyftplattan är hopvikbar i ett eller två steg, beroende på hur lång lyftplattform man vill ha. Den kommer sedan att ligga uppvikt bakom fordonet.

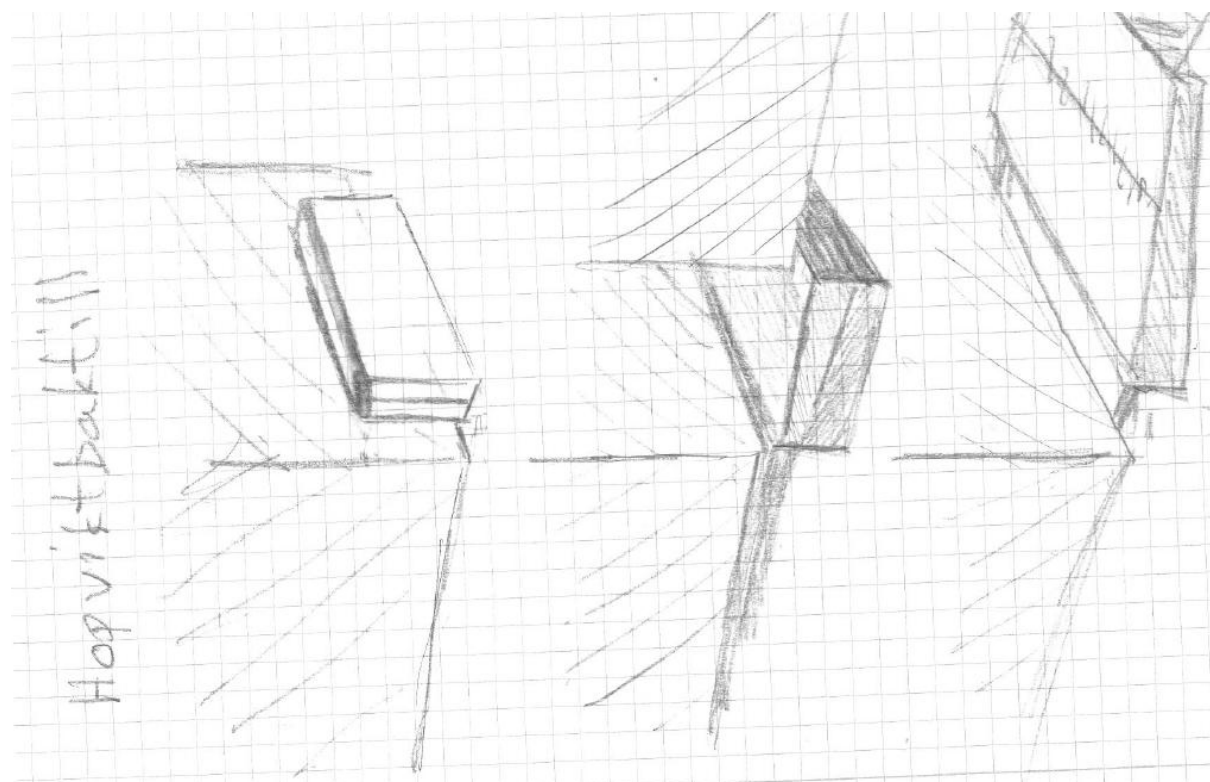


Fig. B.4 förslag nummer 6, hopvikbar

**Förslag nr 4:** Liften har två teleskopiska armar vilka dras ut. En lyftplatta fälls sedan ut ovanpå.

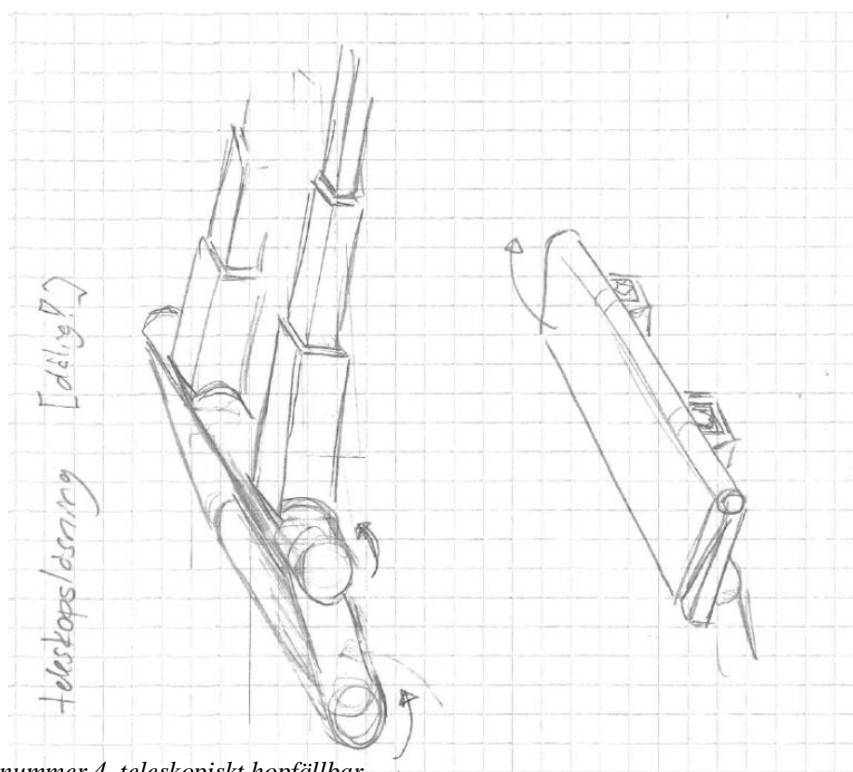


Fig. B.5 förslag nummer 4, teleskopiskt hopfällbar

**Svängarmen nr 5:** Detta är en lösning där lyftarmen skall kunna svängas runt och bak, där lyftplattan är placerad under.

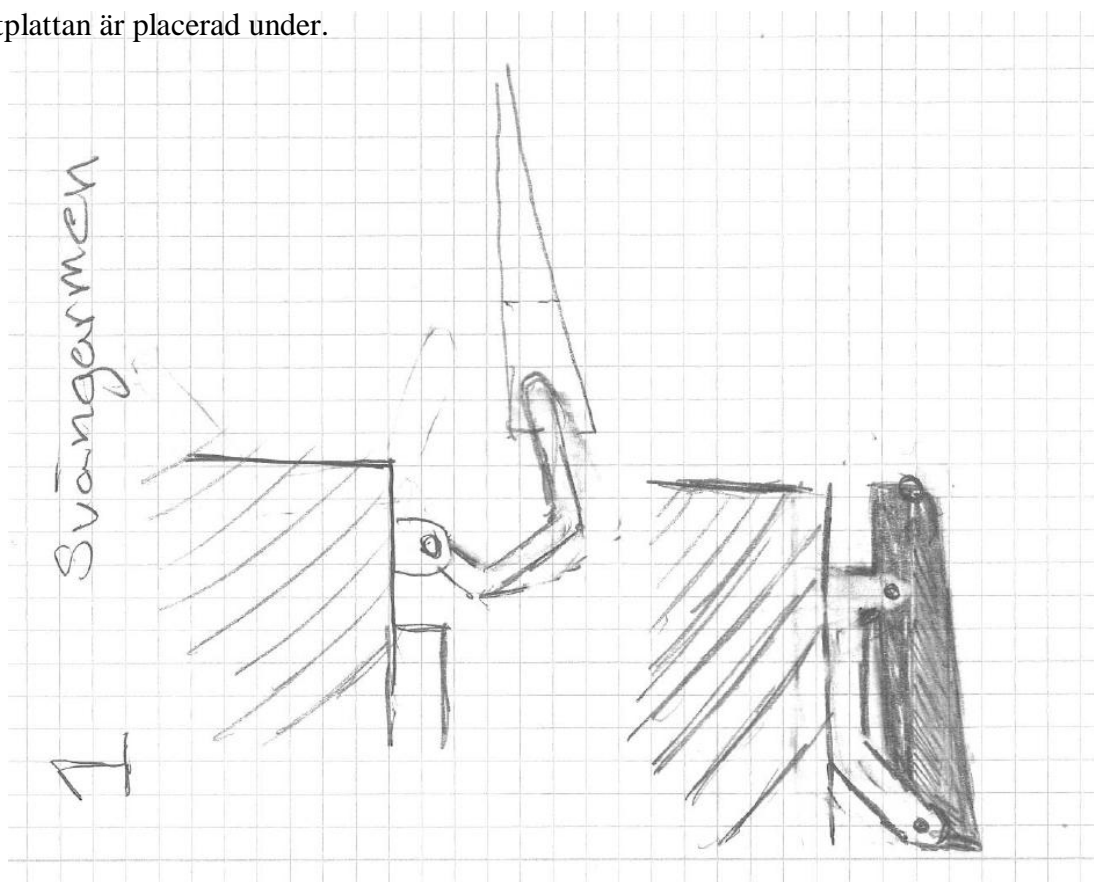


Fig. B.6 förslag nummer 5, hopfällbar

**Snurrplatta nr. 7:** Detta är en lift som skall kunna roteras fram.

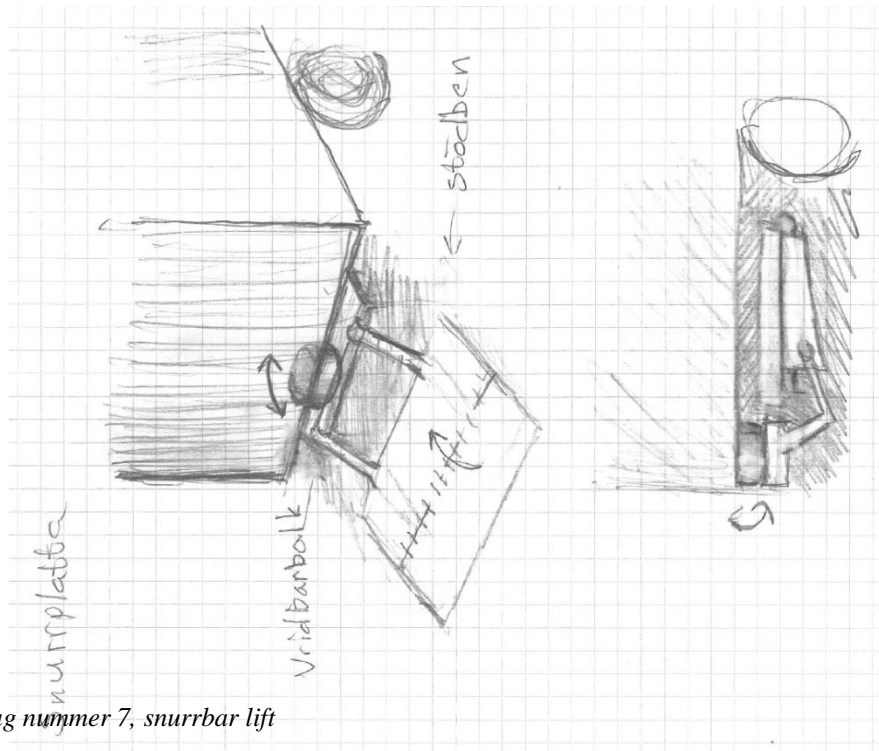


Fig. B.7 förslag nummer 7, snurrbar lift

**Nr 8 och 9:** Detta är två olika former av tiltningsanordning.

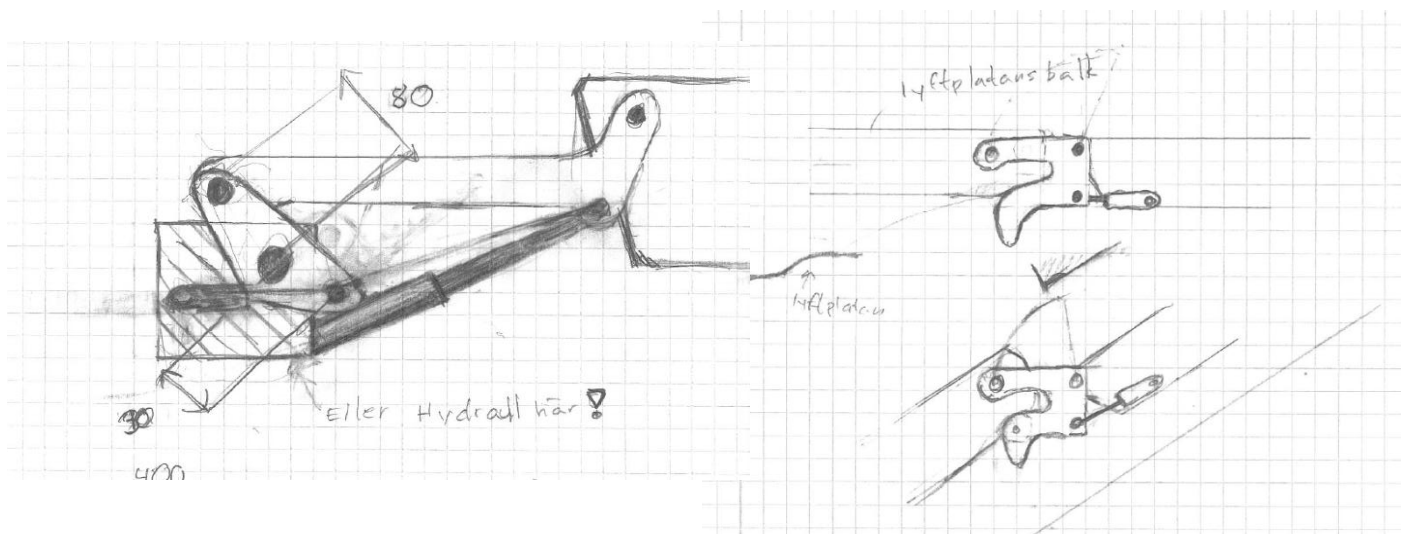


Fig. B.8 förslag nummer 8 till vänster och nummer 9 till höger, lösningar för tiltfunktion

## **Bilaga C – Ostrukturerad Intervju: Fordonsansvarig, Kinnarps AB**

(Material finns endast i form av anteckningar)

**4 oktober 2012**

Ingemar Åberg

Ingemar Åberg arbetar som fordonsansvarig på Kinnarps AB sedan 19 år tillbaka. Han har yttersta ansvaret i verkstaden och har hand om underhåll och service av Kinnarps AB:s fordon. Tidigare har Åberg arbetat som Volvomekaniker.

**Hur ofta har ni inne bilar på service?**

De servar bilarna lite olika beroende på vilka sträckor de kör, men generellt sett servas bilarna vid 2000 och 6000 mil, vilket medför att vissa bilar bara är inne på service en till två gånger per år. Enligt z-lyfts handböcker kräver en slädlift service 8 ggr/år, vilket då är alldeles för mycket.

Då besiktning av lift sker vart annat år bör detta sammanfalla med behovet av servis.

**Vad är det för servis som är på en lift?**

Den servisen som görs är att smörja leder och byte av skadade slangar.

Då Åberg arbetade som volvomekaniker var det oftast motkörningar som var de ”värsta” skadorna. Så liftarna blev sönderkörda och man kunde inte få upp dem. Detta går att förebygga om man flyttar bak styrrullarna så att de tar emot tidigare. Även baklampor är sådant som ofta går sönder.

*Notis: De liftar de haft tidigare på sina bilar har varit slädliftar*

**Några kommentarer om en ideal lift?**

Konstruktionen bör vara enkel med få delar. Åberg vill ha få reservdelar. Hydraulslangarna ska vara så lika i längd som möjligt, så max en till två olika slanglängder. Sen ska vi försöka få slangarna så skyddade som möjligt så de inte skadas.

I konstruktionen vill man även ha mycket standardkomponenter. Samt många detaljer i plast, för att de ger med sig och rostar inte. Smörjningsfria lager önskas.

Han vill även att liften ska vara lättare. Då de bilar som körs för distributionssyfte byts runt, önskade att liften ska vara lätt att flytta över till en annan bil.

De batterier som är på bilen skall ge ström åt startmotor, kylskåp, ladda laptop etc. C-tekladdare är ett alternativ för att få extra ström.



## Bilaga D – Ostrukturerad Intervju: Chaufförer, Kinnarps AB

(Materialet finns i form av anteckningar och ljudfil)

4 oktober 2012

Claes Litén

Per-Ola Västerberg

Assar Jarlsson – konstruktör och företagsägare agerar som moderator under intervjun.

Claes och Per-Ola är anställda som chaufförer på Kinnarps AB och de har idag ingen lift på de bilar de kör med.

Intervjun inleddes med att Assar Jarlsson redogjorde kort om de prototyper på bakgavelliftar de gjort under åren och om den slädlyften de körde med i Norge för 17 år sedan. Det var mycket problem med liften, men de körde med den i två år. Det förekom problem med att det kom in sten och grus då det är en smutsig miljö, vilket medförde att skenan låste sig.

### Avlastning

De behöver en lift för att underlätta deras arbete och som ger många fördelar ur ett ergonomiskt perspektiv. I och med att de har en lastficka, dvs. en lucka som de sänker ned skåpen med i fabriken kan de lasta skåpen upp till tak. Men då skåpen ska lastas ur hos kund blir det svårare.

*”Du binder snören. Som de blåa banden, binder dem utmed och så klättrar du upp på dem och drar ett utmed ryggen och så drar du ner den första stolen och så flyttar du bandet och lägger ner” – Claes Litén*

I dagsläget när de har ett fullt lass så får de klättra upp för att nå att ta ned de översta varorna, sen jobbar de sig fram tills att de kan öppna sidodörrarna och lastar därifrån.

*”När man kommer fram till mitten kan man öppna sidodörrarna och lossa. Det har vart naturligt när man står på en gata till exempel och det kan jag tänka mig att ofta har man många småställen, så är det ett bord och två ben så tar du inte liften till det” – Per-Ola Västerberg*

Egentligen så skulle en lift på sidan vara bra för dem, med det får inte plats på bilen och det är varorna som ligger högt upp i bak som är svårast att få tag i.

### Ergonomi/Hjälpmedel

Enligt arbetsmiljöverket har man vissa bestämmelser om hur mycket man får lyfta. Om det räknas som en frekvent last eller inte skiljer sig givetvis från olika arbetsplatser. Vissa produkter Kinnarps AB har är för tunga att lyfta ned för hand utan att detta riskerar att man får ryggskador, exempelvis pallar med bordsben.

Hos vissa kunder finns det trappor på ett par trappsteg upp till ingången, vilka man då behöver bära varorna uppför. Detta kan underlättas genom att sänka ned en läm istället. I nuläget har de möjlighet att plocka med sig en ramp för att lösa detta. De har även tillgång till en liten

möbelvagn på 800x1000 mm samt handtruckar. På hemlasterna som de kör åt andra lastas och lossas oftast med truck från sidan, varför ingen lift behövs.

### Problem

Då vi frågade om problem som skulle kunna uppstå, nämndes att det får inte vara för tidskrävande att få fram liften.

### Problem med konventionella bakgavelliftar

Vid lastterminalen i Kereva, Finland, där de kör med en distributionsbil med en konventionell bakgavellift blir det problem. Problemet är att lastkajen är mycket hög och utrymmet under lastkajen för litet, varför liften inte är anpassat till detta. Även när de lyfter av och på skåpen med kran måste det trixas med liften.

### Krav och Önskemål

Baskrav på funktionalitet som kom fram var att lyftplattan bör vara stor nog för en SJ-pall och kunna lyfta en 1000 kg.

Övriga önskemål var bland annat att liften skulle kunna fungera som ett trappsteg. När man då kör utan skåp skall man kunna sänka ned liften så att den sticker ut en 18-19 cm bakom skåpet, lagom för att sätta en fot på. Idén kom från ett av deras gamla underkörningskydd som de hade placerat på en lagom höjd, och något utstickande bakom släpet. Det skulle gärna vara halkskydd på ytan.

Men något av det viktigaste var ändå det de lärde sig för 17 år sen att ha en lift som krånglar är inte värt besväret och går den sönder skall man kunna stoppa undan liften och köra med bilen ändå.

## **Bilaga E– Ostrukturerad Intervju: Chaufför, Schenker AB**

**8 nov 2012**

Nicasio Nicki Muniz

Linus Fransson

Nicasio har arbetat som lastbilschaufför i 3-4 år varav han har varit på Schenker sen förra sommaren (ett och ett halvt år). Linus arbetar med administrativa tjänster på terminalen.

Körsträckorna på Schenker AB delas upp på olika distrikt efter olika stadsdelar. På Schenkers terminalen har chaufförerna tider att passa för att lasta nytt släp, vilket inträffar vid cirka två tillfällen per dag.

Bilen de kör är personlig. På varje bil finns en maximal totalvikt på hur mycket man får packa. Den bilen som kör under intervjun har en maximal last på 4365 kg.

*”Normalt sett tar man en 20-25 fraktsedlar, antalet pallar per fraktsedel kan variera, ibland är det en, ibland kan det vara tre” – Nicasio Muniz*

I bilen finns det plats för 18 pallplatser. Antingen ställer man pallarna 3x8 eller 2x9. Det är inte så att man packar så mycket som möjligt i en vända, utan hur mycket man lastar beror på vad man har för grejer och hur lång tid man uppskattar att det tar att lasta av, så att man hinner tillbaka till terminalen vid nästa pålastningstillfälle.

*”Det finns en chaufför som är makalös på att packa fullt ända upp i tak och han kör ofta till NK, där de har en roterandeplatta, så det bara är att lossa på stället” – Linus Fransson*

### **Avlastning**

Den konventionella bakgavelliften som finns på bilen är från Zepro med en lastbrygga på 1700x2500 mm. De hjälpmedel som används oftast vid avlastning är palllyft eller handtruck, det händer även att man lossar med truck. Lossar man med truck, behöver man få ut pallarna så att de står rakt, varför utrymmet på lastbryggan behöver vara så pass stort att man har god rörelsefrihet. För att spara tid vill man även ibland kunna ha tre pallar ståendes i bredd.

De tyngsta pallarna väger uppemot ett ton, dessa är oftast paketerade med papper, plastrullar och spik(för spikpistol). När det ska lastas av stora varor som skall bäras in till kund, ringer chauffören en annan chaufför som kör i ett närliggande distrikt, så att de är två som lastar av och bär upp varorna dit de ska. Det kan vara svårt att uppskatta hur lång tid det tar då man inte vet när någon kan komma dit och hjälpa till.

### **Lastkaj**

Det är inte ofta man backar med lastbryggan nedfälld, det är bara när man skall in under en lastkaj. På många ställen räcker det med att man backar intill och faller ner ovanpå kajen. Höjder på lastkajer är oftast standard, men det kan variera beroende på vad åkeriet kör med för bilar. Nere i Europa kör de med högre bilar än här i Sverige. Om man ser på marken vid lastkajen vid Schenkers terminal i Bäckebol, är det upphöjt så att även lägre bilar kan lasta.

## Skador/Service och underhåll

Med den bilen som Nicasio kör med nu har det inte varit några problem, men med hans gamla bil var det mycket som gick sönder. Det var oftast hydraulslangar och fästen som gick sönder.

När en hydraulslang går sönder slutar hela hydraulsystemet att fungera, varför man får åka tillbaka och föra över lasten till en annan bil. Anledningen till att slangar oftast är det som går sönder beror på att de ligger och skaver. Det har även hänt att pumpen har gått sönder.

*”När pumpen gick sönder fastnade liften i halvt utfällt läge, då fick grabbarna på Volvo komma ut och trycka in liften för hand, när de sen skulle ha ned den igen i verkstan blev det en redig smäll, de väger sjukt mycket...” – Nicasio Muniz*

Schenker har mycket bra service på sina bilar och sker ungefär var eller varannan månad.

## Olyckor

Nicasio har själv varit med om två olyckor under sin tid som lastbilschaufför. En gång halkade han och skrapade upp armbågar och knän på lastbryggan när det var regnigt och halt. Den andra olyckan var riktigt ruggig då han baklänges råkade kliva utanför kanten av lastbryggan, när denna var i sitt toppläge. Han fick då en rejäl hjärnskakning och fraktur i skallbenet.

## Säkerhet

När liften fälls ska detta av säkerhetsskäl ske från fasta kontroller vid sidan av fordonet fram till en viss vinkel innan en handburen kontroll kan användas. Förr i tiden kunde man börja fälla när man klev ur bilen och det medförde många olyckor.

Det är möjligt att fel knapp trycks ned på handkontrollen. En för stor vinkling av lastbryggan kan detta medföra att varor rullar av, varför en spärr för att inte tippa för mycket borde finnas.

## Önskemål

På vintern när det är mörkt och marken är mörk så ser man inte vart lyftplattan slutar. Det borde då finnas belysning runt lastbryggans kant. Idag finns det färgmarkeringar vilka slits bort ganska snabbt. Förslagsvis kan LED-lampor användas, då de är riktigt tåliga.

Ett önskemål som ansågs vara något som egentligen borde varit ett krav var ett rullstopp. Det finns på vissa liftar en liten platta att lyfta upp som skall hindra lasten att rulla av från bryggan.

Handkontrollen som man styr liften med borde ha knappar som skiljer sig sinsemellan så pass mycket att det inte är möjligt att göra fel, då man inte tittar på kontrollen.

En annan chaufför som träffades på tyckte det var mycket smidigt förr då han på en gammal lift kunde tilta lastbryggan som en ramp från flaket ned till marken.

**Bilaga F – Elimineringsblankett**

<b>Elimineringsmatris för bakgavellift</b>						
	K1	K2	K3	K4	K5	K6
1: Klara en minsta lyft höjd på 840 mm från marknivå.						
2: Klara en minsta last yta på 1200x1200 mm.						
3: Största glapp på 30 mm mellan liftplatta och bakväxelflakslängd i x-led vid uppfälltläge.						
4: Ett minsta avstånd på 30 mm mellan flak och lyftplatta i x-led vid lastning i marknivå. Detta för att lyftplattan inte ska hamna under bilen.						
5: Hur väl lyften håller sig inom packvolymen						
6: Konceptets påverkan på utformningen av ramen						
7: Praktisk vid på- och avlasning av containrar						
8: Smidighet vid byte av släp						
9: Användarvänlig						
10: Ergonomisk						
11: Realiserbar						
<b>Summa</b>						
<b>Rankning</b>						

**Elimineringskriterier:**

- 1: Mycket dåligt
- 2: Dåligt
- 3: Okej
- 4: Bra
- 5: Mycket bra

## Bilaga G – Beräkning av krafter

De stångkrafter som är relevanta att ta fram är de som verkar på hydraulcylindrarna samt de reaktionskrafter som uppstår i lyftarmens infästning i leden R (se fig. G.1.1). Utrycken för stångkrafterna är framtagna genom handberäkningar, vilka har sedan implementerats i excell för att lätt kunna reglera avstånd mellan olika infästningar. Framtagning av vinklar hittas i bilaga H s. XIX.

### G.1 Belastningsfall

Det belastningsfall som undersökts är utifrån kravspecifikationens mål, där liften önskas klara av en last på 1200 kg vid ett lastcentrum 600 mm in på lyftplattformen samt en masskraft på 240 kg.

Tabell G.1.1 Beräkningsdata

Input	
$F$	1200 g kg
$L_F$	600 mm
$m$	240 kg
$L_{mg}$	450 mm

Systemet som undersöks är ett två-dimensionellt belastningsfall. Benämningarna  $L_{LC}$  och  $L_{TC}$  står för längderna på de hydraulcylindrarna som finns med i konstruktionen och ändras därav efter lyftplattans position.  $L_{ARM}$  är beteckning för den bärande lyftarmen. Samt att samtliga rörliga leder har fått var sin bokstavs benämning.

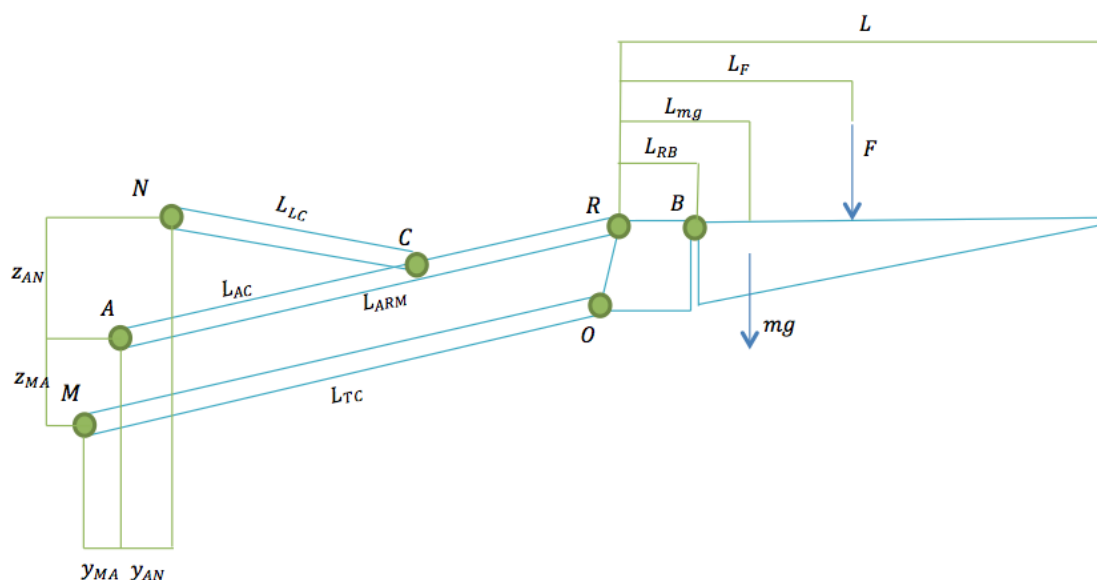


Fig. G.1.1 Måttsättning av konstruktion, samt beteckningar för rörliga leder och längder

## G.2 Beräkningar av tilt- och lyftcylinder kraft vid lyftplattform i horisontalt läge

Framtagning av resultantkrafterna  $B_H$  och  $B_V$  i lyftplattans infästnings axel:

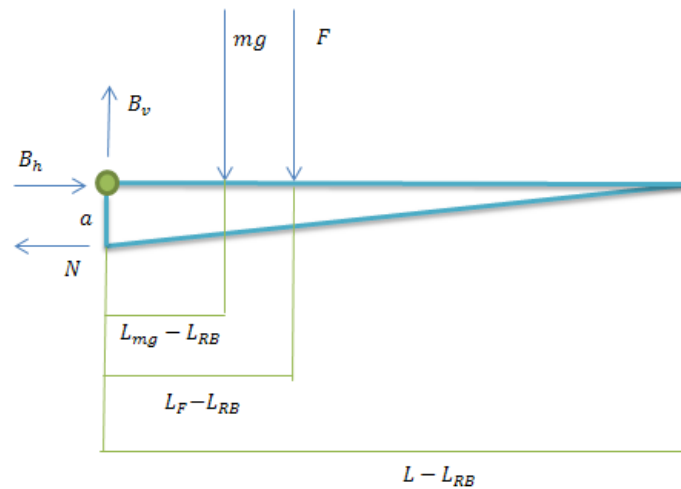


Fig. G.2.1 Friläggning av lyftplatta

Kraftjämnvikt:

$$\uparrow: B_v - F - mg = 0$$

$$\rightarrow B_v = F + mg \dots \text{ekv (G.2.1)}$$

$$\rightarrow: B_h - N = 0$$

$$\rightarrow B_h = N \dots \text{ekv (G.2.2)}$$

Medurs momentjämnvikt över B:

$$aN + (L_F - L_{RB})F + (L_{mg} - L_{RB})mg = 0$$

$$\rightarrow N = - \frac{(L_F - L_{RB})F + (L_{mg} - L_{RB})mg}{a} \dots \text{ekv (G.2.3)}$$

Tabell G.2.1 Input: Beräkningsdata

Input	
$F$	1200 g kg
$L_F$	600 mm
$m$	240 kg
$L_{mg}$	450 mm
$L_{RB}$	120 mm
$a$	70 mm

Tabell G.2.2 Output: Normalkraft och Reaktionskrafterna i B obelastat och belastat tillstånd enligt ekvation G.2.1-3

	obelastat	belastat
Normalkraft $N$ [N]	-15 135	- 94 176
Reaktionskraft $B_v$ [N]	2 354	14 126
Reaktionskraft $B_h$ [N]	-15 135	- 94 176

Framtagning av kraften i tiltcyldern samt resultantkrafterna  $R_H$  och  $R_V$ :

### Kraftjämnvikt

$$\uparrow: -2R_v - B_v - S_t \sin(\phi) = 0$$

$$\rightarrow 2R_v = -S_t \sin(\phi) - B_v \dots \text{ekv (G. 2.4)}$$

$$\rightarrow: N - B_h - 2R_v - S_t \cos(\phi) = 0$$

$$\rightarrow 2R_h = N - B_h - S_t \cos(\phi) \dots \text{ekv (G. 2.5)}$$

Medurs momentjämnvikt över R

$$-aN - y_{AM} S_{TC} \sin(\phi) + z_{AM} S_{TC} \cos(\phi) + L_{RB} B_v = 0$$

$$\rightarrow S_{TC} = \frac{aN - L_{RB} B_v}{z_{AM} \cos(\phi) - y_{AM} \sin(\phi)} \dots \text{ekv (G. 2.6)}$$

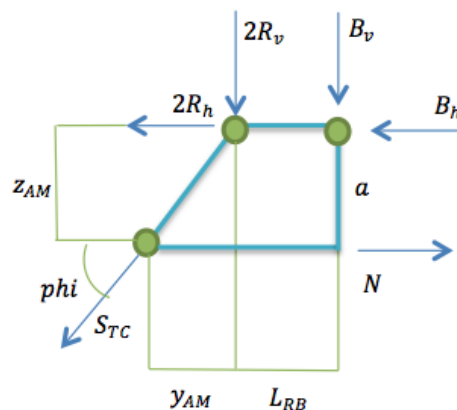


Fig. G.2.2 Friläggning av tiltmekanism

Tabell G.2.3 Input: Beräkningsdata

Input	
$z_{AM}$	70 mm
$y_{AM}$	0 mm
$L_{RB}$	120 mm
$a$	$z_{AM}$
<b><math>B_v</math> och <math>B_h</math> fås ut tabell G. 2. 2</b>	

Tabell G.2.4 Output: Tiltcylderns kraft och Reaktionskrafterna i R under obelastat tillstånd enligt ekvation G.2.4-6

	<b>toppläge</b>	<b>horisontalläge</b>	<b>bottläge</b>
<b>Tiltcylderkraft <math>S_{TC}</math> [N]</b>	- 21 907	- 19 508	- 21 907
<b>Reaktionskraft <math>R_v</math> [N]</b>	3 807	- 1 177	- 6 161
<b>Reaktionskraft <math>R_h</math> [N]</b>	9 754	9 754	9 754
<b>Resultantkraft <math>R</math> [N]</b>	10 470	9 825	11 537

Tabell G.2.5 Output: Tiltcylderns kraft och Reaktionskrafterna i R under belastat tillstånd enligt ekvation G.2.4-6

	<b>toppläge</b>	<b>horisontalläge</b>	<b>bottläge</b>
<b>Tiltcylderkraft <math>S_{TC}</math> [N]</b>	- 135 218	- 120 411	- 135 218
<b>Reaktionskraft <math>R_v</math> [N]</b>	23 699	-7 063	- 37 825
<b>Reaktionskraft <math>R_h</math> [N]</b>	60 205	60 205	60 205
<b>Resultantkraft <math>R</math> [N]</b>	64 702	60 618	71 102



Framtagning av kraften i lyftcylindern  $S_{LC}$ :

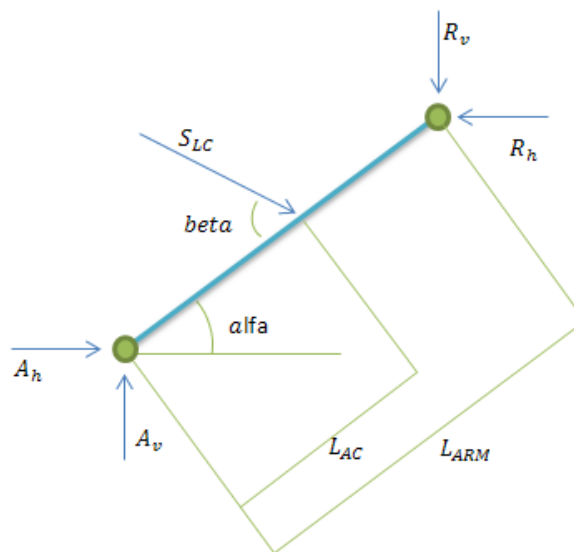


Fig. G.2.3 Friläggnig av lyftarm

Medurs momentjämvikt över A:

$$-L_{AC}S_{LC} \sin(\beta) + L_{ARM}R_h \sin(\alpha) - L_{ARM}R_v \cos(\alpha) = 0$$

$$\rightarrow S_{LC} = \frac{L_{ARM}}{L_{AC}} \left( \frac{R_h \sin(\alpha) - R_v \cos(\alpha)}{\sin(\beta)} \right) \dots \text{ekv (G. 2.7)}$$

Tabell G.2.6 Input: Beräkningsdata

Input	
$L_{AC}$	600 mm
$L_{ARM}$	1000 mm
$R_v$ och $R_h$ fås ur tabell G. 2. 4 och G. 2. 5	

Tabell G.2.7 Output: Lyftcylinderns kraft i obelastat tillstånd, enligt ekvation G.2.7

	<i>toppläge</i>	<i>horisontalläge</i>	<i>bottläge</i>
<b>Lyftcylinderkraft <math>S_{LC}</math> [N]</b>	- 9 936	- 9 873	- 9 418

Tabell G.2.8 Output: Lyftcylinderns kraft i belastat tillstånd, enligt ekvation G.2.7

	<i>toppläge</i>	<i>horisontalläge</i>	<i>bottläge</i>
<b>Lyftcylinderkraft <math>S_{LC}</math> [N]</b>	- 59 615	- 59 235	- 56 509

### G.3 Beräkning av tiltkraften vid tiltning

När lyftplattformen tillas blir vinkel  $\varphi \neq \alpha$ , varav belastningen på tiltstången ändras med vinkeln.  $\varphi$  fås fram enligt ekvation G.3.1.

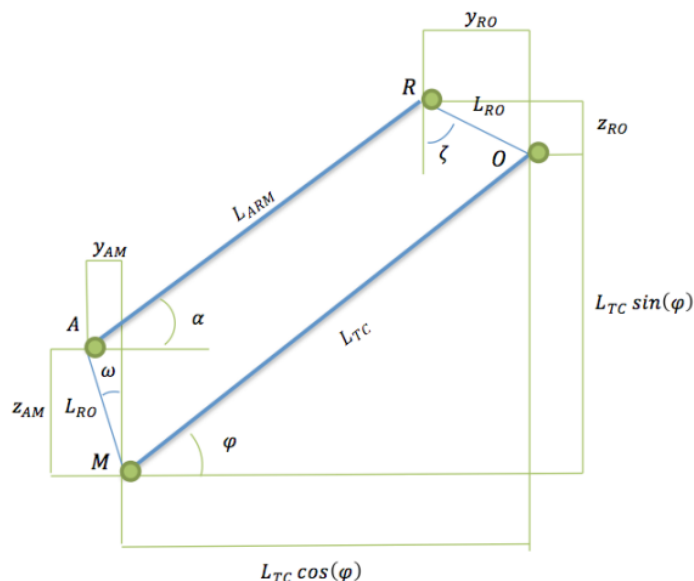


Fig. G.3.1 Måtsättning av lyft- och parallellarm i tiltat läge

$$\varphi = \arctan \left( \frac{z_{AM} + L_{ARM} \sin(\alpha) - L_{RO} \cos(\zeta)}{L_{ARM} \cos(\alpha) - y_{AM} + L_{RO} \sin(\zeta)} \right) \dots \text{ekv (G.3.1)}$$

Där  $\zeta = \text{tiltningen} - \omega$

Nya tiltkrafter beräknade utifrån tiltning med last för  $\pm 6^\circ$ :

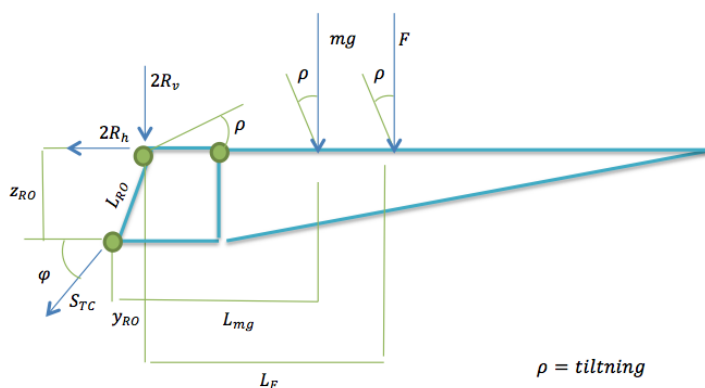


Fig. G.2.2 Friläggning av lyftplattform

Medurs momentjämvikt över R:

$$L_{RO} \sin(\rho) S_{TC} \sin(\varphi) + L_{RO} \cos(\rho) S_{TC} \cos(\varphi) + L_{mg} mg \cos(\rho) + L_F F \cos(\rho) = 0$$

$$\rightarrow S_{TC} = \frac{L_{mg} mg \cos(\rho) + L_F F \cos(\rho)}{L_{RO} (\cos(\varphi) \cos(\rho) + \sin(\varphi) \sin(\rho))} = \frac{(L_{mg} mg + L_F F) \cos(\rho)}{L_{RO} (\cos(\varphi - \rho))} \dots \text{ekv (G.2.2)}$$

Tabell G.3.1 Input: Beräkningsdata

Input	
$F$	1200 * $g$ $kg$
$L_F$	600 $mm$
$m$	240 $kg$
$L_{mg}$	1350/4 $mm$
$L_{RO}$	120 $mm$

Tabell G.3.2 Output: Tiltkraft vid tilting enligt ekvation G.3.2

	$-6^\circ$	$0^\circ$	$6^\circ$
$S_{TC}$ [N]	136 000	129 100	121 700
<b>Toppläge <math>\alpha = 0,472</math></b>			
$S_{TC}$ [N]	122 000	129 100	135 400
<b>Bottläge <math>\alpha = -0,472</math></b>			

#### G.4 Beräkning av hopviktningencylinderns kraft $S_{vik}$ :

Vid hopviktningen av lyftplattan finns ingen yttre belastning förutom lyftplattans egentnygd. Fallet betraktas då  $N = 0$  för att få fram begynnelse belastningen för hydraulcylindern. Vinklarna  $\varepsilon$  och  $\rho$  hittas i bilaga H s. XX.

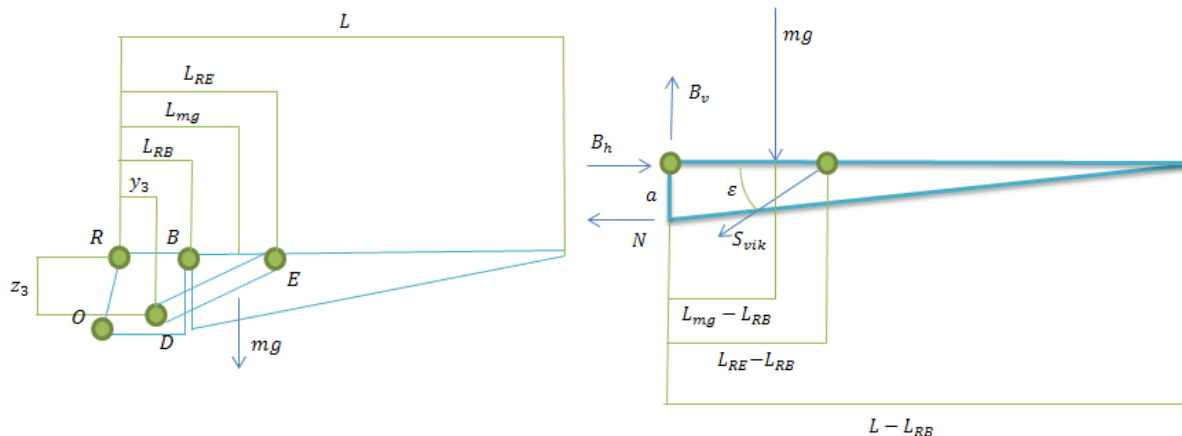


Fig. G.4.1 a) Måttställning av lyftplattform b) Friläggning av lyftplatta

Medurs momentjämvikt över B

$$(L_{RE} - L_{RB}) \cos(\rho) 2S_{vik} \sin(\varepsilon) + (L_{RE} - L_{RB}) \sin(\rho) 2S_{vik} \cos(\varepsilon) + (L_{mg} - L_{RB}) \cos(\rho) mg = 0$$

$$\rightarrow S_{vik} = - \frac{(L_{mg} - L_{RB}) \cos(\rho) mg}{2(L_{RE} - L_{RB})(\cos(\rho) \sin(\varepsilon) + \sin(\rho) \cos(\varepsilon))} \dots ekv (G.4.1)$$

Tabell G.4.1 Input: Beräkningsdata

Input	
$L_{RB}$	90 mm
$L_{RE}$	250 mm
$m$	240 kg
$L_{mg}$	1350/4 mm

Tabell G.4.2 Output: hopviktningencylindern krafter vid längdmässigt maximalt/minimalt läge enligt ekvation G.4.1

	horisontalläge	Maximalt – läge 73°	Minimalt – läge 180°
$S_{vik} [N]$	2 586	-1 909	-1 970

## Bilaga H – Framtagning av vinklar och hydraulcylindrarnas längder

I denna bilaga finns samtliga vinklar och vissa längder relaterade till dessa framtagna.

### H.1 Framtagning av $\alpha$ :

Vid framtagning av vinkeln alfa användes uträkningarna av vridcentrum och sinusteoremet.

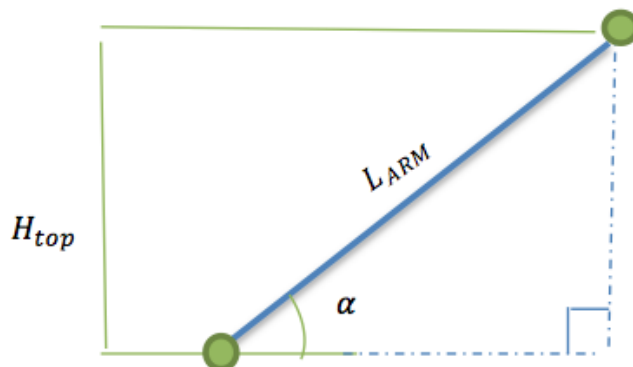


Fig. H.1.1 Måtsättning av lyftarm

Sinusteoremet:

$$\frac{\sin(\alpha)}{H_{top}} = \frac{\sin(90^\circ)}{L_{ARM}}$$

$$\rightarrow \sin(\alpha) = \frac{H_{top}}{L_2} \leftrightarrow \alpha = \arcsin \frac{H_{top}}{L_{ARM}} \dots \text{ekv (H. 1.1)}$$

I och med att vridcentrumet är centrererat kring mitten av lyftarmens rörelsemönstret blir vinkeln vid bottläge densamma.

Tabell H.1.1 Output: Vinkel  $\alpha$  i maximala lägen enligt ekvation H.1.1

	<i>toppläge</i>	<i>horisontalläge</i>	<i>bottläge</i>
$\alpha$ [rad]	0,472	0	- 0,472

## H.2 Framtagning av $\beta$ och lyftcylinders längd $L_{LC}$ :

Vinkeln  $\beta$  är beroende av  $\alpha$  vinkeln, varav även lyftcylinders längd  $L_{LC}$  är beroende på denna vinkel.

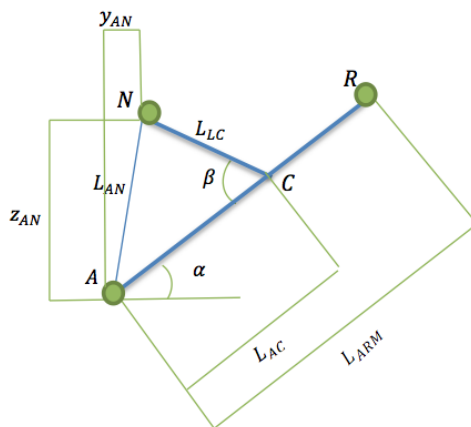


Fig. H.2.1 Måtsättning av lyftarm och lyftcylinder

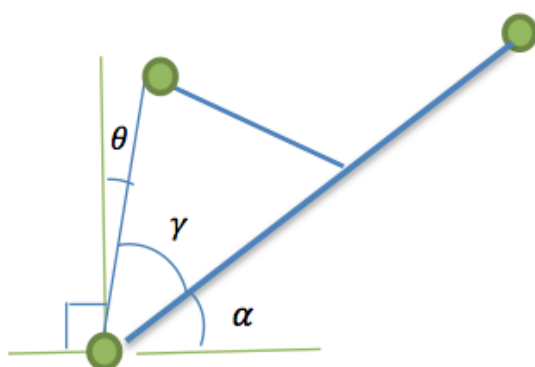
Tabell H.1.1 Input: Beräkningsdata

Input	
$y_{AN}$	23
$z_{AN}$	120
$L_{AC}$	700

För att få fram vinkeln  $\beta$  kan sinusteoremet användas. Det behövs då minst en känd vinkel  $\gamma$  samt längderna på de motstående triangelsidorna,  $L_{AN}$  och  $L_{LC}$ .

### Framtagning av $\gamma$ och $L_{AN}$

För att ta fram vinkeln  $\gamma$  utnyttjas geometrin i figur H.2.2 (se ekv. H.2.1).



$$\tan(\theta) = \frac{y_{AN}}{z_{AN}}$$

$$\gamma = 90^\circ - (\alpha + \theta) \dots \text{ekv (H. 2.1)}$$

Fig. H.2.2 Benämning av vinklar.

$$L_{AN} = \sqrt{z_{AN}^2 + y_{AN}^2} \dots \text{ekv (H. 2.2)}$$

**Framtagning av och  $L_{LC}$** 

Lyftcylinderns längd  $L_{LC}$  tas fram genom cosinussatsen enligt ekvation H.2.3 vilket fås med hjälp av ekvation H.2.1 och H.2.2.  $L_{LC}$  är variabel och kommer alltid ändras efter vilket läge liften står i.

$$L_{LC} = \sqrt{L_{AN}^2 + L_{AC}^2 - 2L_{AN}L_{AC}\cos(\gamma)} \dots \text{ekv (H. 2.3)}$$

**Framtagning av  $\beta$** 

*Sinusteoremet:*

$$\frac{\sin(\gamma)}{L_{LC}} = \frac{\sin(\beta)}{L_{AN}}$$

Insättning av ekvation H.2.1-3 →

$$\beta = \arcsin \frac{L_{AN}\sin(\gamma)}{L_{LC}} \dots \text{ekv (H. 2.4)}$$

**Tabell H.2.2** Output: Vinkel  $\beta$  och Lyftcylinderns längd  $L_{LC}$  i maximala/minimala lägen enligt ekvation H.2.3 och H.2.4

	<i>toppläge</i>	<i>horisontalläge</i>	<i>bottläge</i>
$\beta$ [rad]	0,152	0,171	0,158
$L_{LC}$ [mm]	633	688	744

### H.3 Framtagning av $\varphi$ och $L_{TC}$

Lyftplattformen befinner sig i ett horisontalläge då är  $\varphi = \alpha$  på grund av parallelliteten mellan armarna. Vid tiltning av infästningsplattan, ändras längden  $L_{TC}$  och därav även vinkeln  $\varphi$

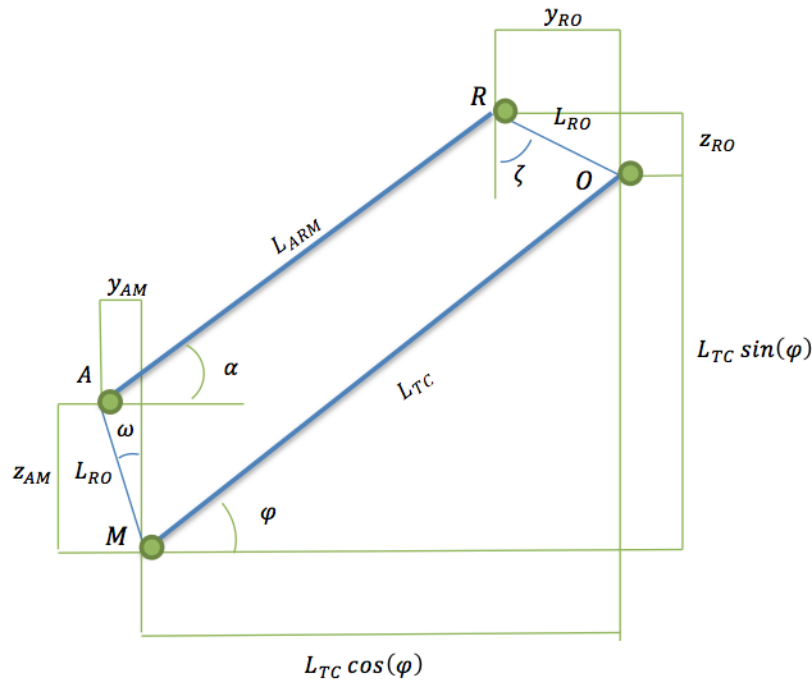


Fig. H.3.1 Måtsättning av lyft- och parallellarm i tiltat läge

Avståndet mellan parallellarm och lyftarman är konstant, varav  $L_{RO}$  är känd. Längderna  $y_{RO}$  och  $z_{RO}$  är således okända men kan beräknas.

Tabell H.3.1: Input: måtsättningsdata

Input	
$y_{AM}$	0 mm
$z_{AM}$	70 mm
$L_{ARM}$	1000 mm

### Framtagning av $\zeta$

För att få ut vinkeln  $\varphi$  behövs vinkel  $\zeta$  för att få ut längdändringen på  $L_{TC}$  i z- och y-led, vilka är beroende av hur mycket lyftplattformen är tiltad.

$$y_{RO} = L_{RO} \sin(\zeta)$$

$$z_{RO} = L_{RO} \cos(\zeta)$$

$$L_{RO} = \sqrt{y_{AM}^2 + z_{AM}^2}$$



För att få fram vinkeln  $\zeta$  för positiva och negativa tiltningar av lyftplattformen utnyttjades den rätta vinkel som bli i horisontalläget (se fig. H.3.2) varav ekvation H.3.1 togs fram.

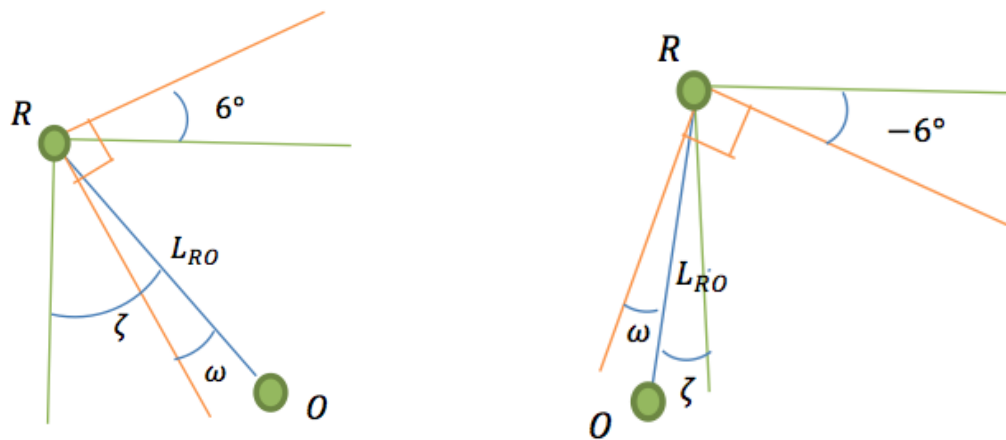


Fig. H.3.2 Tiltning av lyftplattform a) Positiv tiltning b) Negativ tiltning

$$\zeta = 90^\circ - (90^\circ - \text{tiltningen} + \omega) = \text{tiltningen} - \omega \dots \text{ekv(H. 3.1)}$$

### Framtagning av $\varphi$

Ur geometrin i figur H.3.1 fås längderna  $L_{TC} \cos(\varphi)$  och  $L_{TC} \sin(\varphi)$  vilka sedan kan användas i ekvation H.3.2 för att få fram  $\varphi$ .

$$L_{ARM} \cos(\alpha) - y_{AM} + y_{RO} = L_{TC} \cos(\varphi)$$

$$z_{AM} + L_{ARM} \sin(\alpha) - z_{RO} = L_{TC} \sin(\varphi) \dots \text{ekv (H. 3.2)}$$

$$\varphi = \arctan\left(\frac{z_{AM} + L_{ARM} \sin(\alpha) - z_{RO}}{L_{ARM} \cos(\alpha) - y_{AM} + y_{RO}}\right) \dots \text{ekv (H. 3.3)}$$

Längden på längden på parallellarmen kan sedan fås fram genom Pythagoras sats eller bytas ut ur exempelvis ekvation H.3.2.

**Tabell H.3.2** Output: Vinkel  $\varphi$  och Parallellarmens längd  $L_{TC}$  i maximala lägen, enligt ekvation H.3.2 och H.3.3.

	-6 ° tiltning	36 ° tiltning
$\varphi$ [rad]	0,470	0,460
$L_{TC}$ [mm]	993	1043

## Bilaga I – Kravspecifikation

Funktion/Prestanda							
	Kriterier	Förtydligande	Målvärde	K/Ö	Verifiering	Referens	Motivering
1.1	Minsta lastkapacitet	Tyngdpunktavstånd 600 mm från lyftplattans innersta kant	1200 kg	K	Hållfasthetsberäkningar	K	Fullastad SJ-pall, pallyft och chaufför
1.2	Minsta lastyta	SJ-pall	1,2x0,8 m	K	Mätning	K	
1.3	Minsta lastyta	Pallyft med gaffellängd 1150 mm + 400 mm för hjuldelen.	1600mm	Ö1	Mätning	P	För att kunna röra sig på lastbryggan med pallyft med pålastad pall
1.4	Minsta lyfthöjd	Från markplan upp till flakets golv.	1060 mm	K	Mätning	P	
1.5	Största avstånd i vertikalled mellan lyftplatta och skåp-golv i toppläge.		20 mm	Ö1	Mätning	P	För att underlätta förflyttning utav gods mellan flak och lyft
1.6	Demonterbar	Konstruktion ej fastsvetsad i ramen	-	Ö1	-	K	
1.7	Mekanisklåsning av lyftanordning i höjddled	Ska kunna låsas i önskvärt läge(steglöst)	-	Ö1	-	P	
1.8	Upplyst lyftplatt	För markering av vart lyftplattan slutar	tillval	Ö3	Check-lista	K	För säkerhet vid arbete i mörker
1.9	Upplyst lyftplatta	För markering av vart lyftplattan slutar	Bör finnas som tillval	Ö3	Check-lista	K	För säkerhet vid arbete i mörker

<b>Funktion/Prestanda</b>							
	<b>Kriterier</b>	<b>Förtydligande</b>	<b>Målvärde</b>	<b>K/Ö</b>	<b>Verifiering</b>	<b>Referens</b>	<b>Motivering</b>
1.10	Användas till olika växelflaks längder	Skåplängd 7,82 m till 7,45 m	370 mm	Ö3	Mätning	P	För anpassning till övriga flaklängder
1.11	Lampor	Enligt lag	(FN/ECE 2011)	K	-	L	
1.12	Underkörningsskydd	Enligt lag	(70/221/EG)	K	-	L	
<b>Driftsmiljö</b>							
	<b>Kriterier</b>	<b>Förtydligande</b>	<b>Målvärde</b>	<b>K/Ö</b>	<b>Verifiering</b>	<b>Referens</b>	<b>Motivering</b>
4.2	Tåla svenskt klimat		-20 - 50 grader	K	-		
4.1	Tåla smutsig miljö	Liften ska ha så pass robust konstruktion att den klarar av löv och grus	Dirty level medium	Ö1	Testkörning	E	Smutsighetsgrad enligt AB Volvos 'Dirt Level'-system
4.3	Tåla svenskt vinterklimat	Klara av slask, salt och is		Ö1	Testkörning	E	Liften skall inte bli obrukbar för att det har frusit på och är kallt ute
4.4	Tåla skakningar och vibrationer	Så som väghinder och färd på grusväg		Ö2	Hållfasthetsberäkning och vibrationstest	P	Så att förband inte skakar loss etc.
4.5	Tåla fuktig miljö		rostfritt	Ö2	-	P	

<b>Förvaring</b>							
	<b>Kriterier</b>	<b>Förttydligande</b>	<b>Målvärde</b>	<b>K/Ö</b>	<b>Verifiering</b>	<b>Referens</b>	<b>Motivering</b>
5.1	Minsta tillåtna lutning på dragstången	Då dragstången svänger $\pm 90$ grader kring sin kopplingspunkt	6 grader	K	Kontroll i CAD	E	För att lyften inte ska slå i dragstången under färd
5.2	Fri marginal för dragstång vid av/påkoppling av släp	327 mm, då ramen sitter 840 mm över markplan	327 + 100 mm	K	Kontroll i CAD	P	För att lyften inte skall slå i dragstången vid av-/påkoppling av släp
5.3	Inte överskrida bilens maximal bredd	Mått från centrum av bilen i dess körriktning	$\pm 1250$ mm	K	Mätning	L	För att inte behöva skylta om "bred last"

#### Referenserbeteckning:

P: Projektgrupp

L: Lag

E: Uppdragsgivare/Epsilon

K: Kund

#### Rankning av Krav:

K: Krav

Ö1: Starkt önskemål

Ö2: Önskemål

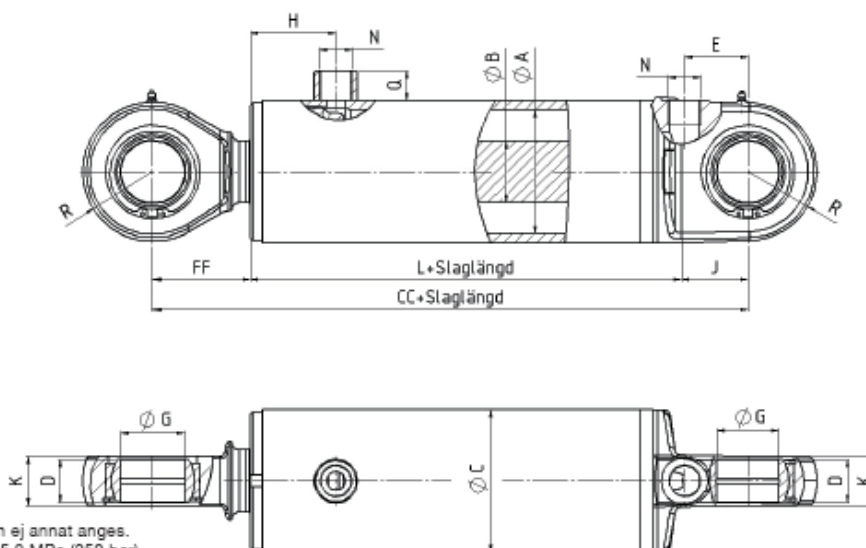
Ö3: Svagt önskemål

## Bilaga J – Stacke hydraulik, Produktblad DA0101



## HYDRAULCYLINDER MED LEDLAGERINFÄSTNING, DA 250

## Utförande DA0101



Alla mått i mm, om ej annat anges.  
Max arbetstryck 25,0 MPa (250 bar).  
Cylindern är målad matt svart.

Cylinder Ø A	Kolv- stång Ø B	Ø C	CC	D	E	FF	G	H	J	K	L	N	Q	R	Tryck area cm <sup>2</sup>	Drag area cm <sup>2</sup>	Vikt i kg +kg/100mm SL
25	12	35	130	10	26	25	12	36	17	14	88	G1/4	14	16	4,91	3,78	0,8+0,45
	16														4,91	2,90	0,8+0,5
32	16	42	135	10	26	28	12	36	17	14	90	G1/4	14	16	8,04	6,03	1,0+0,6
	20														8,04	4,90	1,0+0,7
40	20	50	175	16	34	36	20	50	25	18	114	G3/8	15	25	12,57	9,42	2,0+0,8
	25														12,57	7,66	2,1+0,9
50	25	60	185	20	34	43	25	50	33	25	109	G3/8	15	30	19,63	14,73	3,0+1,1
	32														19,63	11,59	3,1+1,3
63	32	73	205	22	37	50	30	49	35	30	120	G1/2	16	35	31,17	23,13	4,9+1,5
	40														31,17	18,61	5,0+1,8
80	40	95	230	28	41	59	40	58	45	32	126	G1/2	16	45	50,27	37,70	8,8+2,6
	50														50,27	30,63	8,6+3,2
100	50	115	280	35	51	78	50	69	56	40	146	G3/4	24	56	78,54	58,90	15,6+3,5
	63														78,54	47,37	15,4+4,4
125	63	145	315	44	65	90	60	69	70	50	155	G3/4	24	69	122,72	91,55	27,6+5,8
	80														122,72	72,45	27,5+7,3
140	70	160	370	49	75	116	70	75	80	58	174	G3/4	24	75	153,94	115,45	37,5+6,7
	90														153,94	90,32	37,4+8,7
160	80	185	420	55	85	137	80	82	90	65	193	G1	30	90	201,06	150,80	57,8+9,3
	100														201,06	122,52	57,8+11,5
180	90	210	470	60	105	152	90	95	100	70	223	G1	30	100	254,47	190,85	
	125														254,47	131,75	
200	100	230	560	70	120	175	100	118	115	80	270	G1 1/4	30	115	314,16	235,62	
	140														314,16	160,22	
250	125	300	695	85	150	225	120	137	145	100	325	G1 1/4	30	145	490,87	368,16	
	160														490,87	289,81	

Exempel på artikelnummer: DA01010700-0600

Ledlagerinfästning både fram och bak, cylinderrörs Ø: 50 mm, kolvstångs Ø: 25 mm, samt 600 mm i slaglängd.

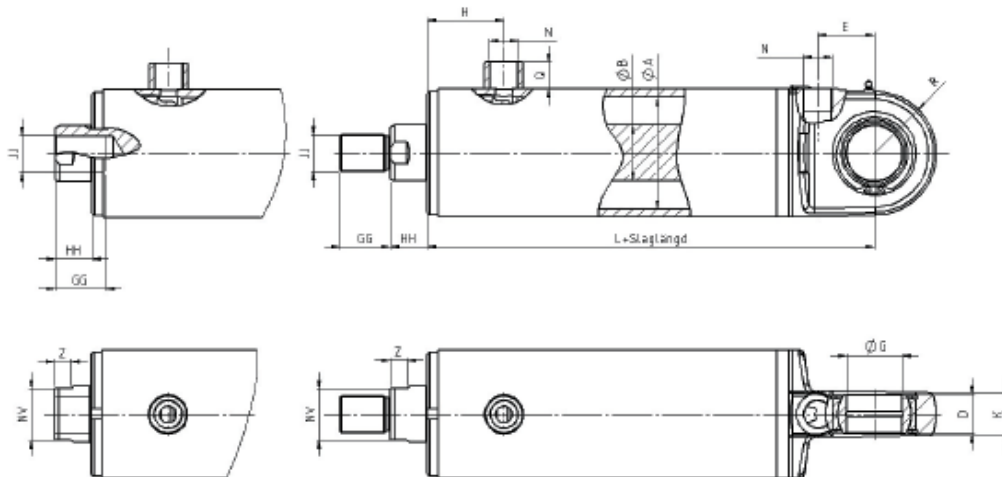
Vi förbehåller oss rätten till ändringar • Utgåva 3 Juni 2012

## Bilaga K – Stacke hydraulik, Produktblad Daxx02/03



## HYDRAULCYLINDER MED UTVÄNDIG ALT. INVÄNDIG GÄNGA, DA 250

Utförande DAXx02 samt DAXx03



Alla mått i mm, om ej annat anges.  
Max arbetstryck 25,0 MPa (250 bar).  
Cylindern är målad matt svart.

Cylinder Ø A	Kolvstång Ø B	Ø C	D	E	G	GG	H	HH	J	JJ	K	L	N	NV	Q	R	Z
25	12	35	10	26	12	12	36	13	17	M8	14	88	G1/4	10	14	16	8
	14					M10x1,25				13				8			
32	16	42	10	26	12	14	36	18	17	M10x1,25	14	90	G1/4	13	14	16	8
	18					M14x1,5				17				10			
40	20	50	16	34	20	18	50	18	25	M14x1,5	18	114	G3/8	17	15	25	10
	24					M18x1,5				22				10			
50	25	60	20	34	25	24	50	18	33	M18x1,5	25	109	G3/8	22	15	30	10
	32					M24x2				27				12			
63	32	73	22	37	30	32	49	23	35	M24x2	30	120	G1/2	27	16	35	12
	36					M27x2				36				12			
80	40	95	28	41	40	36	58	23	45	M27x2	32	126	G1/2	36	16	45	12
	45					M33x2				46				15			
100	50	115	35	51	50	45	69	33	56	M33x2	40	146	G3/4	46	24	56	15
	56					M42x2				55				20			
125	63	145	44	65	60	56	69	40	70	M42x2	50	155	G3/4	55	24	69	20
	70					M52x2				70				20			
140	70	160	49	75	70	63	75	40	80	M48x2	58	174	G3/4	60	24	75	20
	75					M64x3				80				25			
160	80	185	55	85	80	70	82	40	90	M52x2	65	193	G1	70	30	90	20
	88					M68x3				90				25			
180	90	210	60	105	90	75	95	45	100	M64x3	70	223	G1	80	30	100	25
	95					M80x3				110				25			
200	100	230	70	120	100	88	118	45	115	M68x3	80	270	G1 1/4	90	30	115	25
	112					M100x3				130				25			
250	125	300	85	150	120	95	137	45	145	M80x3	100	325	G1 1/4	110	30	145	25
	125					M125x4				150				25			

Exempel på artikelnummer: DA05020700-0600

Fläns fram och utvändigt gänga på kolvstången, cylinderrördiam.  
Ø 50 mm, kolvstångsdiam. Ø 25 mm, samt 600 mm i slaglängd.

Vi förbehåller oss rätten till ändringar • Utgåva 2 Juni 2012

## Bilaga L – Framtagning av slaglängder

Framtagning av cylindrarnas slaglängd gjordes i kombination med beräkningarna av systemets vinklar i bilaga G s. XIII.

### L.1 Beräkning av lyftcylinders slaglängd:

Lyftcylinders slaglängd blir cylinderns totala längd då liften är i sitt bottenläge, minus den totala längd cylindern har då liften är i sitt topläge (se ekv. L.1.1).

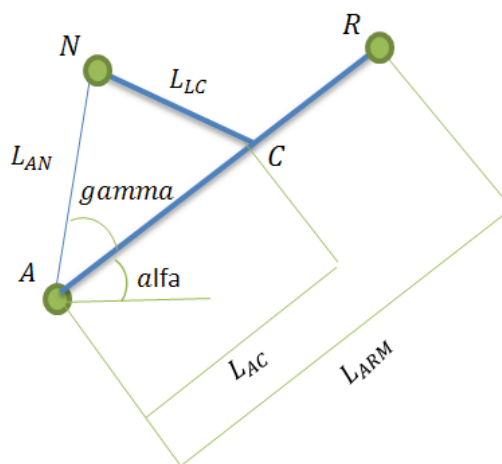


Fig. L.1.1 Måttsättning av lyftarm och lyftcylinder

Cylinders totala längd

$$L_{LC} = \sqrt{L_{AN}^2 + L_{AC}^2 - 2L_{AN}L_{AC}\cos(\gamma)} \quad \dots \text{ekv}(L. 1.1)$$

Tabell L.1.1 Vinkel  $\beta$  och Lyftcylinders längd  $L_{LC}$  i maximala/minimala lägen

	Toppläge	Horisontalt läge	Botten läge
<b>B [rad]</b>	0,152	0,171	0,158
<b><math>L_{LC}</math> [mm]</b>	633	688	744

Utifrån resultatet i tabell L.1.1 kan slaglängden uppskattas till 111 mm.

$$\text{Slaglängd}_{LC} = 744 - 633 = 111 \text{ mm}$$

Detta är således inte en helt korrekt slaglängden, då utformning av lyftarmen (se avsnitt 9.4 s. 54) inte är rak så som i beräkningarna.

## L.2 Beräkning av tiltcynderns slaglängd:

Utifrån tabell L.2.1 blir slaglängden för tiltcyndern 50 mm.

$$\text{Slaglängd}_{TC} = 1043 - 993 = 50 \text{ mm}$$

**Tabell L.2.1** Vinkel  $\varphi$  och parallellarmens längd  $L_{TC}$  i maximala/minimala lägen

	-6 ° tiltning	36 ° tiltning
$\varphi$ [rad]	0,470	0,460
$L_{TC}$ [mm]	993	1043

## L.3 Hopvikningscynderns slaglängd:

Längden  $L_{vik}$  söks.

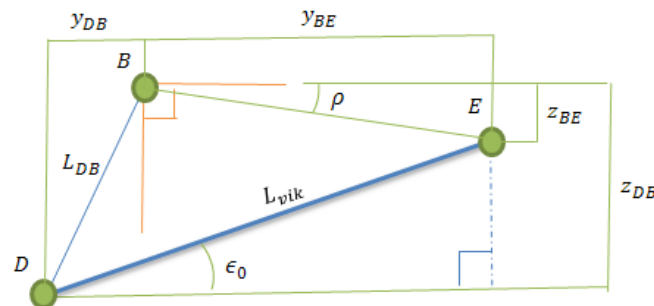


Fig. L.3.1 Måttsättning av hopvikningscynderns infästning

För att få fram längden på  $L_{VIK}$  och krävs vinkeln  $\epsilon$  och höjden mellan E och D (se ekv L.3.2). Denna längd ändrar sig således beroende av vinkeln  $\rho$ .

$$\epsilon = \arctan\left(\frac{z_{DB} + z_{BE}}{y_{DB} + y_{BE}}\right) \dots \text{ekv (L. 3.1)}$$

$$L_{vik} = \frac{z_{DB} + z_{BE}}{\sin(\epsilon)} \dots \text{ekv (L. 3.2)}$$

Vid ett horisontellt läge av lyftplattfromen där alla längder är kända kan ekvation L.3.1 och L.3.2 användas. Termen  $y_{DB} + y_{BE}$  i ekvation L.3.1 ser annorlunda ut när  $y_{BE} \leq -y_{DB}$ , termen blir då endast  $|y_{BE}|$ .



När lyftplattan skall tiltas upp är  $y_{BE}$  och  $z_{BE}$  inte längre kända. Här används då  $L_{BE}$  som är längden mellan infästningarna B och E.  $L_{BE}$  är konstant varva  $y_{BE}$  och  $z_{BE}$  kan beräknas för olika vinklar (se ekv L.3.3-4).  $L_{BE}$  beräknas vid horisontalläget enligt ekv L.3.5.

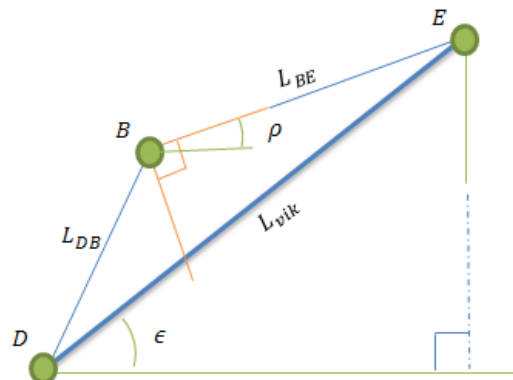


Fig. L.3.2 Måttsättning av hopvickningscylinderns infästning i upp tiltat läge

$$z_{BE} = L_{BE} \sin(\rho) \dots \text{ekv (L. 3.3)}$$

$$y_{BE} = L_{BE} \cos(\rho) \dots \text{ekv (L. 3.4)}$$

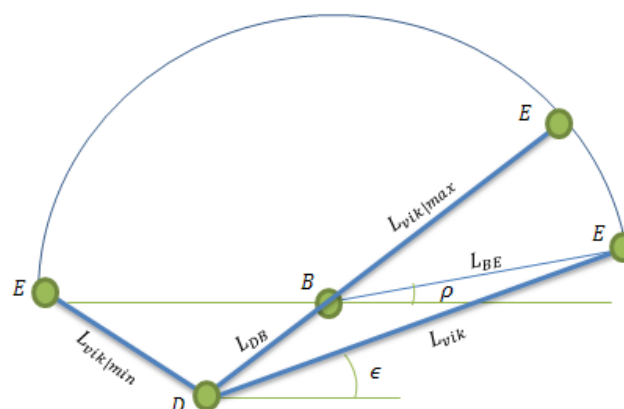
$$L_{BE} = \sqrt{y_{BE}^2 + z_{BE}^2} \dots \text{ekv (L. 3.5)}$$

Tiltningens vinkel  $\rho$  har sitt noll-läge då lyftplattan är horisontell och kommer aldrig att bli negativ. Med hjälp av ekvation L.3.3-5 kan ekvation L.3.1 och L.3.2 användas. Se resultat i Tabell L.3.2.

$$\text{Slaglängd} = L_{vik}(73^\circ) - |L_{vik}(180^\circ)| \dots \text{ekv (L. 3.6)}$$

Cylinderns maximala längd ligger omkring en lutning på  $\epsilon = 70^\circ$  med de värden som är satta (se fig. L.3.3). Den minimala längden är när plattan är hopvikt. Slaglängden kan sedan fås fram ur ekv L.3.6.

Fig. L.3.3 Hopvickningscylinderns rörelsemönster



Tabell L.3.1 Input:beräkningsdata

<b>Input:</b>	
$y_{DB}$	30 mm
$z_{DB}$	100 mm
$y_{DE}$	190 mm
$z_{DE}$	0 mm

Tabell L.3.2 Output: Hopvikningscylinders längd  $L_{vik}$  vid vinkeln  $\rho$ , enligt ekvation L.3.1 och L.3.2

Hopvikningsvinkel $\rho$ [°]	0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°	73°
$y_{BE}$ [mm]	70,00	60,62	35,00	0,00	-35,00	-60,62	-70,00	20,11
$z_{BE}$ [mm]	0,00	35,00	60,62	70,00	60,62	35,00	0,00	67,05
$\epsilon$ [°]	0,785	0,980	1,186	1,396	-1,540	-1,348	-1,190	1,279
$L_{VIK}$ [mm]	141,4	162,6	173,2	172,6	-160,7	-138,4	-107,7	174,4

Utifrån tabell L.3.2 blir slaglängden för hopvikningscylindern 67 mm, där den maximala cylinderlängden inträffar vid 73°.

$$\text{Slaglängd} = 174,4 - 107,7 = 66,7$$

## Bilaga M – Beräkningar av bultförband

Antal bultförband som behövs för momentöverföring till ramen beräknades genom att ta fram momentet över fästpunkten. Lastfallet utgår från kravspecifikationen och uppskattad massa.

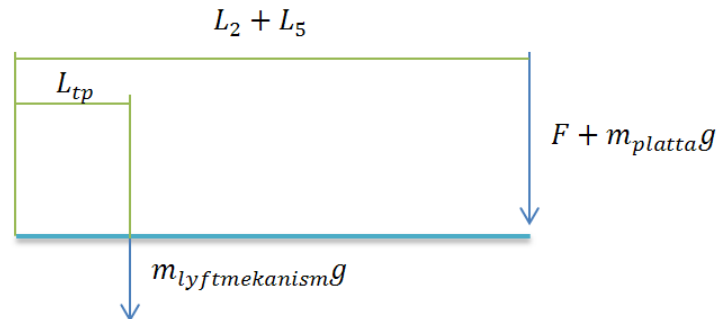


Fig. M.1 friläggning över ett förenklat system av liften

Länden  $L_2$  är samma som tidigare benämnts  $L_{ARM}$  och  $L_5$  är  $L_F$ .

Tabell M.1 Beräkningsvärden

Input	
$L_2$	1000 mm
$L_5$	600 mm
$F$	1200g N
$m_{platta}$	120 kg
$m_{lyftmekanism}$	70 kg

$$M = (L_2 + L_5)(F + m_{platta} * g) + L_{tp} * m_{lyftmekanism} * g \dots \text{ekv (M.1)}$$

$$M = 1,6 * 1320 * 9,81 + 0,5 * 70 * 9,81 = 21 \text{ kN}$$

Det totala momentet ligger på ungefär på 21 kN (se ekv. M.1) och en bult beräknades kunna ta upp en kraft på 10 kN. Enligt ekvation M.2 behöver då infästningsbalken vara fäst med 18 st bultar i ramen, det blir 9 bultar i vaddera rambalk.

$$S = 10 \text{ kN}$$

$$R = 120 \text{ mm}$$

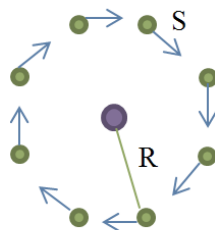


Fig. M.2 friläggning av bultförband

$$\text{Antal bultförband} = \frac{M}{S * R} = \frac{21 \text{ k}}{10 \text{ k} * 0,12} = 17,5 \text{ st} \dots \text{ekv(M.2)}$$

## Bilaga N – Ansättning av krafter och verifiering av FEM-analys av lyftarm

För att kontrollera hur trovärdiga resultaten i FEM-analysen för lyftarmen var verifierades detta genom att kontrollera hur lasten lagts på och genom jämförelse med en mer detaljerad beräkning.

### Ansättning av villkor och laster

Hur lyftarmen infästningar skulle se ut påverkar lastfallet. För armens infästningar i infästningsbalken och lyftplattan antogs det att någon form av skruvförband skulle fungera bra, varför det valdes att placera en cylindrisk distans mellan lyftarmens väggar.

På insidan av distansen och mantelytan i hålen placerades ett fixerat villkor i samtliga translationsriktningar. Det valdes sedan en frihetsgrad i y-leds rotationsriktning (se fig. N.1).

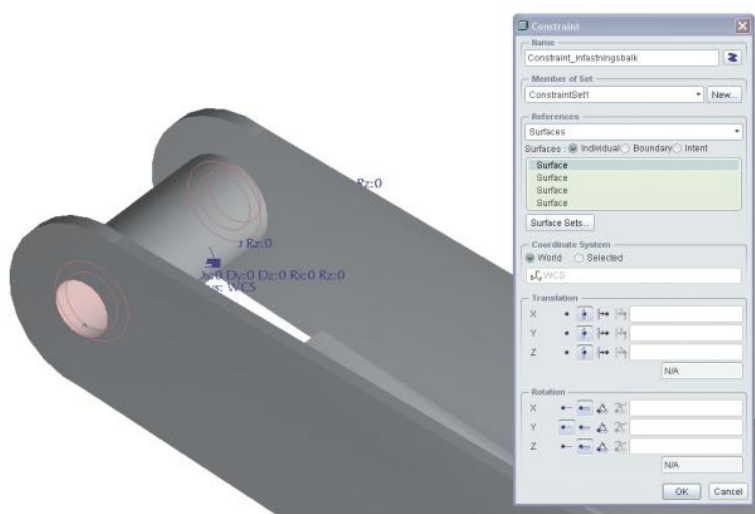


Fig. N.1 Villkor för infästning i infästningsbalken

Lasten ansattes i form av en horisontalkraft och en vertikalkraft på mantelytan inne i distansen och i hålet för infästningen i lyftplattan (se fig. N.2).

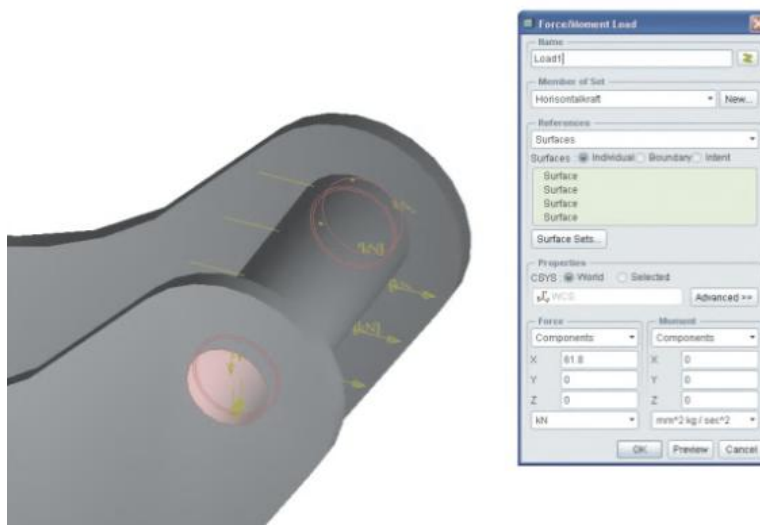


Fig. N.2 Horisontalkraft applicerad på infästning i lyftplattan

För infästningen av lyftcylindern sattes ett likadant villkor som för infästningsbalken, där det fanns en frihetsriktning i y-leds rotationsriktning. Villkoret ansattes på mantelytan av en solid axel (se fig. N.3).

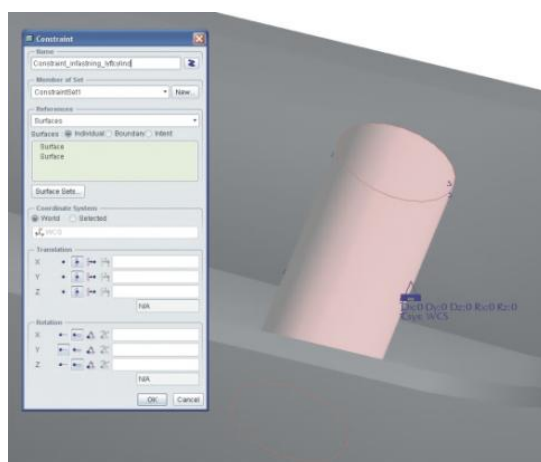


Fig. N.3 Villkor för infästning av lyftcylinder

Meshen, hur beräkningselementen placeras, utformades så att konstruktionen hade cirka 7000 element.

### Verifiering av villkor och laster

I den första analysen placerades en punkt vid ytan av lyftcylinderns infästning för att mäta reaktionskrafterna som verkade (se fig. N.4).

*Reaktionskrafter i punkten:*

$$x \text{ led} = -47 \text{ k [N]}$$

$$z \text{ led} = -39,7 \text{ k [N]}$$

$$\text{Resultanten av krafterna} = \sqrt{47^2 + 39,7^2} = 61,5 \text{ k [N]}$$

Resultantkraften från Pro/Mechanica stämde bra in på den beräknade kraften på lyftcylindern, vilken låg på 59 k [N] (se tabell G.2.8 s. XVI). Varför påläggningen av krafterna ansågs vara korrekt.

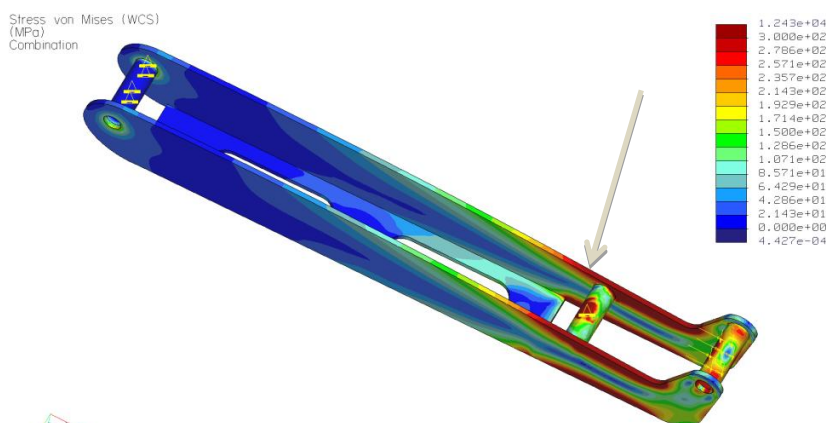


Fig. Q.4 Analys\_Arm\_1: Punkt för att mäta reaktionskrafter

Även deformationssimuleringen ansågs bete sig på ett korrekt sätt när armen böjdes ner (se fig. N.5).

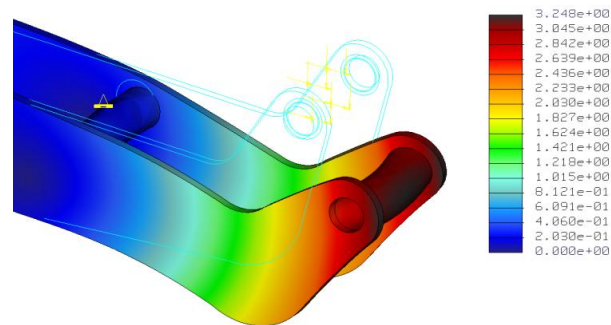


Fig. N.5 Analys\_Arm\_1: Deformation i mm

### Verifiering av resultat

För att verifiera hur bra resultatet blev på ett snabbt och enkelt sätt, testades detta genom att köra en multi-pass på problemet. Multi-pass körningen konvergerade tyvärr inte vilket tros bero på att den tillåtna fel procenten har fått ett för strängt värde. Jämför man de olika körningarna så ser de ut att vara likvärdiga, varav Single-pass körningarna kan ses som acceptable. Maxvärdena i figur N.6 a och b är 293 MPa respektive 292 MPa, vilket anses vara bra.

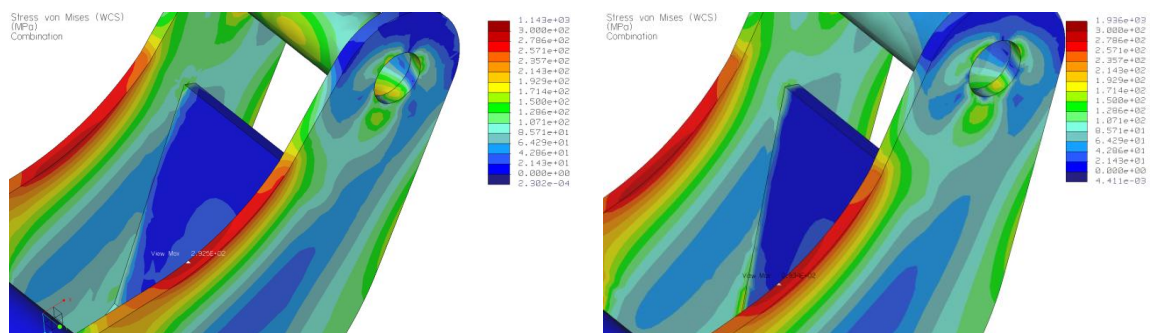


Fig. N.6 Jämförelse av Singel-pass och Multi-pass a) Singel-pass b) Multi-pass

## Bilaga O – FEM-Analys av spänningskoncentration och utböjning

Vid den första analysen av lyftarmen framgick att mycket höga spänningar fanns i radie övergången vid armens krökning samt i infästningarna. Det var även höga spänningar på armens undersida där det inte fanns något tvärgående material (se fig. O.1).

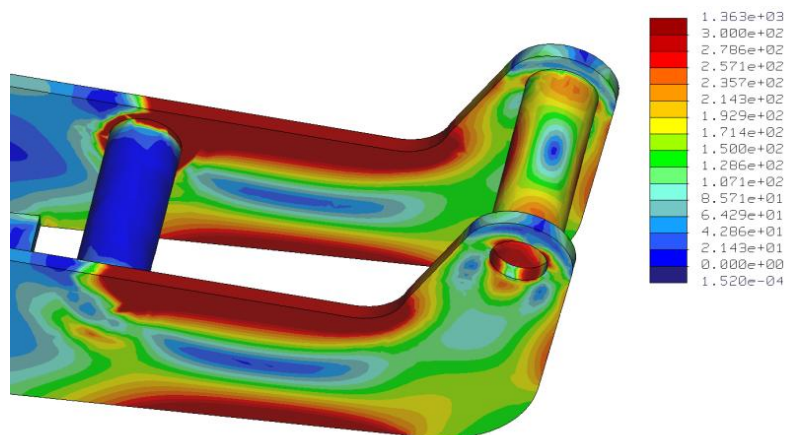


Fig. O.1 Analys\_Arm\_2: Spänningar i MPa

Den kraft som hade störst inverkan på konstruktionen var den horisontella kraften (se fig. O.2)

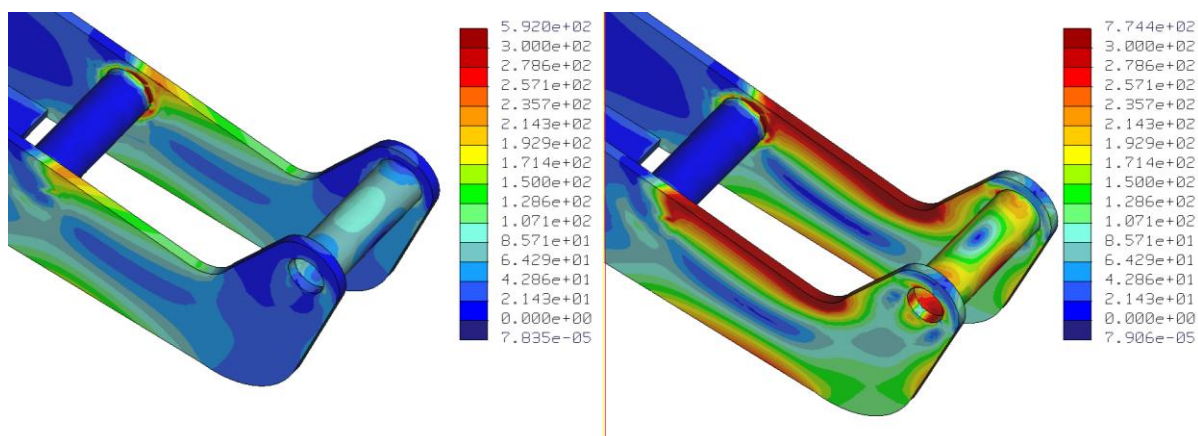


Fig. O.2 Analys\_Arm\_2 a) Spänningar uppkomna av vertikalkraften b) Spänningar uppkomna av horisontalkraften

Gällande armens utböjning var den inte särskilt stor. Den maximala deformationen låg i Analys\_Arm\_2 på 1,2 mm, Vilket var mycket bra då det klarar kravet med marginal. Vilket inte gick att säga om spänningarna.

Att öka storleken på distanscylindrarna hjälpte för att minska spänningarna i infästningen till lyftplattan till 300 MPa, medan spänningarna i radieövergången i krökningen behövde sänkas ytterligare.



## Små justeringar i utformningen

För att minska spänningarna ökades radien så mycket som möjligt samt att materialet på undersidan förlängdes fram till armens krökning. För att minska vikten och användning av onödigt mycket material gjordes det även utskärningar på undersidan där spänningarna var låga (se fig. O.3).

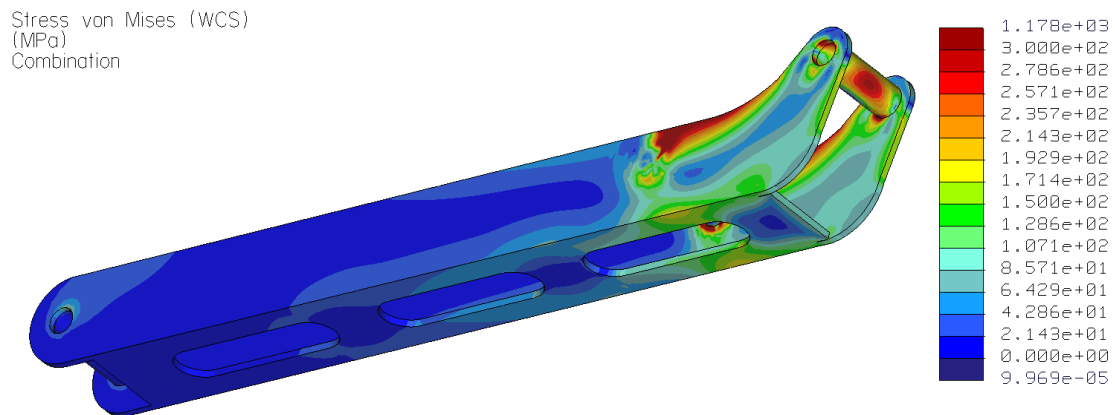


Fig. O.3 Analys\_Arm\_5: Spänningar i MPa

Maximala spänningen i radien uppmättes nu till 370 MPa vilket ursprungligen låg på 720 MPa i Analys\_Arm\_2. På grund av utformningens begränsningar från växelflaket kunde varken radien ökas ytterligare eller hävarmen för den horisontella kraften minskas.

## Påverkan av deformation

Det undersöktes om placeringen av lyftcylinderns infästning påverkade området när denna placeras längre ifrån problemområdet. Inverkan visade sig vara försumbar.

Det undersöktes också hur deformationen påverkade spänningarna. Precis i radieövergången deformerades armen inåt (se fig. O.4). Varför det undersöktes vad resultatet skulle bli om det placerades någon form av distans däremellan.

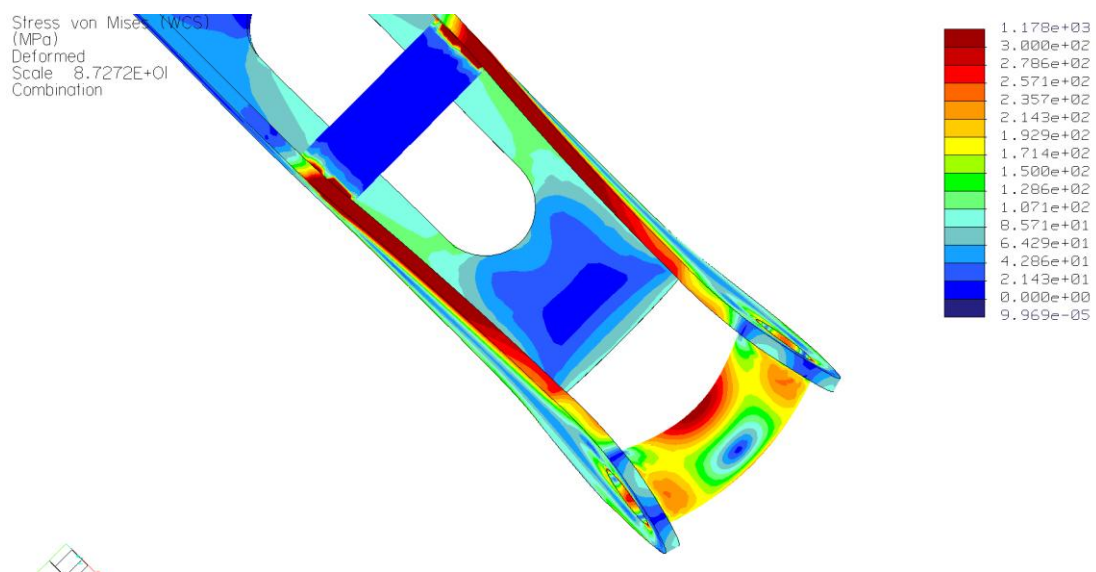


Fig. O.4 Analys\_Arm\_5: Deformation, topp vy



Den första som provades var att ha en platta fastsvetsad längst ut på armen (se fig. O.5). Varav spänningarna sänktes till 350 MPa.

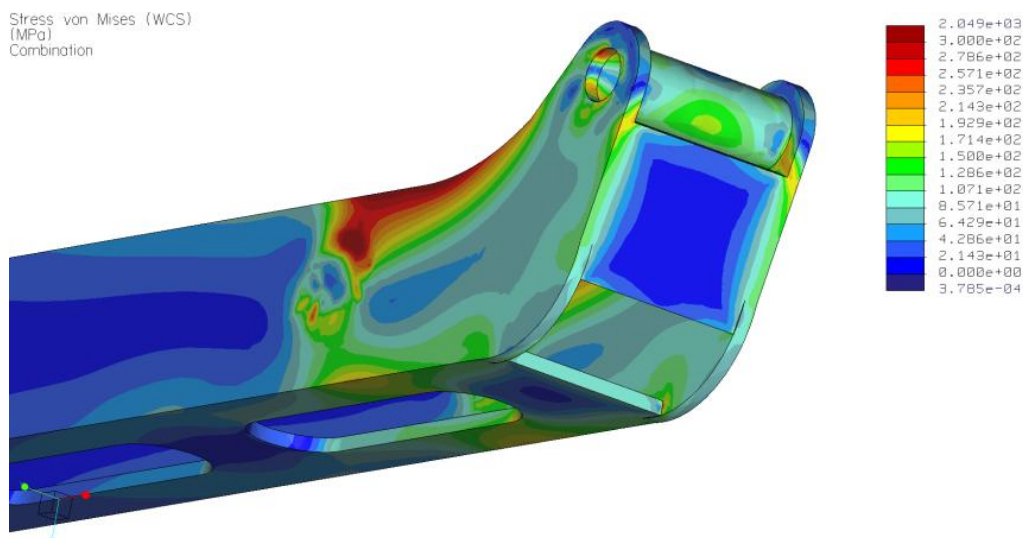


Fig. O.5 Analys\_Arm\_17: konstruktion utökade med en tvärgående distans

### Ny utformning i form av mer material i höjddled

Ett annat försök med att få ner spänningarna var att öka armens höjd där spänningarna var som störst (se fig. O.6). Spänningarna sänktes till 300 MPa, vilket då var en mycket större minskning än att placera en distansplatta emellan.

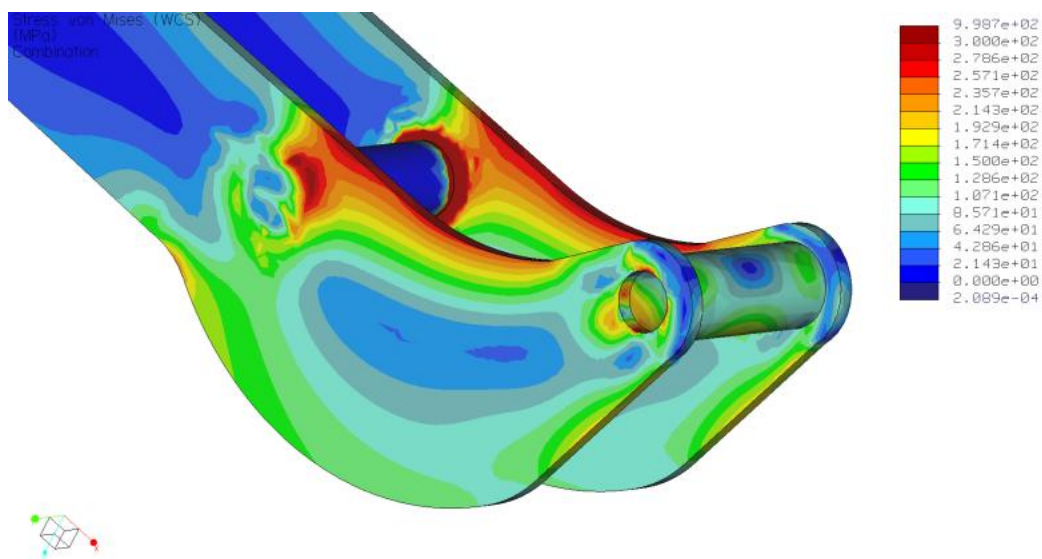


Fig. O.6 Analys\_Arm\_18: större höjd på armen under problem området

## Kombinerad distans på ny utformning

Kombinerades de båda fallen i analys 17 och 18 ovan, reducerades spänningarna till 290 MPa (se fig. O.7). Även utböjningen blev bättre med den nya utformning, vilken sänktes till 0,9 mm.

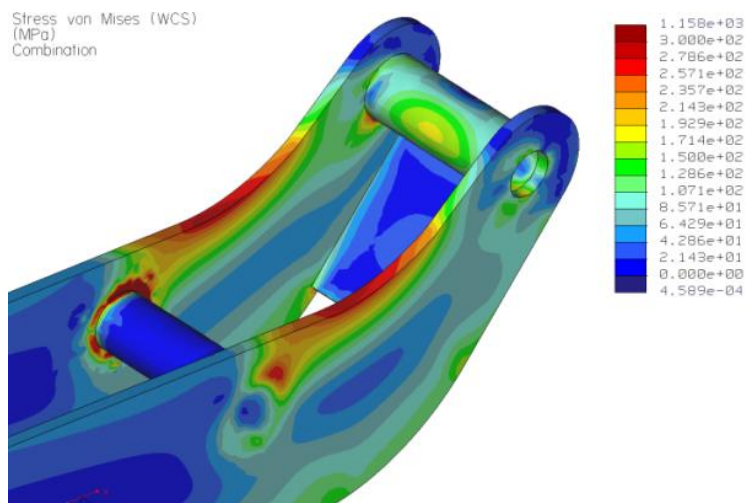


Fig. N.7 Analys\_Arm\_20: större höjd på armen under problemområdet

Distansen utformades sedan som en tunga för att komma närmare problemområdet (se fig. O.8). Den maximala spänningen låg här vid 295 MPa.

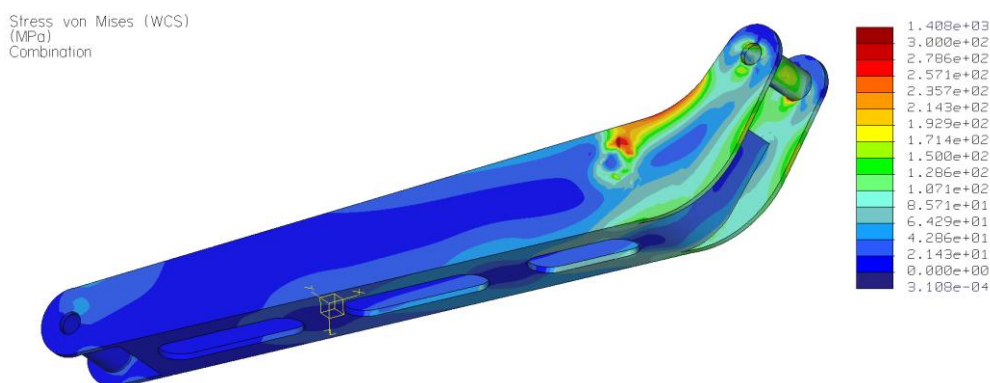


Fig. O.8 Analys\_Arm\_25: Distans i form av en tunga

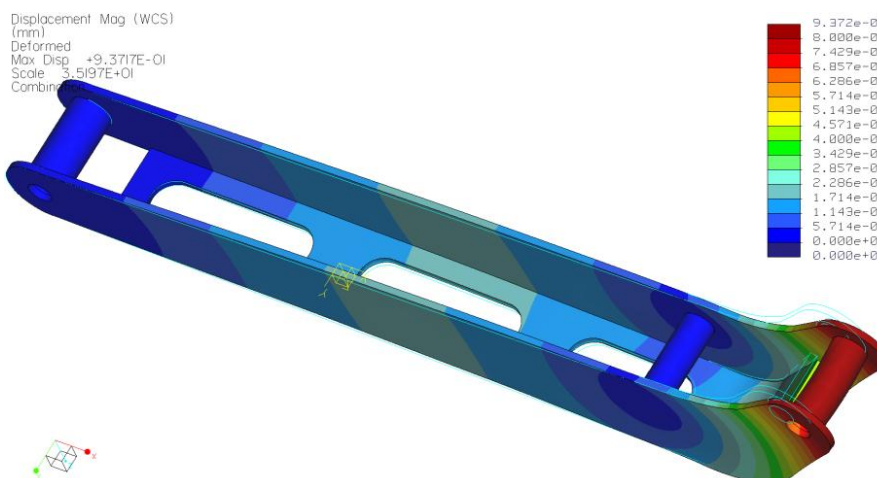


Fig. O.9 Analys\_Arm\_25: Total deformation

Totalt sett verkade inte deformationen minska något avsevärt på grund av placering och utformning av distansen (se fig. O.9). I sidled blev deformationen ca 0,09 mm (se fig. O.10 a) motsvarande för en tidigare analys som visade en förskjutning på 0,11 mm (se fig. O.10 b), vilket då inte är några enorma deformationer att tala om.

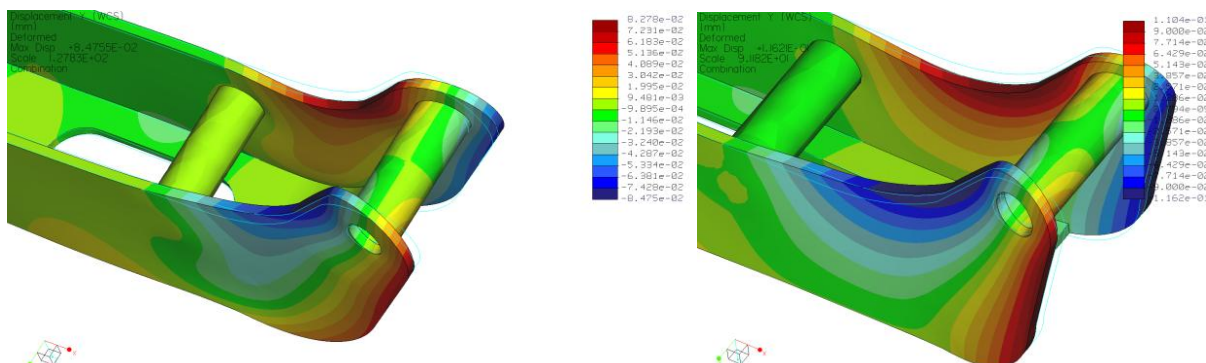


Fig. O.10 Deformation i y-led/sidled a) Analys\_Arm\_25 b) Analys\_Arm\_5

I höjdlid blir nedböjningen 0,8 mm (se fig. O.11).

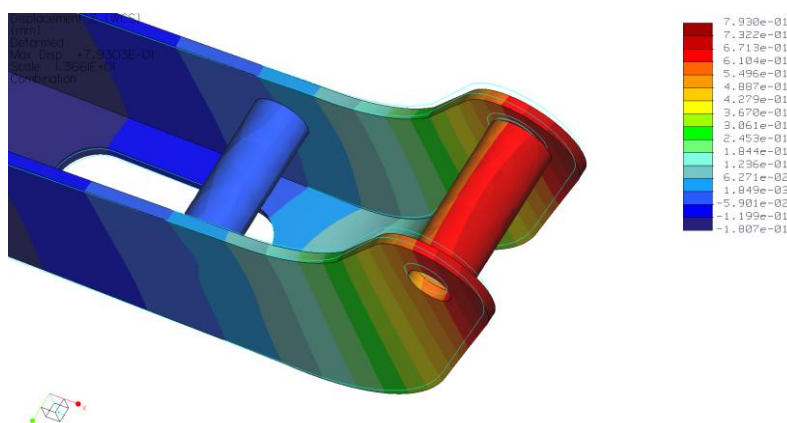


Fig. O.11 Analys\_Arm\_25: Deformation i z-led/höjdlid

### Ökning av stålets godstjocklek

En ökning av tjockleken från 8 mm till 9 mm stål, gav ett bra resultat. Den maximala spänningen i radien sänktes då till 280 MPa. 9 mm stål är således ovanligt och där av dyrare, varför det bör diskuteras om det är värt att gå upp till en tjocklek på 10 mm.

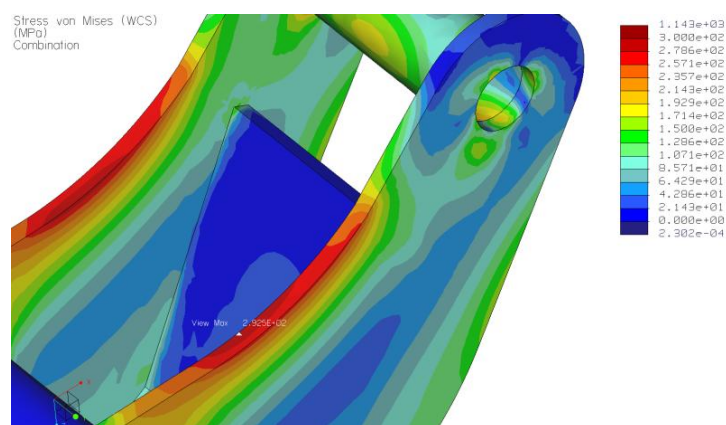
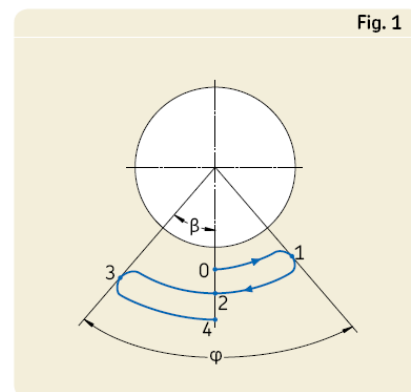
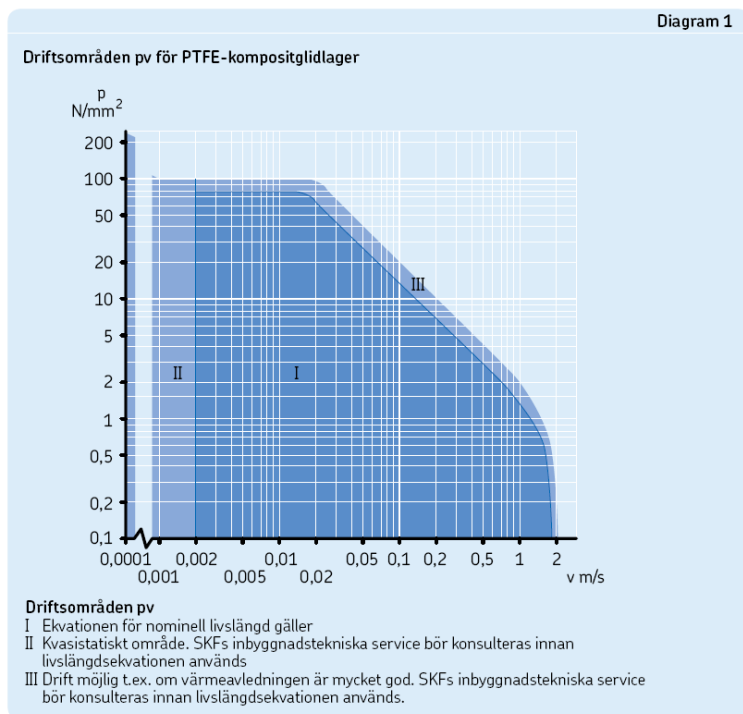


Fig. O.12 Analys\_Arm\_27: tjocklek 9 mm

## Bilaga P – Dimensionering av glidlager

För att beräkna livslängden på ett glidlager behövs värden för driftsförhållanden och funktionalitet. När dessa finns kan sedan trycket  $p$  och hastigheten  $v$  beräknas. Värdena ska sedan kontrolleras i diagram 1, för att se om livslängdsformeln P.4 är lämplig att använda.



Svängningsvinkel  
 $\varphi = \text{svängningsvinkel} = 2\beta$   
 En fullständig svängning =  $4\beta$   
 (från punkt 0 till punkt 4)

Bild: SKF:s Produktkatalog, SKF kompositglidlager, Kompakta och underhållsfria, 2007

Fig. P.1 a) Diagram 1: Driftsområden pv för PTFE-kompositglidlager b) Definition av svängningsvinkel  $\beta$

### Data

Halva svängradien  $\beta = 30^\circ$

Svängfrekvens  $f = 4,5/\text{min}$  då  $v_{max} = 0,15 \text{ m/s}$

Driftstemperatur:  $t = 30^\circ\text{C}$

Ytjämnhet  $R_a = 0,4$

- Svängradien definieras enligt fig. P.1 vilket motsvarar vinkeln  $\alpha$  i bilaga H s. XIX.
- Svängfrekvensen togs fram utifrån ett maximalt värde på tillåten hastighet hos en av Zepros Standardliftrar och höjden  $h$  som liften rör sig.  $t_{tid}$  är alltså den tid det tar för liften att röra sig från bottenläge till toppläge, varefter frekvensen fås av ekvation P.1.

$$v_{lift} = 0,15 \text{ m/s}$$

$$h \approx 1 \text{ m}$$

$$t_{tid} = \frac{h}{v_{lift}} = \frac{1}{0,15} = 6,66 \text{ s} = \text{en halv period}$$

$$f = \frac{60}{2t_{tid}} = 4,5 \text{ min}^{-1} \dots \text{ekv (0.1)}$$

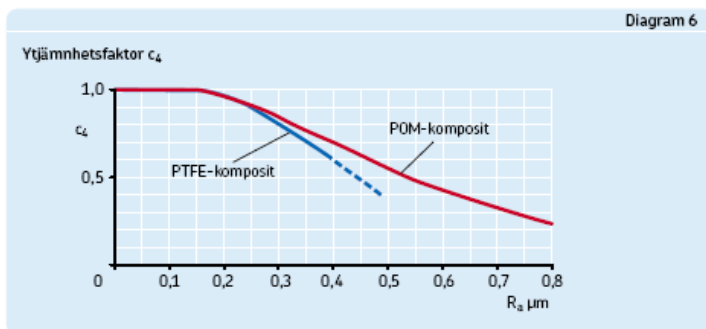
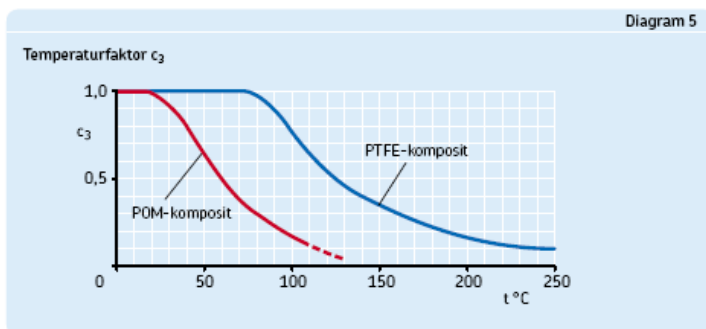
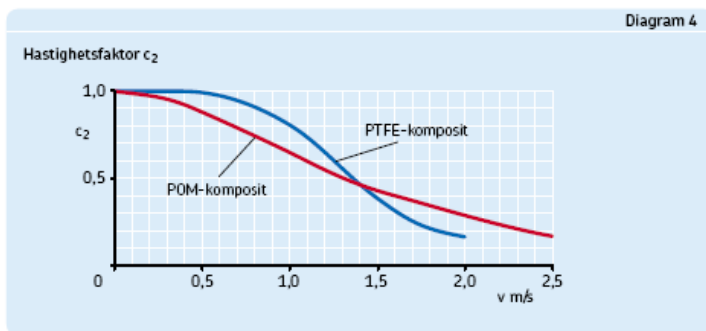
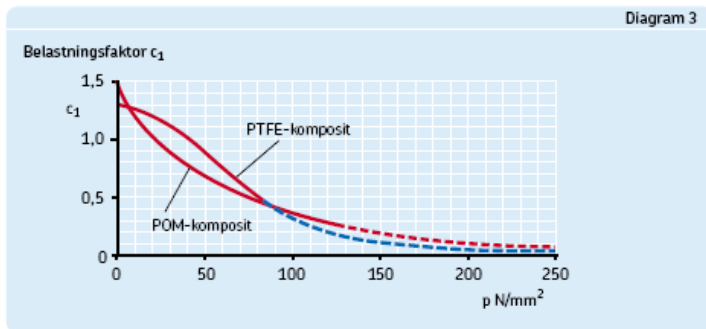


Bild: SKF's Produktkatalog, SKF kompositglidlager, Kompakta och underhållsfria, 2007

- Driftstemperaturen antas vara  $30^\circ\text{C}$  men kommer att variera beroende på årstid och väder.
- Ytjämnheten valdes utefter rekommenderad lägsta ytjämnhet för detta PTFE-kompositlager.

### Framtagning av $p$ och $v$

$P$  och  $v$  fås fram ur formel P.2 respektive P.3.  $C$  är lagrets bäringstal och  $F$  är den radiella kraften som verkar på lagret.

$$p = K \frac{F}{C} \dots \text{ekv}(0.2)$$

där  $K = 80$  för PTFE – komposit

$$v = 5,82 * 10^{-7} d \beta f \dots \text{ekv}(0.3)$$

### Livslängdsformeln

I livslängdsformeln finns en rad olika faktorer vilka fås ut genom diagrammen i fig. P.2. Exponenten i ekvation P.4 är för PTFE  $n = 1$ .

$$G_h = C_1 C_2 C_3 C_4 C_5 \frac{K_M}{(pv)^n} \dots \text{ekv}(0.4)$$

där  $K = 480$  för PTFE – komposit

För de lager som ska dimensioneras är fyra av dessa fem samma för båda fallen, där  $C_1$  variera på grund av skillnaden i den radiella kraften.

Fig. P.2 a) Diagram 3: Belastningsfaktorn  $C_1$  b) Diagram 4: Hastighetsfaktorn  $C_2$  c) Diagram 5: Temperaturfaktorn  $C_3$  d) Diagram 6: Ytjämnhetsfaktorn  $C_4$



## Dimensionering av lager A

Lager A är placerat vid infästning av lyftarmen i infästningsplattan. Lagrets innerradie är  $d=25$  mm, då det ska få plats med en M18 bult plus en cylindrisk distans, vilken får en godstjocklek på 3,5 mm.

Den radiella kraften  $F_{rad}$  fås från värdet av halva R ur tabell G.2.5 s. XV.

$$F_{rad} = 32,5 \text{ kN per lager}$$

För infästningen provas ett lager PCM252825B/E

$$C = 48 \text{ kN}$$

$$C_0 = 150 \text{ kN}$$

Beräkningar av  $v$  och  $p$  blir enligt nedan. Värdet på  $v$  landar precis på gränsen till driftområde I i diagram 1, vilket bör kollas upp vid vidare granskning.

$$v = 5,82 * 10^{-7} d \beta f = 5,82 * 10^{-7} * 25 * 30 * 4,5 = 0,00198 \text{ m/s}$$

$$p = K \frac{F}{C} = 80 * \frac{32,5}{48} = 54,16 \text{ N/mm}^2$$

$$pv = 0,107$$

Utifrån  $F_{rad}$  och tidigare nämnd data fås faktorerna för livslängdsformeln, varefter lagret beräknas klara av 4,31 miljoner arbetscykler.

$$\text{Belastningsfaktor: } C_1 = 0,8$$

$$\text{Hastighetsfaktor: } C_2 = 1,0$$

$$\text{Temperaturfaktor: } C_3 = 1,0$$

$$\text{Ytjämnhetsfaktor: } C_4 = 0,6$$

$$\text{Belastningstyps faktor: } C_5 = 1,5$$

(för roterande belastning)

$$G_h = C_1 C_2 C_3 C_4 C_5 \frac{K_M}{(pv)^n} = 0,8 * 1 * 1 * 0,6 * 1,5 * \frac{480}{0,107^1} = 3229,9 \text{ driftstimmar}$$

$$\frac{60G_h}{f} = 3229,9 * \frac{60}{4,5} = 4,31 \text{ miljoner arbetscykler}$$

## Dimensionering av lager B

Lager B är placerat vid tiltarmens infästning i infästningsbalken.

Den radiella kraften  $F_{rad}$  fås från värdet av halva R ur tabell G.2.5 s. XV.

$$F_{rad} = 67,5 \text{ kN per lager}$$

För infästningen provas ett lager PCM252840B/E

$$C = 78 \text{ kN}$$

$$C_0 = 245 \text{ kN}$$

Beräkningar av  $v$  är de samma som för lager A samt  $p$  och  $p_v$  enligt nedan.

$$v = 5,82 * 10^{-7} d \beta f = 5,82 * 10^{-7} * 25 * 30 * 4,5 = 0,00198 \text{ m/s}$$

$$p = K \frac{F}{C} = 80 * \frac{67,5}{78} = 69,23 \text{ N/mm}^2$$

$$p_v = 0,137$$

Den faktor som skiljer sig från förra fallet är belastningsfaktorn.

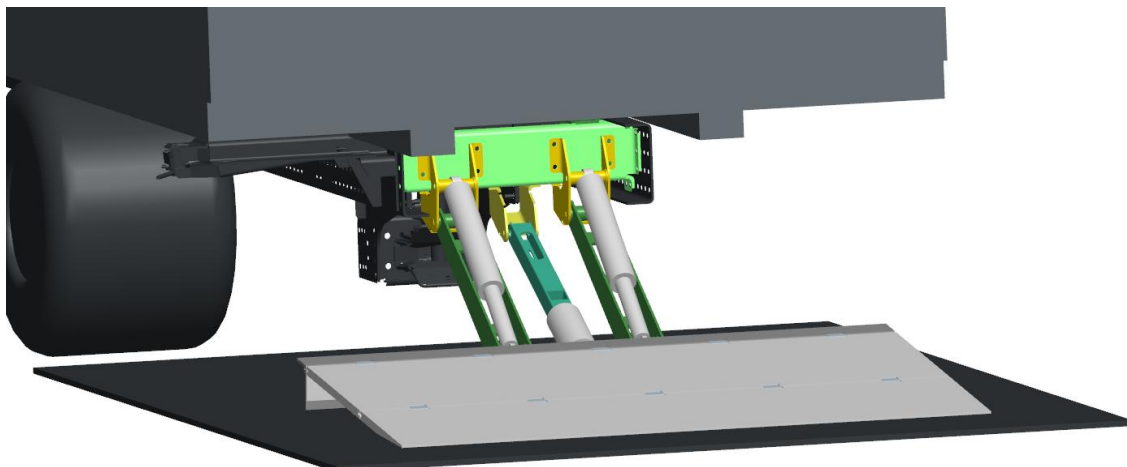
$$\text{Belastningsfaktor: } C_1 = 0,8$$

Varav resultatet för lagret blir 2,52 miljoner arbetscykler.

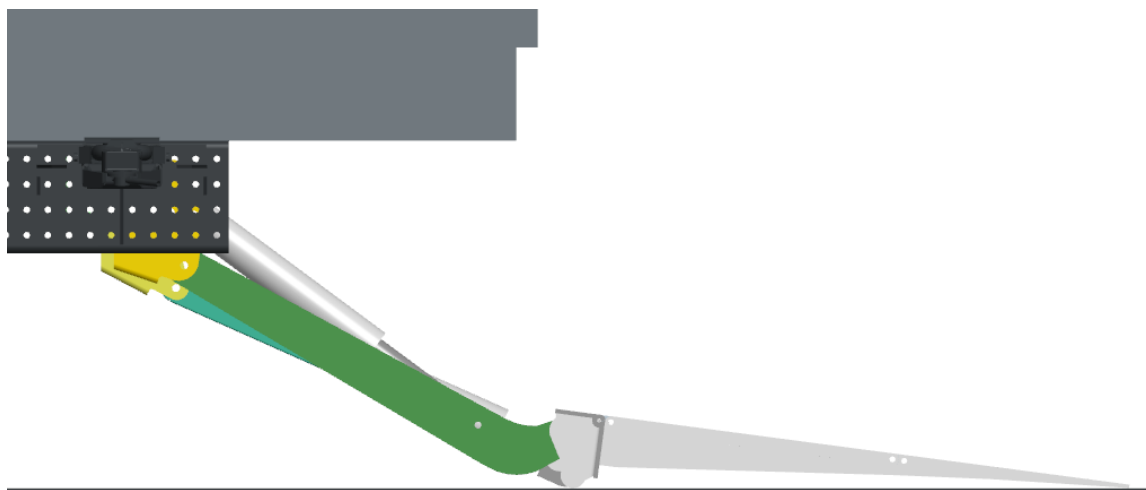
$$G_h = 0,6 * 1 * 1 * 0,6 * 1,5 * \frac{480}{0,137^1} = 1891,9 \text{ driftstimmar}$$

$$\frac{60G_h}{f} = 1891,9 * \frac{60}{4,5} = 2,52 \text{ miljoner arbetscykler}$$

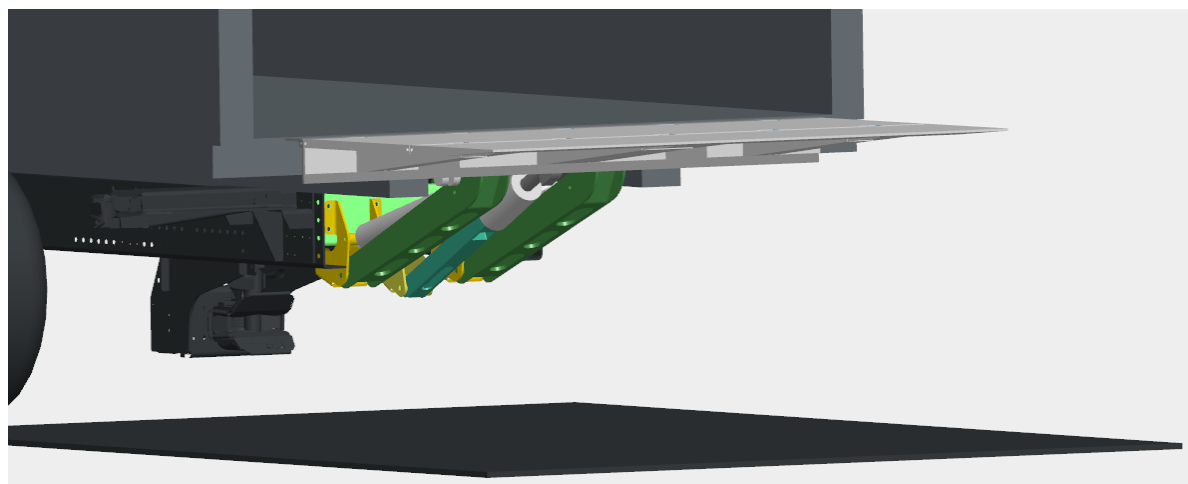
## Bilaga Q – Bilder på slutresultat



*Fig. Q.1 nedfälld lift*

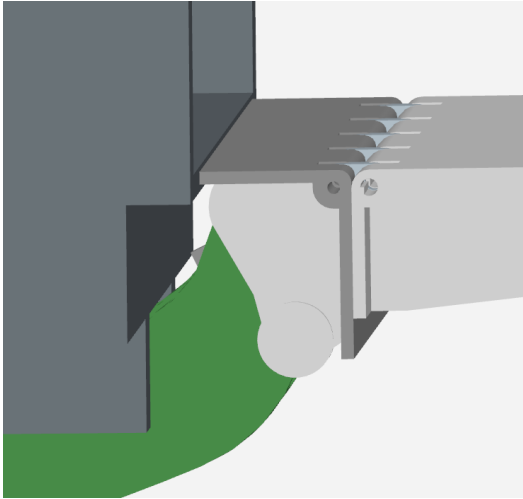


*Fig. Q.2 ned fälld lift i profil*

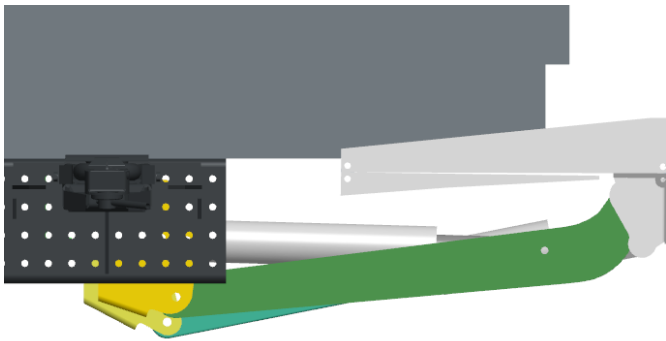


*Fig. Q.3 lift i toppläge*

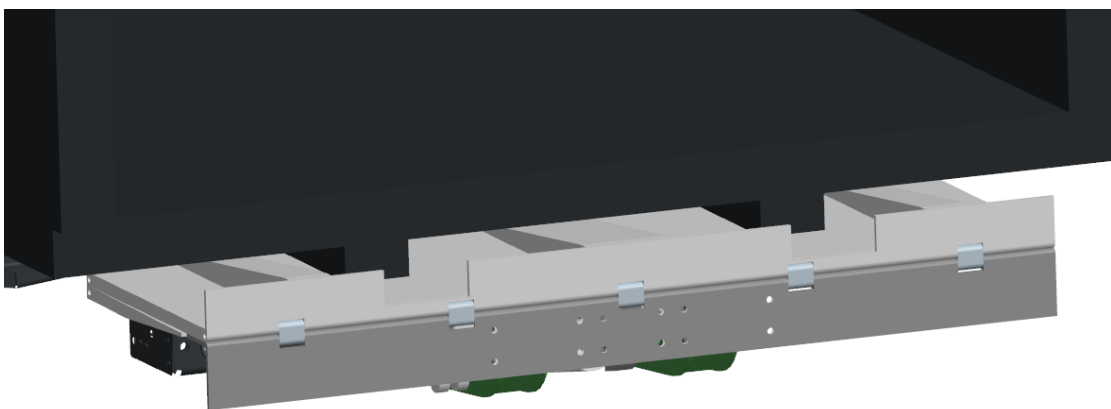




*Fig. Q.4 lift i topp läge, in zoomning vid flakgolvet*

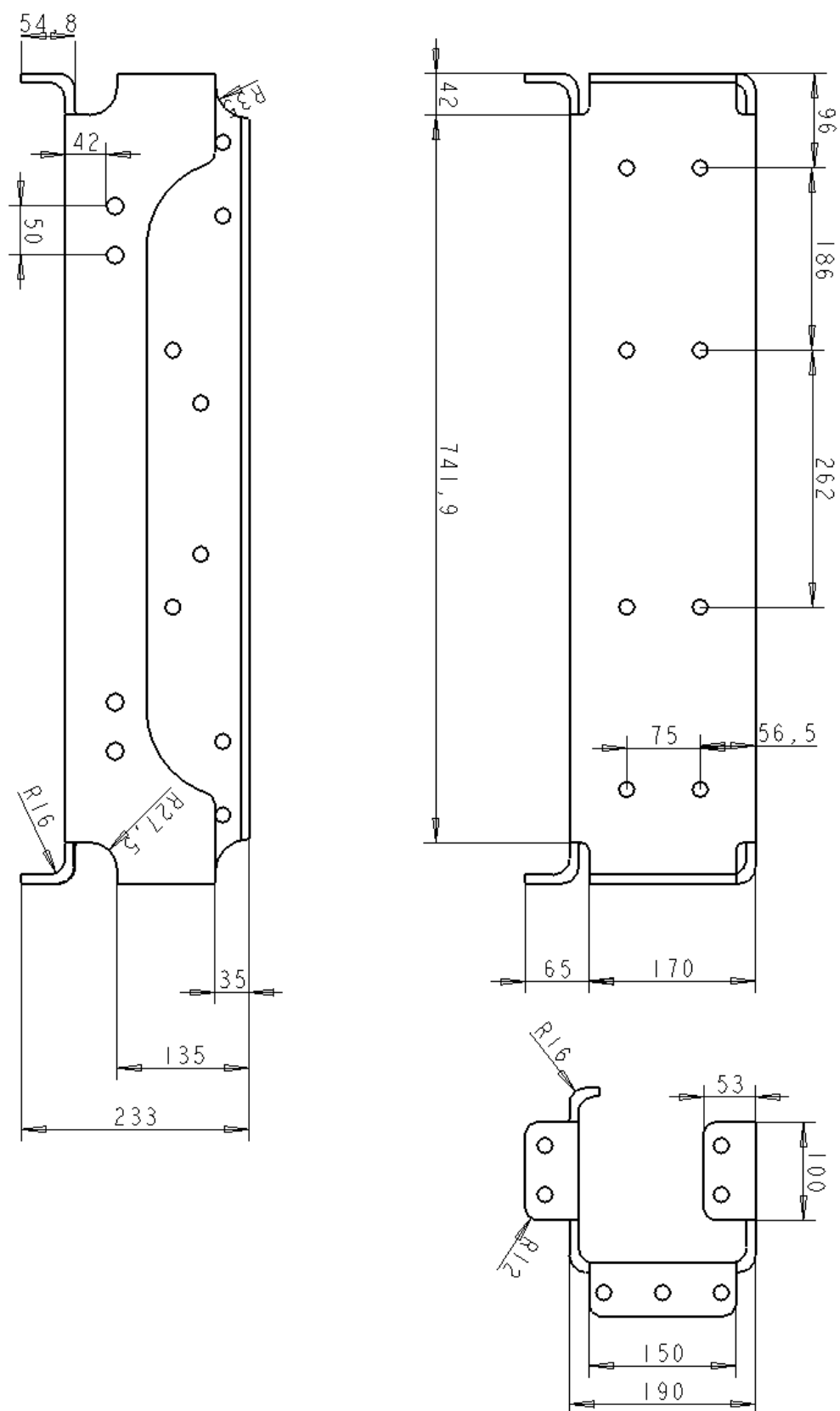


*Fig. Q.5 lift i parkerat läge i profil*



*Fig. Q.6 lift i parkerat läge*

**Bilaga R – Ritningar**



*Fig. R.1 Ritning av infästningsbalk 1B*

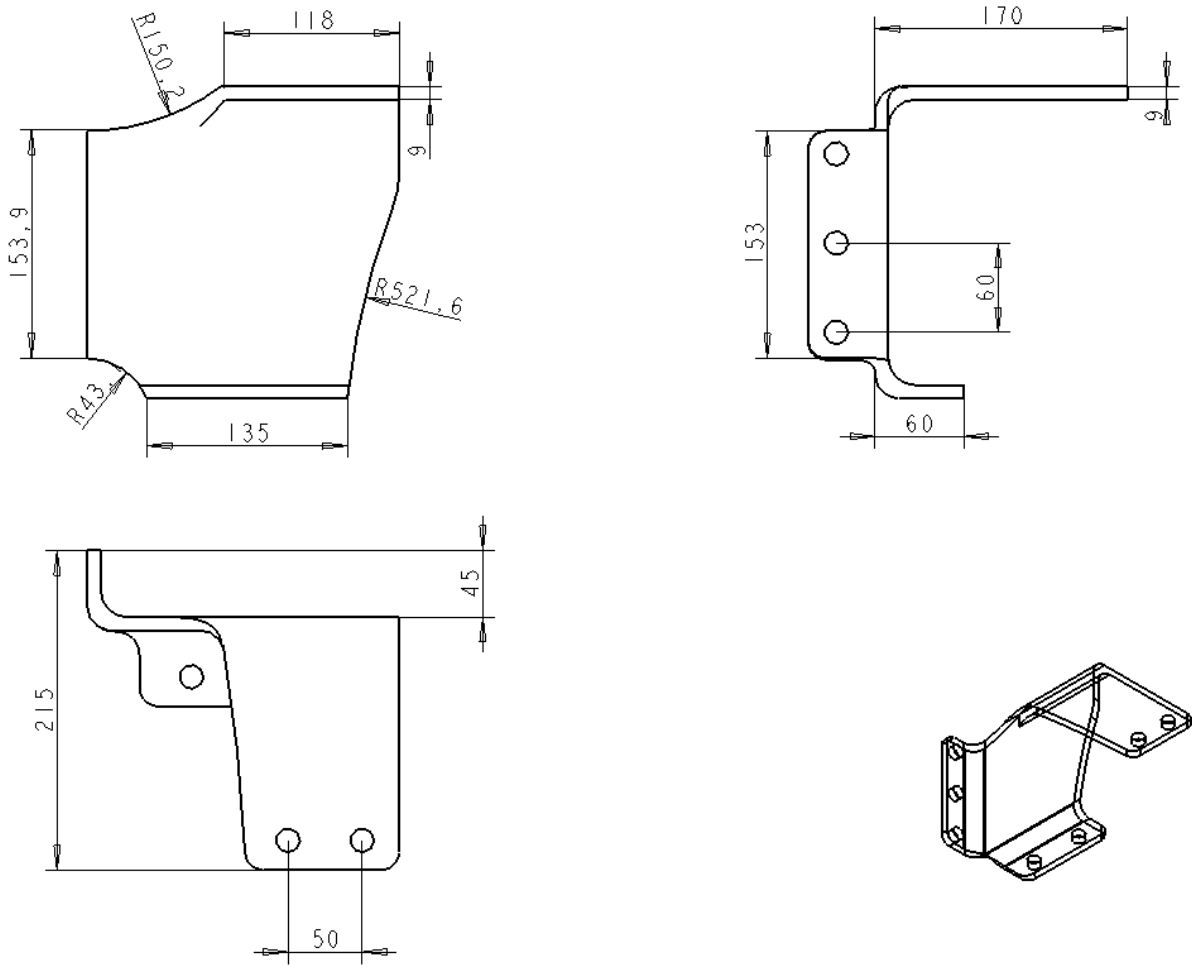


Fig. R.2 Ritning av infästningsbalk 2B

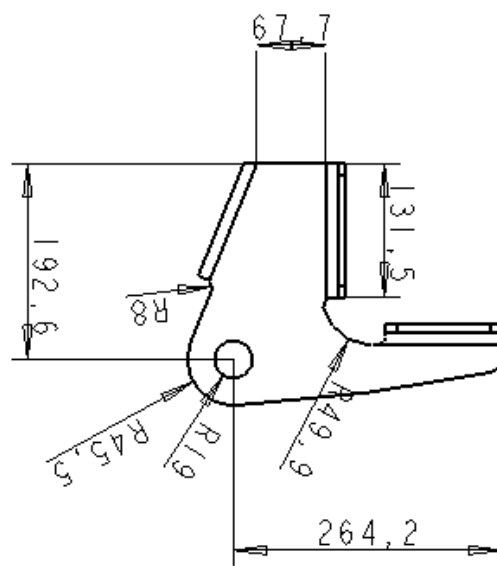
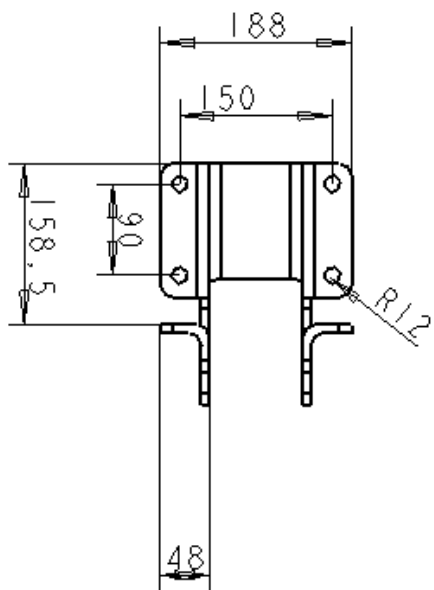
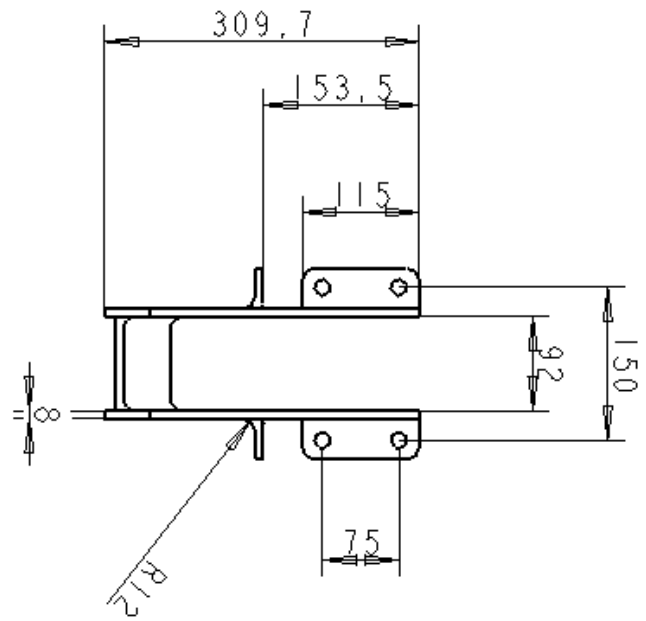


Fig. R.3 Ritning av infästningskonsol för parallellarm

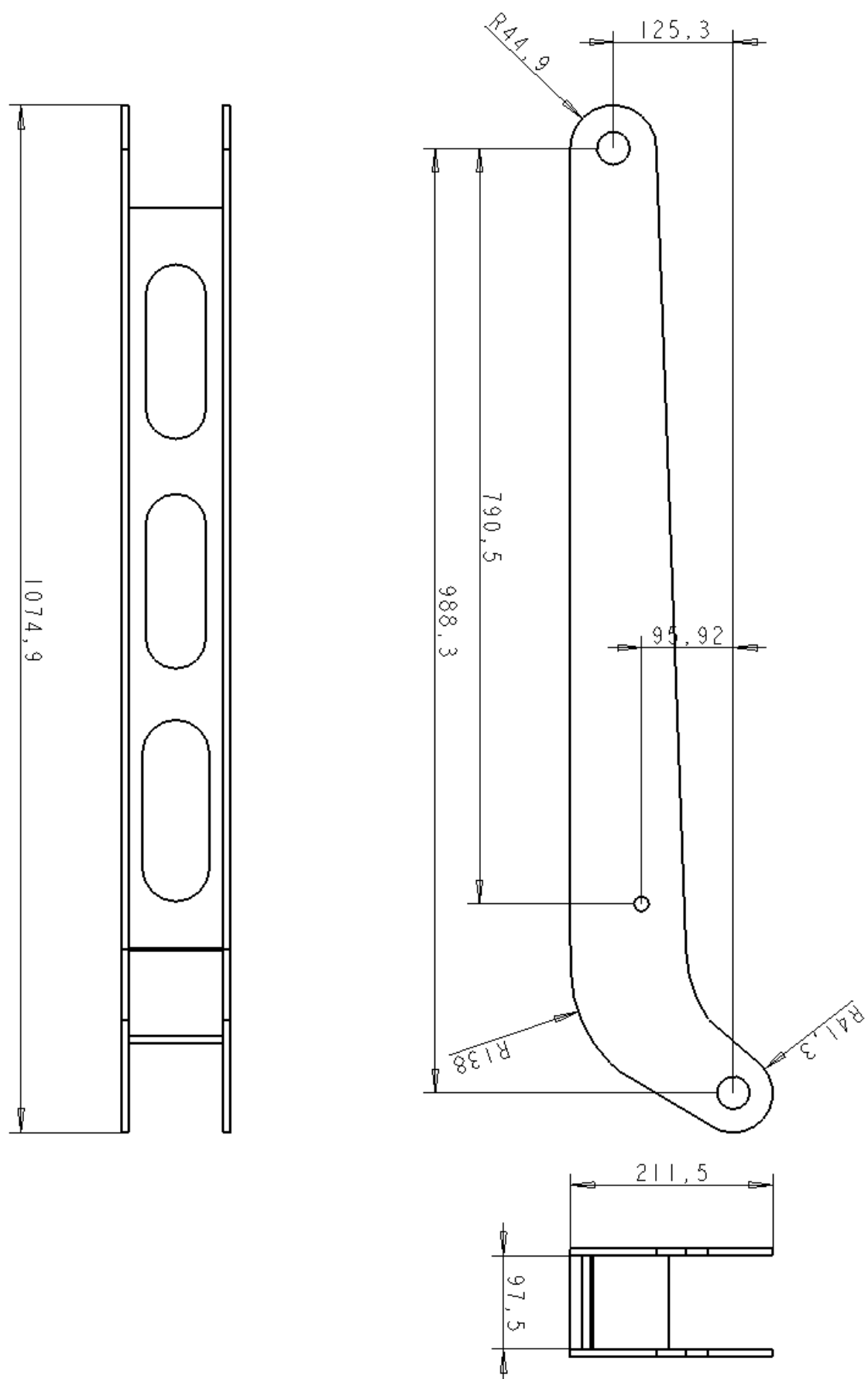


Fig. R.4 Ritning av lyftarm