



Universitetet
i Stavanger

DET TEKNISK-NATURVITSKAPLEGE FAKULTET

MASTEROPPGÅVE

Studieprogram/spesialisering: Master Teknologi - Konstruksjon og materialer med fordypning i maskinkonstruksjon	Vårsemesteret 2014 Open
Forfattar: Svein Ove Vannes (signatur forfattar)
Fagansvarleg: Ove Mikkelsen	
Rettleiar(ar):	
Tittel på masteroppgåva: Grasjamnar for silo – konstruksjon og analyser	
Engelsk tittel:	
Studiepoeng: 30	
Emneord: Styrkebereking 2D teikningar Marknadsplassering	Sidetal: 44 + vedlegg/anna: 19 Stavanger, 16.juni 2014

Samandrag

Oppgåva

Hovuddelen av oppgåva består i å konstruera og gjera ein analyse av ein grasjamnar for silo i landbruket. I oppgåva skal det også lagast ein marknadsplan for produktet, samt laga ei grovskisse av det elektriske systemet og laga ein prosedyre for testing.

Ide og arbeid

Ideen til produktet er komen etter praktisk arbeid med silolegging i landbrukt. Det er vanskeleg å få folk til å arbeide inne i siloen. Dette faktum har gitt eit ynskje om å få gjort jamnearbeidet mekanisk.

I arbeidet med konstruksjonen har det frå første stund vore eit mål å bruke mest mogleg standard profilar. Det er få delar som skal maskinerast. Mesteparten av samanføyninga er ved hjelp av sveising. Maskinen skal vere enkel å montere og demontere, og lett å stuve vekk.

Dei dimensjonerande spenningane er bøyespenningar i gaffelarmane, vridningsspenningar i motorhuset og bøyespenningar i haldearmane. Dessutan strekkspenningar i festeboltane for gaffelarmane. Under arbeid vil det bli ei lita nedbøyning på gaffelarmen. Nedbøyninga går ikkje ut over arbeidsevna til maskinen.

Dimensjoneringsa er gjort ved hjelp av modellering i programmet Ansys Mechanical. Programmet brukar FEA metoden til å utføre matematiske berekningar på konstruksjonen for å finne spenningar og utbøyningar ved gitte påførte laster.

Til drift av grasjamnaren er det valt ein standard tre-fase motor påmontert ein standard utveksling (gir).

Analysen viser at konstruksjonen skal kunne tåle dei lastene som ein har definert i oppgåva, usikkerheten er meir om kreftene som oppstår når gaffelarmen skyver graset rundt i siloen stemmer.

Sidan gaffelarmane har ei anna medbringarløysing enn det som er kjent frå tidlegare, trengs det omfattande utprøving av armane. Det kan bli aktuelt å foreta modifisering av medbringararmane. Ved ein eventuell serieproduksjon må maskinens konsentrositet kontrollerast.

Dersom prototypen viser seg å fungere tilfredstillande, vil det bli aktuelt å ta kontakt med ein lokal produsent for å starta serieproduksjon. Maskinen er konstruert med standard komponentar som er enkle og tilarbeide. Bare eit par komponentar må maskinerast. Marknadssegmentet for denne typen vil vere små og mellomstore gardsbruk. Det vil neppe vere nokon stor marknad for dette produktet, og marknadsføringa vil derfor skje på sosiale media.

Innhald

1	Innleiring.....	1
2	Marknadsplan.....	1
	2.1 Forretningsidé.....	1
	2.2 Ekstern analyse.....	2
	2.3 Intern analyse.....	3
	2.4 Strategiformulering.....	3
3	Konstruksjon av grasjamnar.....	4
	3.1 Idestadiet.....	4
	3.2 Forarbeid.....	6
	3.3 Konstruksjon av grasjamnar.....	7
4	Definering av krefter.....	16
5	Analyse med elementmetoden (FEA).....	17
	5.1 Modellering.....	17
	5.2 AnSys Mechanical.....	18
	5.2.1 Preprocessing.....	19
	5.2.2 Processing.....	19
	5.2.3 Post-processing.....	19
	5.3 Gaffelarmen.....	19
	5.4 Dimensjonering av skruane.....	21
	5.5 Berekning av kil-sveis.....	22
	5.6 Belastning på aksling til gaffelarmar.....	26
	5.7 Val av lager til aksling.....	27
	5.8 Motorhuset og haldearme.....	27
	5.9 Val av lager til hjula på haldearm.....	27
	5.10 Modellering i AnSys av motorhus med haldearme.....	28
	5.11 Modellering av gaffelarm.....	33
6	Resultat av analyse med elementmetode.....	35
	6.1 Programet brukt til analysen.....	35
	6.2 Globalanalyse.....	35

6.3 Detaljanalyse i Autodesk Inventor av gaffelarm.....	40
6.4 Modalanalyse.....	40
7 Elektrisk styresystem.....	41
8 Testprosedyrar for grasjamnaren.....	42
8.1 Testprosedyre mekanisk konstruksjon.....	42
8.2 Testprosedyre elektrisk system.....	42
9 Konklusjon.....	42
10 Forklaringar.....	44
11 Referansar.....	44
12 Vedlegg.....	45

Figurliste

Figur 1: Grasjamnar med skåler.....	12
Figur 2: Bilde av grasjamar i Inventor.....	13
Figur 3: Firkantprofil med tilpassa endelokk.....	14
Figur 4: Motorhus med motorfester.....	15
Figur 5: Illustrasjon av kraftpar.....	16
Figur 6: Illustrasjon av motorfeste og motoraksling.....	16
Figur 7: Motorhus med innfestning for lagre.....	17
Figur 8: Motorhus med aksling til gaffelarmer.....	18
Figur 9: Hjul på haldearm.....	18
Figur 10: Skisse haldearm.....	19
Figur 11: Innfestinga av haldearmar med hjul.....	19
Figur 12: Straming av haldearm med hjul.....	20
Figur 13: Gaffelarm.....	20
Figur 14: Gaffelarm sett forfra.....	21
Figur 15: Modellering.....	23
Figur 16: Illustrasjon av silo ved innlegging av gras.....	25
Figur 17: Gaffelarmane med jamt fordelt last på den eine armen.....	25
Figur 18: Innfesting av gaffelarmar.....	26
Figur 19: Skisse av strekkrefter på skruer til innfestning av gaffelarm.....	26
Figur 20: Skisse av ein kilsveis med a-mål og spenningar.....	27
Figur 21: Skisse av festeplate med sveis.....	28
Figur 22: Skisse av sveis til gaffelarm.....	29
Figur 23 skisse av deformasjon av motorhus og haldearmar.....	32
Figur 24 bilde av nøkkelpunkt av motorhus i Ansys.....	33
Figur 25:Bilde frå AnSys av nøkkelpunkt med linjer mellom.....	34
Figur 26:Bilde frå AnSys motorhus med haldearmar.....	34
Figur 27:Bilde av gaffelarm som viser endeplate med skruehol.....	36
Figur 28:Bilde av gaffelarm som viser på kva flater den jamt fordelte lasta blir påført.....	37
Figur 29 Motorhus i Ansys.....	40
Figur 30 bilde av motorhus med nøkkelpunkt i Ansys.....	44
Figur 31 blokkskjema av motorstyring.....	46
Figur 32 tverrsnitt av hulprofil.....	48

Tabelliste

Tabell 1:Innspenning av struktur i analysen.....	35
Tabell 1:Materialegenskaper til gaffelarm.....	36
Tabell 2:Verdier element innstillingar i Inventor.....	36
Tabell 3:Lasttilfelle 1.....	38
Tabell 4:Resultat lasttilfelle 1.....	38
Tabell 5:Lasttilfelle 2.....	40
Tabell 6:Resultat lasttilfelle 2.....	40
Tabell 7:Lasttilfelle 3.....	41
Tabell 8:Resultat lasttilfelle 3.....	41
Tabell 9:Lasttilfelle 4.....	42
Tabell 10:Resultat lasttilfelle 4.....	43
Tabell 12.Resultat modalanalyse.....	45

Forkortelsar

ADPL	Ansys Parametric Design Language
FEA	Finite Element Analysis
SF	Sikkerhets faktor

FORORD

Masteroppgåva er ei avsluttande oppgåve for masterstudiet Konstruksjon og materiallære med fordjuping i maskin, ved Universitet i Stavanger. Den er skriven i vårsemesteret 2014, over ein periode på fire og ein halv månad. Oppgåva er obligatorisk og har vore eit sjølvstendig arbeid som blir vektlagd med 30 studiepoeng.

Denne oppgåva er ei sjølvdefinert oppgåve, som eg har jobba med heime. Eg har også fått låne arbeidsplass på Høgskulen Stord Haugesund, og vil derfor takke dei for velviljen.

Rettleiar har vore Ove Mikkelsen, som har vore til stor hjelp undervegs. Eg har også fått hjelp av Johann Vannes, som har hjulpet meg med tekst, systematisering og konstruksjon. Karl Oskar Berge har kome med gode innspel når det gjeld styring av elektromotoren til grasjamnaren.

Arbeidet med oppgåva har vore interessant og spennande, men til tider krevjande og frustrerande. Eg føler eg har lært mykje ved å jobbe sjølvstendig med ei slik oppgåve.

Stavanger, Juni 2014

Svein Ove Vannes

1 Innleiing

Hovudvekta av oppgåva er konstruksjon og analyse av ein mekanisk jamnar som skal jamne gras i ein silo ved grashausting i landbruket. I oppgåva vart det brukt eit teikneprogram, Autodesk Inventor, til å lage teikningar av grasjamnaren. Teikningane er detaljteikningar som kan brukast til å laga ein prototype.

Styrkeberekingar av konstruksjonen vil bli gjort i analyseprogrammet Mechanical APDL (AnSys). Den delen som skal rotore og jamne graset utover, vart kalla «gaffelarmen». Denne vil det blir gjort ein statisk detaljanalyse av. Det vil også bli gjort eigenverdiberekingar i AnSys av den globale konstruksjonen.

I oppgåva skal det også definerast kva laster som jamnaren blir utsett for under bruk. Det vil bli laga eit blokdiagram av det elektriske styresystemet.

Det skal lagast ein liten marknadsplan for produktet, som tar for seg marknadsgrunnlaget i ein eventuell produksjon.

2 Marknadsplan

2.1 Forretningsidé

«Utvikle ein grasjamnar til tårnsilo som er billigare, lettare å montere og vedlikehalde, og krev mindre oppbevaringsplass enn dei som er på marknaden i dag, og som passar for dei med små eller mellomstore gardsbruk.»

Forretningsidéen er å utvikle ein grasjevnar som skal seljast til landbruket. Det er allereie forskjellige grasjevnarar på marknaden som er laga for å leggja gras inn i siloen. Det som er min idé er å utvikle ein grasjevnar som er billigare og som enkelt og raskt kan monterast. Den skal ha færrast mogleg bevegelege deler som krev ettersyn og er ekstra kjelder til feil, og den skal også ta liten plass når den skal lagrast.

Første steg er å utvikle ein prototype som kan prøvast ut heime hjå meg sjølv for å teste om den kan jevna gras raskt nok. Når eg har konstruert grasjevnaren så har eg prøvd å bruke færrast mogleg typar profilar og dimensjonar. Det har også vore eit mål at mest mogleg av delane som blir brukte er standardvarer som kan skaffast raskt, slik at ein skal kunne sleppe å ha eit stort delelager. For å produsere prototypen ville eg bruke eit mekanisk verkstad i nærområdet som har kvalifisert arbeidskraft når det kjem til sveising, og ein elektrikar som kan koble og sertifisere det elektriske utstyret. Salgsområdet for produktet vil vere heile Noreg. Eg vil nytte sosiale medier og salgssider på internett, feks Finn.no, som reklamekanalar. Å få nokon til å snakke om produktet på feks Twitter og Facebook vil vere gull verd, så å få nokon av brukerane til å skrive og snakke om produktet i positive vendingar er viktig. Kanskje det og går an å få lansert produktet på fagdagar med Norsk Landbruksrådgivning eller Haugaland Forsøksring eller liknande, for å få presentert

produktet der. Kundegruppa er små og mellomstore gardsbruk som haustar med fôrhaustar og avlessarvogn evt. tippengar.

2.2 Ekstern analyse

Det er ikkje gjort nokon marknadsanalyse for dette produktet men eg har henta ut informasjon frå Statistisk Sentralbyrå, Store Norske Leksikon og Norsk Landbruksrådgivning.

Det å hauste gras i silo har fordeler når det gjeld både fôrqualitet og miljøet. Miljømessig ser ein at rundballer ofte forårsaker avrenning av ensileringsvæske ut i naturen ved oppbevaring. Det blir òg store mengder avfallsplast som må resirkulerast, eller som ofte blir brunne opp på dei enkelte gardsbruka, noko som kan seiast å ikkje vere særlig miljøvenleg.

Eit anna problem er at hjortevilt kjem og bit hol i plasten på rundballane. Dette gjer at det kjem luft til, og graset kan då bli øydelagt. Dersom det er for kaldt og vatninnhaldet er høgt, kan rundballene fryse.

Dei aller fleste små og mellom store gardsbruk har siloar som er laga for ensilering og lagring av gras. Perioden for innhausting er ofte nokre korte hektiske veker i året. Det er viktig at ein får rett kvalitet på fôret, og det er kor langt graset er kome ved innhausting som spelar inn på dette. Det gjeld å slå graset når energiinnhaldet er på topp for å få best mogleg kvalitet på fôret. For å ikkje øydeleggja jordstrukturen, bør ein unngå å køyra ute på bakkane når det er for mykje væta i bakken, så bonden må ta omsyn til véret før dei kan setje i gong med haustinga.

Det at gardsbruka blir større og at ein får meir areal å hauste, gjer at tempoet må ytterlegare opp. Det å jamne gras i siloen når ein haustar, har tradisjonelt vore ein jobb skuleungdommar har hatt. Men det er færre ungdommar som er villige eller har tid til slike lenger. Nå er det allereie produkt på marknaden som kan utføre denne jobben, men dei er forholdsvis dyre og krev store investeringar for bonden. Ved å prøve å utvikle ein så enkel og billeg grasjamnar som mogleg, er håpet å treffen ei nisje i marknaden. Det er anslått at 40 % av alt graset nå blir ensilert i rundballar. Ein del av desse er nye store gardsbruk som ikkje har høve til bruke tårnsilo, men det er framleis mange små og mellomstore gardsbruk som jamnar for hand og kjører gras i siloen så lenge det er plass, for så å presse resten av graset i rundballar.

Kvífor må ein jamne i siloen? Dersom ein jamnar i siloen undervegs, får ein komprimert graset meir, og dermed utnytta kapasiteten til siloen fullt ut. Kvaliteten på foret blir også betre ved jamn komprimering.

Når det kjem til truslar i marknaden, så er det jo slik at vi i Noreg har ei jordbruksnæring som er avhengig av overføringer frå staten, og dermed er marknaden påverka av politiske vedtak fatta på Stortinget. Det er ein stor nedgang i tal gardsbruk kvart år, slik at potensielle kundar minkar for kvart år. Investeringar i fast utstyr blir påverka av korleis ein ser på framtida og korleis den politiske kvardagen ser ut. Landbruket i Noreg kan bli styrt i enda større grad i retning av større gardsbruk. Desse gardsbruka har, som nemnt før, andre typar

enslieringsmetodar, som gjer at vår grasjamnar ikkje vil ha tilstrekkeleg stor nok kapasitet for desse bruka.

Det vil krevje mykje innsats å komme inn hos landsomfattande kjeder som sel landbruksutstyr. Våre konkurrentar er store produsentar med eit brent produktspeskt og store salsapparat. Dei har faste leveringsavtalar og vilkår som gjer at kjedene ofte ikkje har moglegheit til å ta inn konkurrerande varer.

2.3 Intern analyse

Ei ulempe ved føretaket er at ein ikkje har ein salsorganisasjon som kan gå aktivt ut og selje produktet. Dette gjer at det er viktig å bruke andre salskanalar, til dømes internett og sosiale medier.

Utviklaren driv eige gardsbruk, og har difor erfaring frå bransjen. Ein har brukt eksisterande utstyr, og har difor sett kva forbetringspotensiale som finnes i forhold til å lage eit enklare produkt.

Som bonde har utviklaren også eit stort nettverk i bransjen gjennom kollegaer, Norges Bondelag og Norsk Landbruksrådgjeving.

Føretaket kan teste ut prototype sjølv på eigen gard. Ein kan difor gjere nødvendige modifikasjonar før ein sender produktet ut på marknaden.

Ved å ha små utviklingskostnader og kunne begrense lagerkostnadene, vil driftskostnadene være små i forhold til konkurrerande produkter. Det som ein mister ved å være del av ein organisasjon må ein prøve å ta igjen med å være lett manøvrerbar som liten organisasjon.

2.4 Strategiformulering

Når det kjem til differensiering så vil hovudfokuset vere å ha eit produkt som er brukarvennleg, er mindre og lettare, og tar liten plass å lagre. Ein vil ikkje tilby service på produktet utover reklamasjonsretten, men vil kunne tilby reservedeler på produktet i ei viss tid etter at modellen har vore i produksjon.

Som strategi er målet å være kostnadsleiar. Det som skal være fortrinnet her er å kunne konstruere ein grasjamnar på ein mest mogleg kostnadseffektiv måte, mellom anna ved kort produksjonstid og lave materialkostnader. Ein baserer seg på å anvende mest mogeleg standard produksjonsmateriale som er lett tilgjengelege på marknaden. Dette gjev kort leveringstid slik at ein kan halde lagerkostnaden så låg som mogleg.

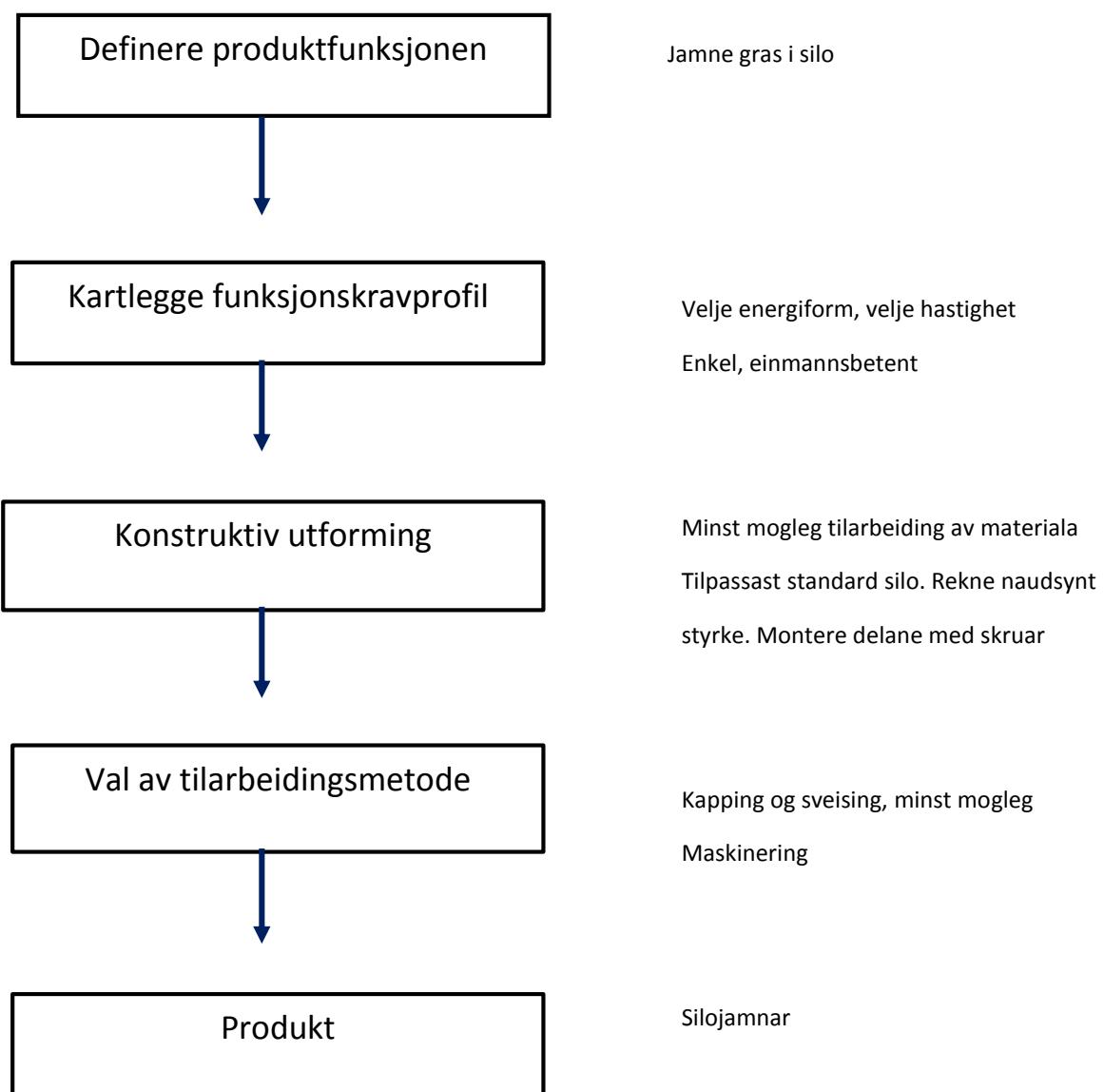
Målgruppa for grasjamnaren vil være i segmentet små og mellomstore gardsbruk med silo.

3 Konstruksjon av grasjamnar

3.1 Idéstadiet

Framgangsmåte ved utvikling av eit nytt produkt

Den generelle prosedyre overført til dette prosjektet



Ideen var å laga ein grasjamnar som var billeg, enkel å montere og demontere for enkelt å kunne bli flytta mellom siloar når ein haustar inn graset. Han skal også kunna pakkast ned og lagrast utan at han tar opp meir plass enn nødvendig.

Før ein starta sto valet mellom å ha elektrisk drift av jamnaren eller å ha ei hydraulisk pumpe som kunne gi kraft til hydraulikkmotorar. Valet fall ned på elektrisk drift. Ved hydraulisk drift er det ein viss risiko for oljelekkasje, og konsekvensane ved ein lekkasje vil kunne gi store mengder øydelagt gras og mykje ekstra arbeid med å fjerne alt det forureina graset. Ved elektrisk drift vil ein stopp på det elektriske anlegget i verste fall gjer at ein må fjerne grasjamnaren og må jamne manuelt.

Eit anna moment er at dersom ein eventuell prototype fungerer tilfredstillande, vil det sannsynlegvis vere enklare å automatisere ein prosess med elektrisk drift enn ein med hydraulisk drift. Prototypen vil vere avhengig av å bli kjørt opp og ned ved hjelp av ein fjernstyrt siloheis som finnест i alle siloar som er berekna for ensilering av gras.

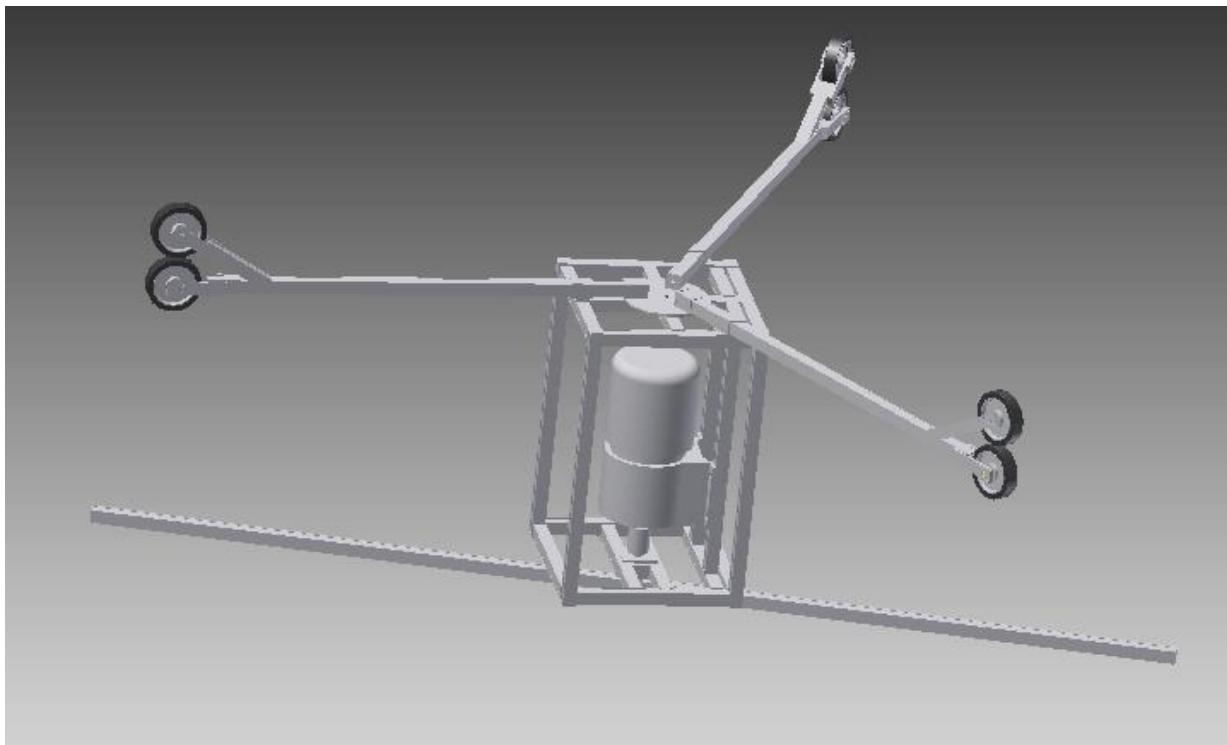
Ideen var at konstruksjonen (jamnaren) skulle ha to armar med noko som kunne likna på ei rive. Denne skulle dra graset med seg rundt i siloen og jamna graset for kvar gong det blir tippa eit lass med gras. Den mest brukte grasjamnaren i dag er laga slik at han har armar med skåler (som på ei skålharv) som jamnar ut graset. Sjå biletene henta frå TKS sin katalog på grasinnleggjarar under.



Figur 1: Grasjamnar med skåler

Ein annan type som har vore brukt, har transportband som transporterer graset opp i toppen av siloen og spreiar det jamt utover.

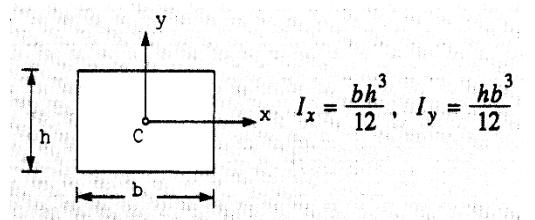
Den opphavelige ideen var å bruka tynne stålpinne (gaffeltindar) som er festa i armane i seksjonar for å rive laus graset og jamne det i siloen. Undervegs i prosjektet har det vorte klart at i staden for «gaffel-løysinga» er det meir hensiktsmessig å bruke ein jamnedel med sagtannprofil. Ein har likevel vald å halde på namnet gaffelarm.



Figur 2: Bilde av grasjamnar i Inventor

3.2 Forarbeid

Formelen for andre arealmoment I
 I dette tilfelle er h og b like store, og
 $I_x = I_y$

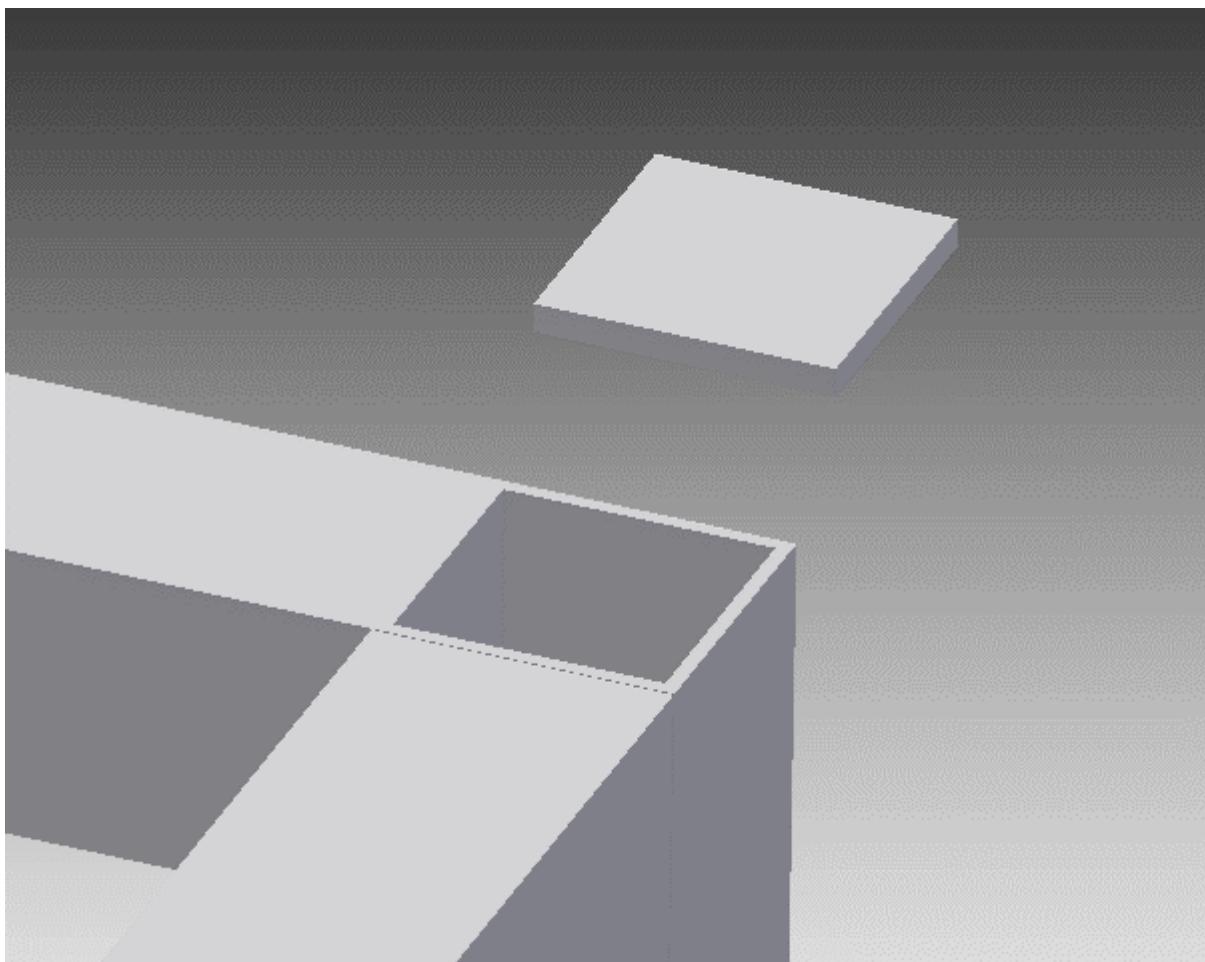


Når kreftene var definert kunne ein starte med å finne ut kor stor motor som var nødvendig for å drive rundt gaffelarmane. Då ein hadde funne ein motor som tilfredsstiller dei krava som var sett, kunne ein begynne å konstruere grasjamnaren rundt denne.

For å halde grasjamnaren fast for å rotere i siloen, har det blitt brukt hjul som er belagt med gummi for å skape størst mogleg friksjon mot underlaget. Valet av profil fall på firkant-hjulprofil fordi den har plane sider, noko som gjer at det er enkelt å tilpasse utstyr som eventuelt skal festast på i etterkant. For å finne ein profil til å ha som utgangspunkt, vart det brukt maks dreiemoment på den valde motoren og maks akseptable bøyning på gaffelarmen for å finne andre arealmoment I som profilen måtte ha.

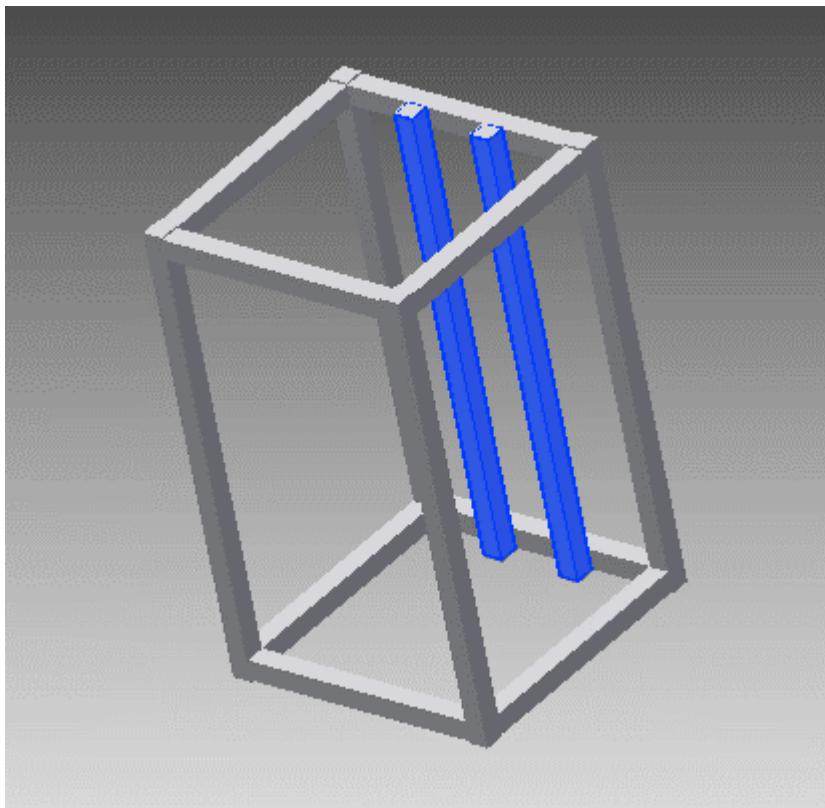
3.3 Konstruksjon av grasjamnar

Når ein skulle konstruera grasjamnaren blei ramma som blir kalla motorhus konstruert først. Dette er ei ramme som skal overføre kreftene som motoren genererer til å jamne graset, og til å overføre kreftene som trengs for å halde konstruksjonen fast i høve til siloen. Motorhuset blei konstruert i firkantprofil med dimensjonen 60x60x5, og med påsveisa endelokk for å få ein tett struktur. Dette er for å hindre fukt i å komme på innsida av konstruksjonen, noko som kan sette i gang korrosjon. Sjå figur under.



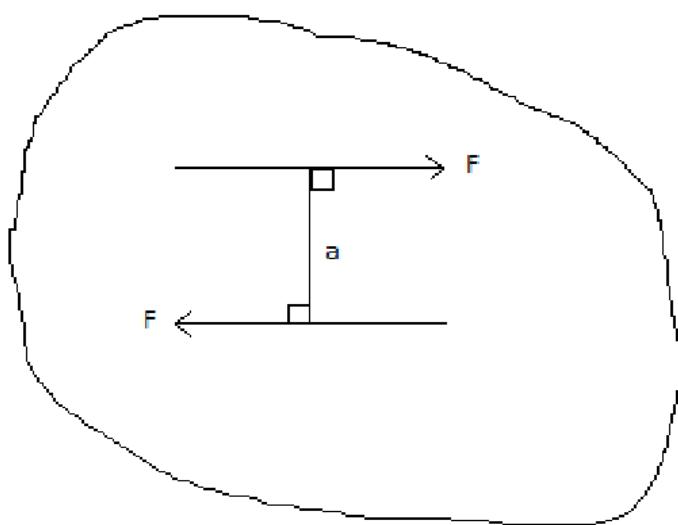
Figur 3: Firkantprofil med tilpassa endelokk

Motoren blir fastspent i «motorrails» for å kunne justere motorakslingen til senter av motorhuset, desse blir festa på to firkantprofilar som blir kalla motorfester. Som vist på bilde under.



Figur 4: Motorhus med motorfester

For å forenkle modellen i Ansys så blir ikkje motor og lager lagt inn i analysemodellen, men kretene dei aktuelle stadane vil bli rekna ut og sett inn på nøkkelpunkta.



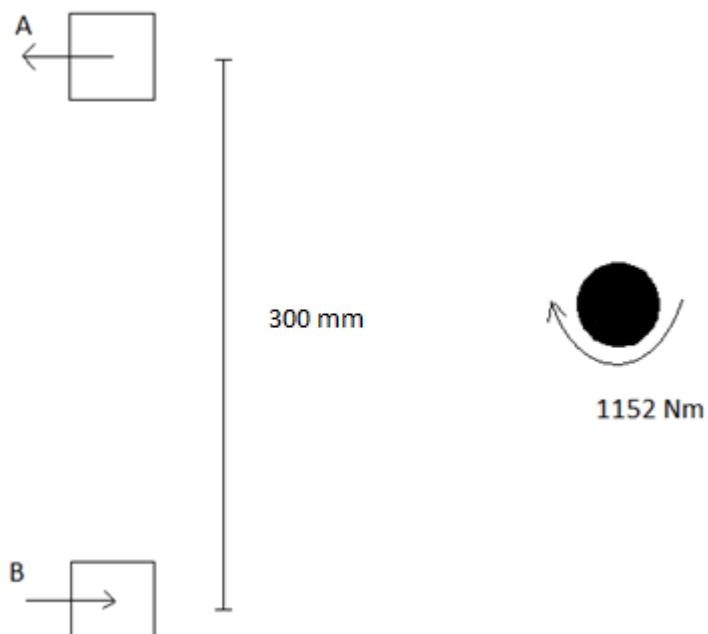
Figur 5: Illustrasjon av kraftpar

Mål definerast ved kraftparets dreiemoment T , som er produktet av kreftenes mål F og avstanden a mellom kreftene.

Dreiemomentet T er produktet av krafta F og avstanden a mellom kreftene i kraftparet. I eit kraftpar er kreftene F like store og motsett retta.

$$T = F \cdot a \quad (\text{Irgenes 2005})$$

Kreftene som motorfestene vil måtte ta opp kan ein rekne ut som vist under.



Figur 6: Illustrasjon av motorfeste og motoraksling

$$T = \frac{q \cdot L^2}{2} = \frac{400 N/m \cdot (2,4 m)^2}{2} = 1152 Nm \text{ (NTNU 2003)}$$

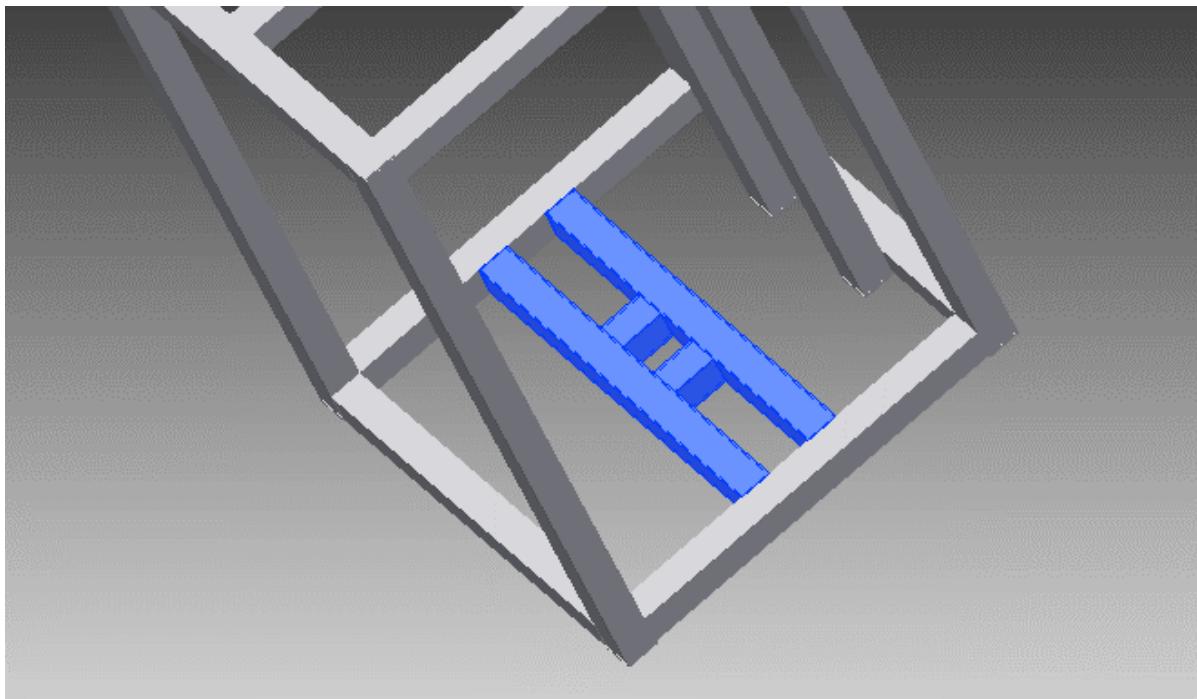
q = jamn last (definert i kapitlet Definering av krefter)

$$A = B = \frac{T}{a} = \frac{1152 Nm}{0,300 m} = 3840 N$$

Kreftene A og B er vridningskrefter som oppstår på grunn av gaffelarmene sin rotasjon.

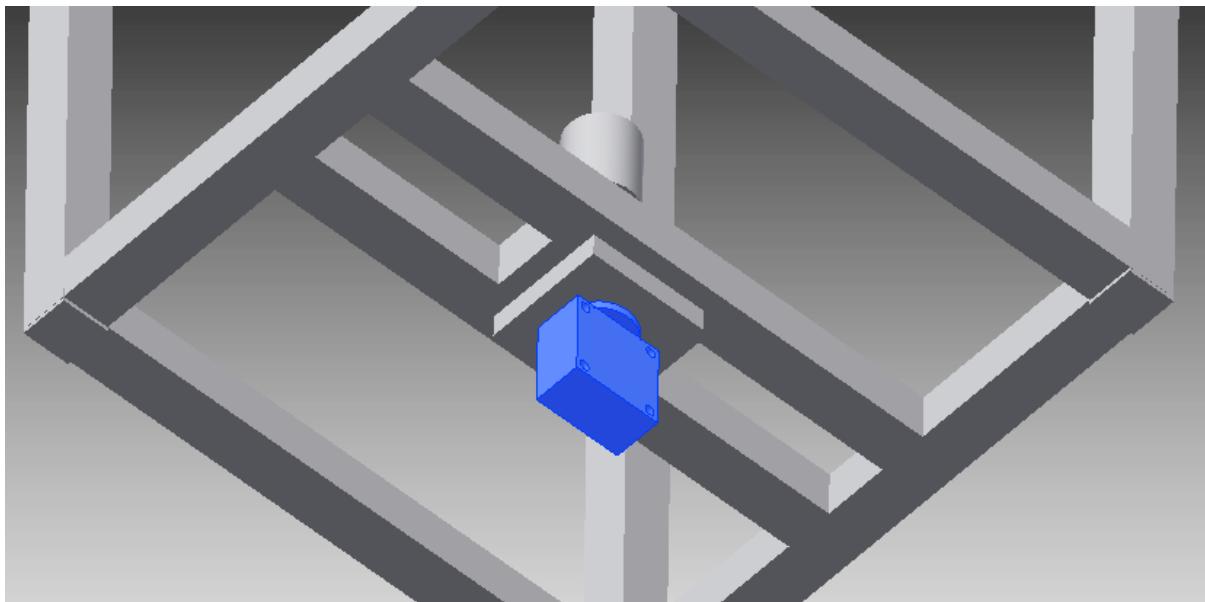
Kreftene A og B er lagt til grunn ved analysearbeidet.

For å ta opp aksielle og radielle krefter som vil kunne oppstå under drift av grasjamnaren er det naudsynt å bygge inn lager i konstruksjonen for å ta opp disse.



Figur 7: Motorhus med innfestning for lagre

Det er vald å laga innfestninga til lagrene slik at lagerfestene kan sveisast på først, deretter kan lagra settast på plass og akslingen kan førast på plass frå undersida.

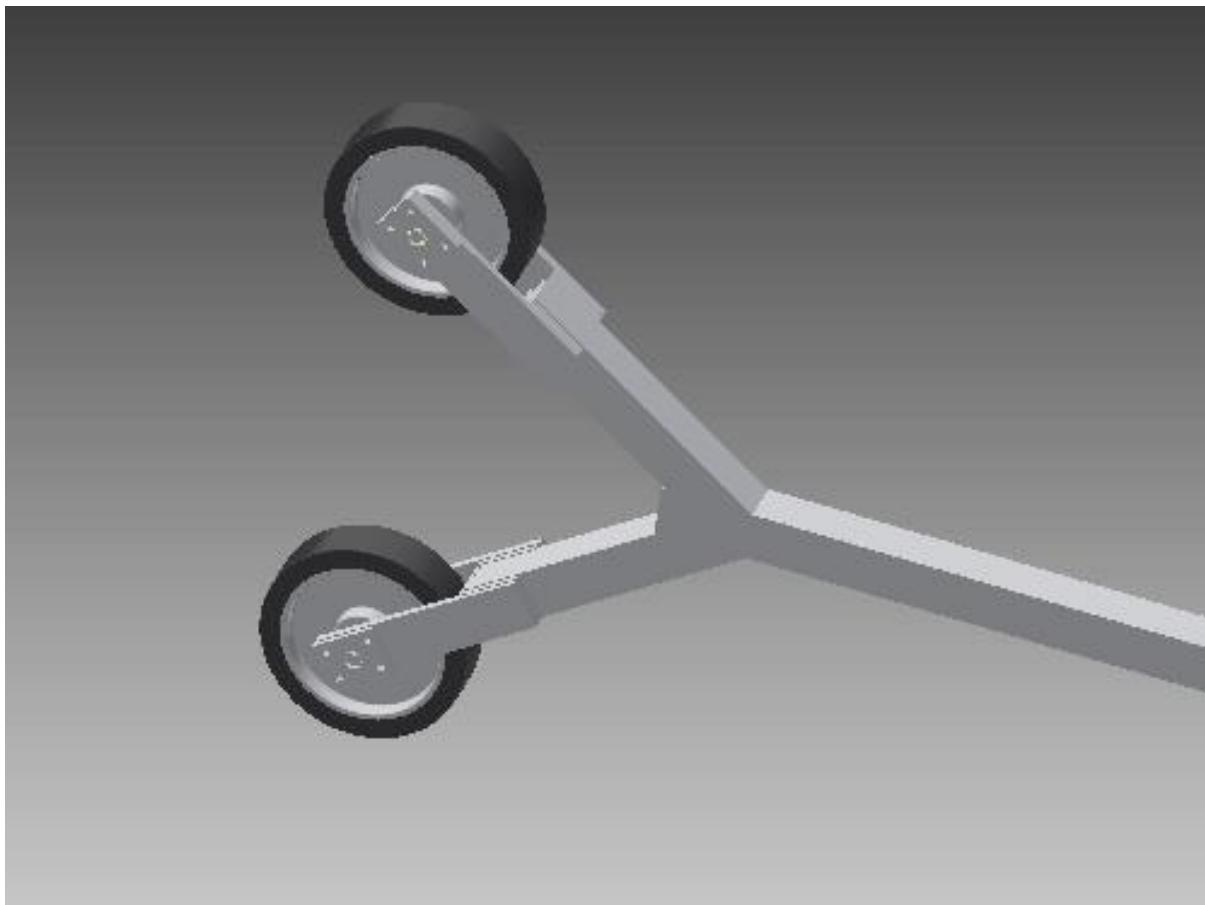


Figur 8: Motorhus med aksling til gaffelarmer

Overgangen er gjengen lings, slik at han ikke skrur seg opp når grasjamnaren arbeider. I andre enden av overgangen er det eit spor til kilen som overfører krafta frå motoren til gaffelarmane.

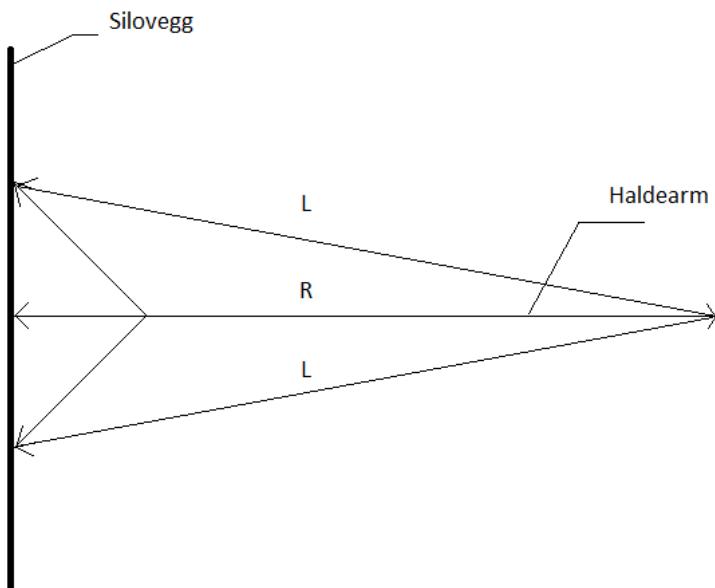
For å halde motorhuset i ro når gaffelarmane roterer er det nødvendig at det er motkrefter som held att for kreftene som oppstår når gaffelarmane arbeider. Konstruksjonen som skal danne motkrefter må ha ei slik utforming at motorhuset ikkje får rotere, men jamnaren må kunne bevege seg opp og ned i siloen. Det er tenkt at den vertikale bevegelsen skjer ved hjelp av siloheisen.

Haldekreftene blir oppretta ved å bruke tre armar som ved hjelp av fjører blir pressa ut mot siloveggen. På enden av haldearme er det montert to hjul som står over kvarandre. Hjula har bane av kompakt gummi for å gje mest mogleg friksjon. Korleis hjula står i høve til kvarandre er vist på Figur 9.



Figur 9: Hjul på haldearm

Det er viktig at grasjamnaren arbeider i horisontalplanet. Ei av oppgåvene til haldearmane er å halde jamnaren i rett posisjon. For å få dette til, er ytterenden av haldearmane utforma som vist på figuren under. Hjula står ikkje rett på enden av armen, men plassert slik at dei dannar ein trekant. Då blir avstanden (L) frå senter til ytterkant på hjulet lengre enn avstanden (R) frå senter til siloveggen. Prøver konstruksjonen å vri seg ut av horisontalplanet, vil den lengre avstanden frå senter til hjulbanen presse konstruksjonen tilbake på plass. Prinsippet er vist på Figur 10.

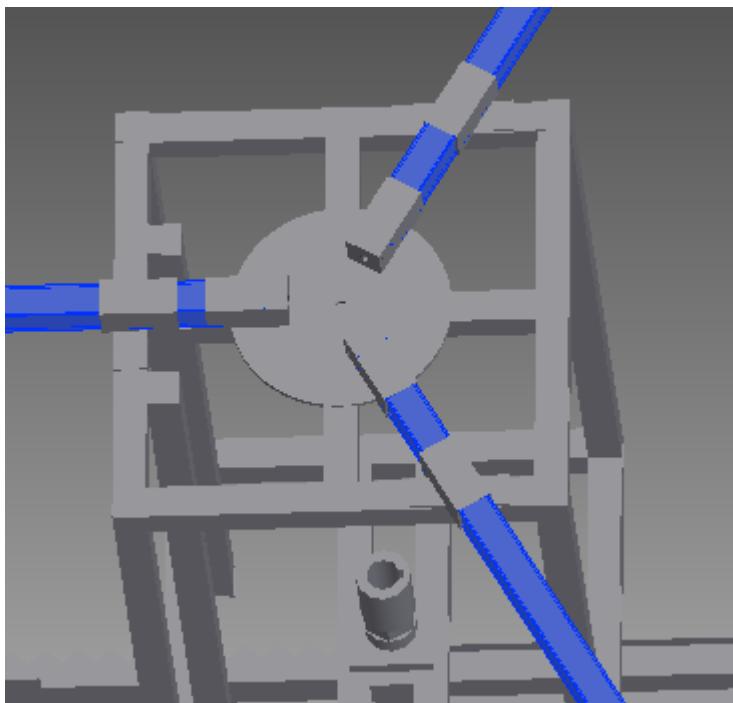


Figur 10: Skisse haldearm

To hjul gir også betre friksjon enn eitt hjul, og dermed betre mothaldskrefter.

Då det er tenkt at jamnaren blir heist opp eller senka ned ved hjelp av siloheisen, skal det ikkje vere drift på støttehjula. Opplagringa av hjula er difor enkel.

Innfestninga av armane med hjul er laga slik at kvar arm blir justert for seg, slik at jamnaren blir sentrert i siloen samstundes som dei skaffar tilstrekkeleg mothald til gaffelarmane. Figur 11

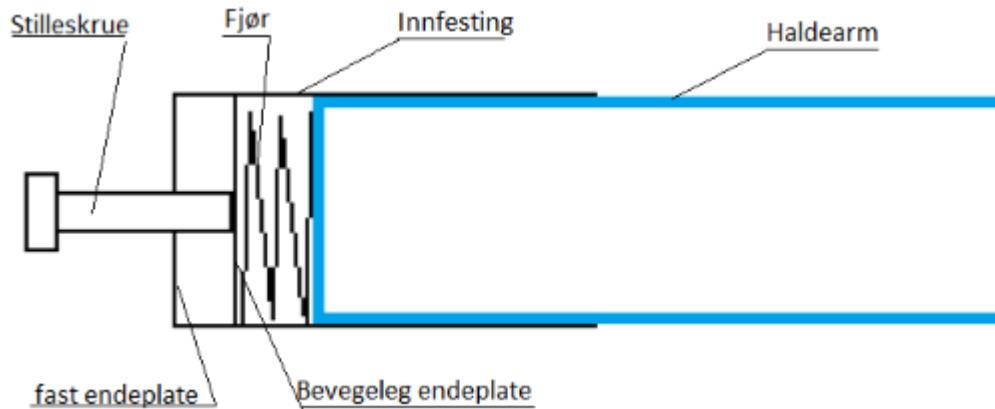


Figur 11: Innfestinga av haldearmar med hjul

Siloane er støypte med stålforskaling. Forskalingsringane er standardiserte og bra nøyaktige, både når det gjeld rundheit og diameter. Men forskalingsringane dekkjer ikke hele silohøgda. I overgangen mellom ringane vil det vere eit ujamnt belte. Denne ujamnheita må haldearmnane kunne ta opp.

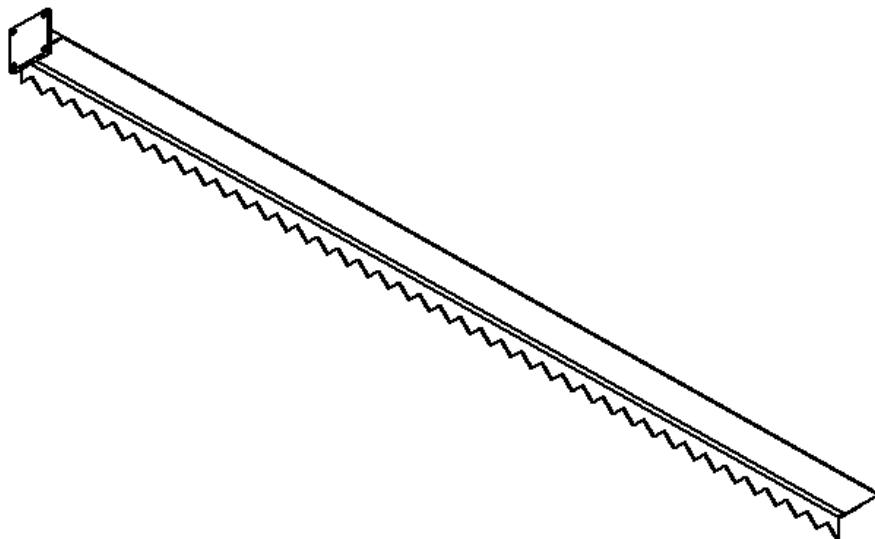
Det er tenkt løyst ved at det ved enden av kvar haldearm er montert ei trykkfjør. Krafta på fjøra kan regulerast ved hjelp av ein stilleskrue som er gjengen inn i endeplata på innfestinga. Prinsippet er vist i Figur 12

Figur 12: Straming av haldearm med hjul
Kvar arm vil ha ein radiell vandring på 20mm ved hjelp av fjøra. I tillegg kan diameteren på haldearmane også regulerast med stilleskruen ved at den bevegelege endeplata kan skuvast meir eller mindre inn i innfestinga.



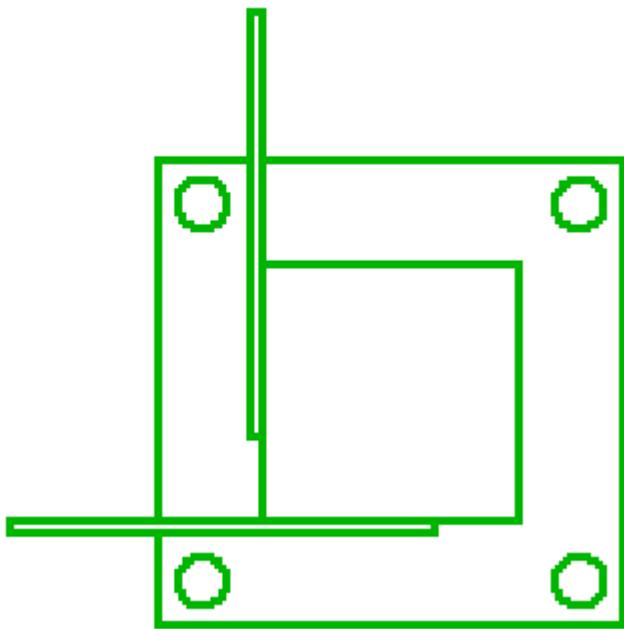
Figur 12: Straming av haldearm med hjul

Gaffelarmen er ein kvadratisk firkantprofil som har same dimensjon som motorhuset. Det er sveist på to flatstål som skal jamne graset rundt i siloen.



Figur 13: Gaffelarm

Det eine flatstålet er sveist horisontalt i underkant av gaffelarmen. Kanten som vender fram skal ha sagtannprofil. Sagtannprofilen skal «skjære» seg igjennom graset utan at graset presser armen opp eller ned i nemneverdig grad. Det andre flatstålet er sveist vertikalt i framkant av gaffelarmen. Det er sveist på for å kunne skyve meir gras, denne må nok justerast på ein prototype slik at armen tar med ønska mengde gras.



Figur 14: Gaffelarm sett forfra

Første utkast på gaffelarmen var med tynne stålstenger, som tindane i ein høygaffel. Desse skulle sveisast vinkelrett på hulprofilen, jamt fordelt utetter heile armlengda. Tindane skulle dra graset rundt i siloen. Den løysinga med sagtanna flatstålprofil som nå er vald, er enklare

å samanstille i konstruksjonen og har også lågare materialkostnader. I tillegg vil denne løysinga gje mindre vrikrefter på gaffelarmen.

4 Definering av krefter

Det å definera kreftene som verkar inn på grasjamnaren er ikkje så enkelt, då tettheten til graset er svært varierande i forhold til avlastingsmetode, høgdeforskjell frå der ein lesser av graset, til kor høgt graset er i siloen og kor mykje vatn det er i graset. Som eit utgangspunkt har ein difor brukt at graset veg omtrentleg 280 kg/m^3 . Dette er eit tal som røynde gardbrukerar nemner når emnet blir diskutert. Sjølv om tyngda av graset kan variera ein del, så kan ein halda kreftene som blir påført grasjamnaren konstante ved å styre hastigheten som grasjamnaren har i vertikal retning, og dermed også styre kor mykje gras han dreg med seg. Tida det tar for å jamne eit lass er svært viktig i forhold til kor raskt ein kan føreta innlegginga av gras i siloen. Grasjamnaren er konstruert/dimensjonert for å jamne 15 cm med gras i minuttet i vertikal retning. 6,5 minuttar på å jamne eit lass med gras. Høgda på eit tippa lass med gras i siloen varierer med type tilhengar som ein kjører graset inn med, og høgde frå tippunkt til nivå av gras i silo, her vil haugen av gras stable seg høgare jo lengre opp i siloen ein kjem. Her brukar ein at haugen av gras kan bli 150 cm høg når ein kjem eit stykke opp i siloen. Dette gjer at grasjamnaren bør kunne jamne 15 cm med gras i vertikal retning i minuttet.

Det er stor forskjell på lastekapasitet på dei forskjellige vognene, men ei stor avlesservogn tar gjerne opp til 20 m^3 fullasta med gras. Dersom ein har avlesservogn med kastevals vil mykje av graset jevne seg utover, men typisk vil det legga seg ein mindre haug bak i siloen, og ein litt større haug ved tippeplassen. Av erfaring vil den største typisk være:

$$2,5 \text{ m} \cdot 1,5 \text{ m} \cdot 1,5 \text{ m} = 5,6 \text{ m}^3.$$

Ein har vald at grasjamnaren skal gjere 2 omdr/min. Då må han gå ned 7,5 cm for kvar runde armane gjer i siloen. Sidan graset stort sett ligg i haugar i ytterkant, må jamnaren skyve graset rundt i siloen og innover. Dersom grasjamnaren skal bevege seg nedover 7,5 cm for kvar runde, kan ein begynne å sjå på kor store krefter som grasjamnaren må tåle.

Dersom han skal greie å jamne stipulert mengde, som er $5,6 \text{ m}^3$ på 6,5 minuttar, så må armane kunne jamne $0,86 \text{ m}^3/\text{min}$ med 2 omdr/min og 2 armar. Då må kvar arm kunne ta $0,215 \text{ m}^3$ for kvar omdreining. Talet er rekna ut slik:

$$5,6 \text{ m}^3 \div 6,5 \text{ min} = 0,86 \text{ m}^3 / \text{min}$$

$$0,86 \text{ m}^3 / \text{min} \div (2 \text{ armar} \cdot 2 \text{ omdreininger} / \text{min}) = 0,215 \text{ m}^3$$

Kreftene som armane då må kunne tåle er:

$$280 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,215 \text{ m}^3 = 60,2 \text{ kg}$$

$$60,2 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 590,6 \text{ N}$$

Om ein antar at graset som skal jamnast har ein middelavstand på 1,5 meter frå sentrum, må armane tåla:

$$590,6 \text{ N} \div 1,5 \text{ m} = 393,7 \text{ N/m} \approx 400 \text{ N/m}$$

280 kg/m³ = vekta av graset. Vekta er argumentert med ovanfor

1,5m = graset sin medelavstand frå sentrum

Når grasjamnaren nærmar seg slutten på å jamna eit lass, må ein anta at heile armen kan få same belastninga på 400 N/m.

Når ein konstruerer og gjer analyse av grasjamnaren, legg ein til grunn at konstruksjonen må kunne tåle at begge armane får full belastning på 400 N/m.

5 Analyse med elementmetoden (FEA)

Finite element analysis (FEA) er ein metode for å løyse praktiske problem ved hjelp av numeriske hjelpemiddel. FEA blir lagt inn i ein matematisk modell. Sjølv om FEA er nøyaktig, kan resultatet avvike frå den fysiske realiteten dersom den matematiske modellen er feil eller unøyaktig.

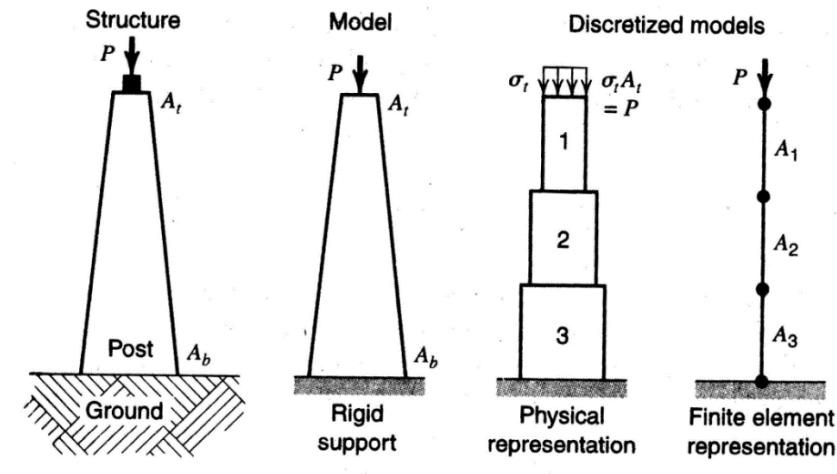
Den matematiske modellen er ei idealisering der geometri, materialegenskapar, last og/eller grensevilkår er forenkla. Forenklinga blir gjort av den som analyserer ut frå korleis vedkomande forstår problemet, og finn relevant eller irrelevant for oppgåva.

Som eksempel kan vi nemne at ved strekkprøvar blir materialet sett på som homogen, isotropt og lineært elastisk (men slik er ikkje eit verkeleg materiale). Ei last overført på eit lite areal, blir rekna som at ho angrip i eitt punkt (som er fysisk umogleg). Eit festepunkt blir rekna som fast og urørleg (men ingen festepunkt er heilt stive).

5.1 Modellering

Før ein kan lage ein modell for å analysere ein konstruksjon eller eit fenomen, må problemet eller oppgåva vere forstått og/eller definert. Ein modell vil alltid vere enklare enn det verkelege tilfelle. Når ein utviklar ein analysemodell, må ein utelate ein del faktorar. Målet med ein god modell er å utelate detaljar som ikkje betyr særleg for resultatet. Men modellens resultatet må stemme best mogleg med det fysiske.

Ein geometrisk modell blir til ein matematisk modell når fenomenet er forklart ved matematiske likningar. Desse likningane kan ha ulike former, og kan inkorporere restriksjonar som homogenitet, isotropi, materialeigenskapar og for eksempel grenser for tøyting og rotasjon.



Figur 15: Modellering

Figuren over viser steg for steg frå fysisk struktur via fysisk modell til numerisk modell. Figuren er henta frå Robert D. Cook: Finite Element Analysis. Figuren til venstre førestiller den fysiske gjenstanden. Figur nummer to viser gjenstanden som modell. Den neste figuren viser gjenstanden oppdelt i element. Elementa er merka 1, 2, 3. Figuren til høgre viser gjenstanden som diskretisert modell. Symbolet for element 1 er A_1 , symbolet for element 2 er A_2 osv. Punkta på kvar ende av elementa er noder.

Diskretisering vil seie å dele ein matematisk modell opp i fleire element. Elementa kan ha mange ulike former. Elementa blir knyta saman til eit heile ved nodene. Ein node er eit punkt i modellen der ein reknar ut frå, og punktet der påvirkning frå eitt element blir overført til motiggande element. Ein node er ein koordinat der fridomsgradene er definert. Både elementa og nodene må identifiserast med eit nummer.

Første trinn i prosessen er å få klarlagt dei dimensjonerande kreftene i konstruksjonen.

Alle kreftene kjem frå elektromotoren som driv gaffelarmen. Belastninga på konstruksjonen kjem når gaffelarmen tar tak i graset og skyv det rundt. I siloen vil haugen av gras bli liggjande litt forskjellig plassert frå gong til gong, og det vil variere avhengig av kor høgt opp i siloen graset har nådd. Eg deler analysen i to modellar. Den eine modellen er for gaffelarmen. Den andre modellen er for motorhuset og haldearmane.

5.2 AnSys Mechanical

Programmet som er brukt i globalanalysen av motorhuset med haldearmar og modalanalysen av motorhus med haldearmar er AnSys Mechanical. Ein kan dele inn bruken

av elementmetodebasert programvare inn i følgene trinn; pre-processing(forbehandling), processing(bearbeiding) og post-processikng(etterbehandling!).

5.2.1 Preprocessing

I preprocessing så legger man inn data for å beskrive strukturens geometri, materialegenskaper, laster og randbetingelser. Diskretisering av modellen skjer ved at man veljar type elementer og elementtetthet. Ut frå type modell og kva slags analyse ein vil gjera så må ein ta stilling til kva element type ein skal bruka. Programmet vil gjera resten av arbeidet med å dele inn modellen i elementer.

5.2.2 Processing

Programmet genererer automatisk matriser som beskriver korleis kvart element oppfører seg. Kvart element er koblet saman med noder, elementmetoden regner ut nodeforskyvningen slik at det blir likevekt mellom påførte krefter og indre krefter som oppstår ved elastisk deformasjoner.

5.2.3 Post-processing

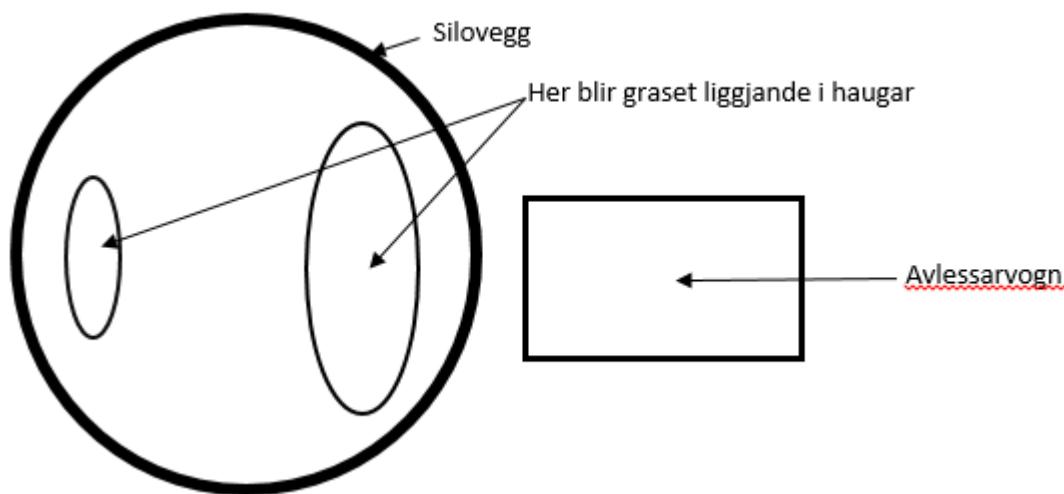
Når programmet har gjort utrekningane er det att for brukaren og henta ut løysningane som programmet har gjort. Ein kan ta ut løysningane i form av grafiske bilder av modellen med fargar som illustrere verdiar eller lister der ein kan hente ut verdiar i noder eller elementer. Man kan ikkje vite om spenningane er korrekte men ein kan sannsynleggjere verdiane dersom ein finere og finere inndeling går mot ein grenseverdi.

5.3 Gaffelarmen

Den dimensjonerande faktoren for gaffelarmen er bøyespenning som oppstår når armen roterar og tar med seg gras.

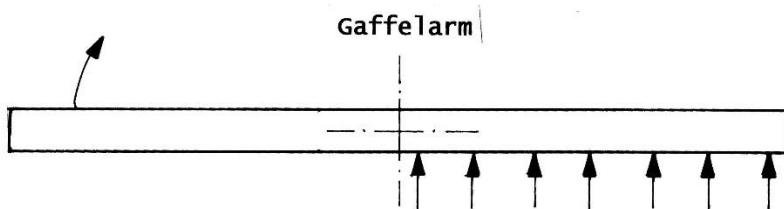
I analysemodellen har ein vald å rekne med jamn belastning over heile lengda på gaffelarmen.

Detaljanalsen av gaffelarmen er gjort i Autocad Inventor og resultata er under kapittel for resultat. Det er også gjort handberekingar av utsette deler mellom gaffelarmen og motorgiret, desse er vist nedanfor.



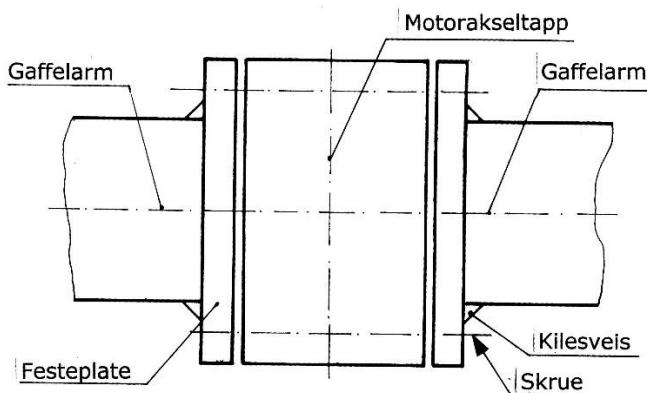
Figur 16: Illustrasjon av silo ved innlegging av gras

Figuren over viser kor graset legg seg i siloen når det blir lessa av frå avlesservogna. Det blir liggende ein stor haug mot veggen nærmast avlesservogna, og ein mindre haug mot motsett side av siloen.



Figur 17: Gaffelarmene med jamt fordelt last på den eine armen

Gaffelarmen er festa til motorakselen med fire gjennomgåande skruar. Figur 2 viser korleis gaffelarmene er festa til motorakselen. Nedre enden av motorakselen er forma med plane flater for å gi anlegg til feste av gaffelarmene. Konstruksjonen er slik at kraftoverføringa kjem som strekkbelastning på alle fire skruane. Figur 18 viser situasjonen sett ovanfrå.

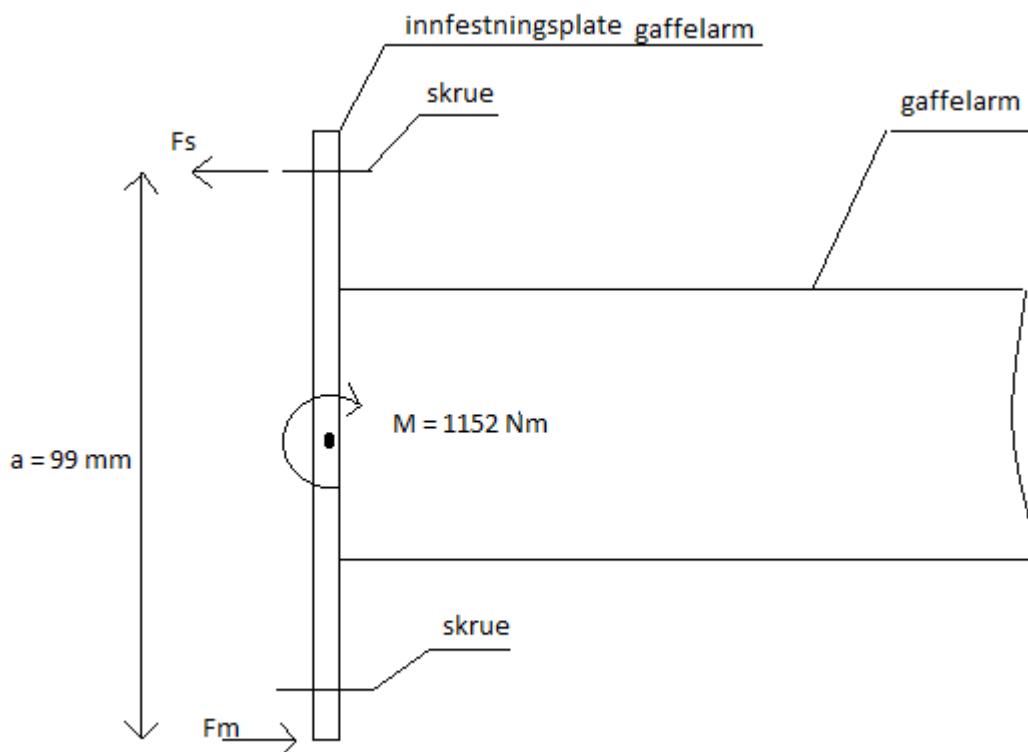


Figur 18: Innfestning av gaffelarmar

5.4 Dimensionering av skruane

Gaffelarmane er festa med fire skruar, som alle blir utsatt for strekkrefter. Skruane blir utsatt for krefter parvis opp og nede av kvar sin gaffelarm. Parvis må dei tåle 11636 N som vist i reknestykket under:

$$F_s = F_m = \frac{M}{a} = \frac{1152 \text{ Nm}}{0,099 \text{ m}} = 11636 \text{ N}$$



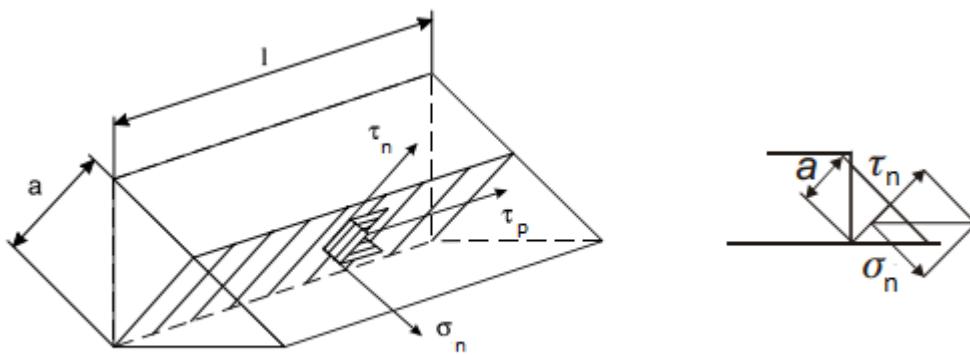
Figur 19: Skisse av strekkrefter på skruer til innfestning av gaffelarm

Figur 19 viser festeplata til gaffelarmen sett ovanfor, og kreftene er teikna på. Ved å velje ein M12 skrue med fasthetsklasse 10.9 der ein M12 skrue har ein kapasitet på 60,5 kN ved strekk. {NTNU, 2003 #6} Dette vil gi ein god sikkerhetsfaktor på skruane.

$$\text{Belastninga på ein skrue vil vare } \frac{11636 N}{2} = 5818 N \approx 5,8 kN$$

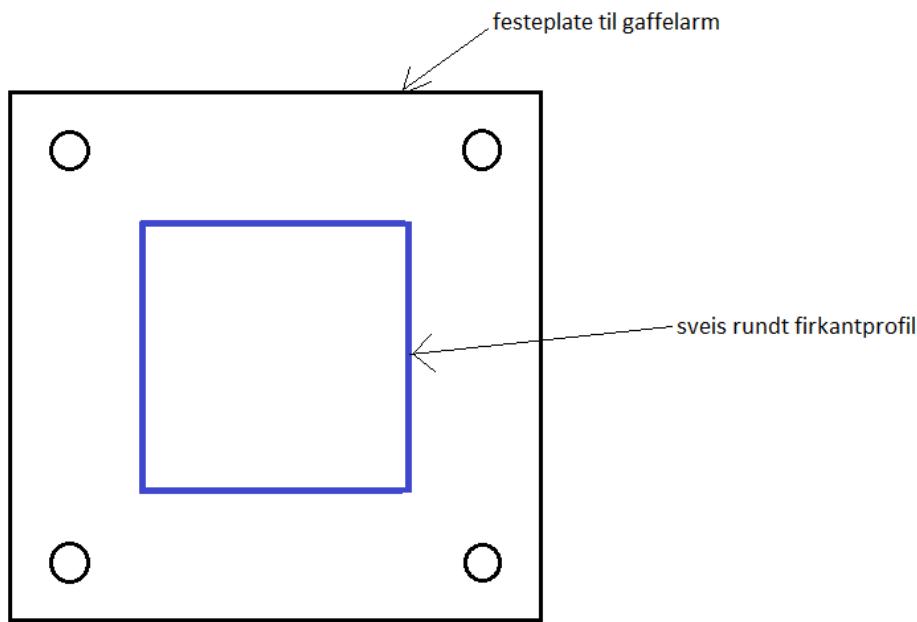
$$SF = \frac{60,5 kN}{5,8 kN} = 10,4$$

5.5 Berekning av kil-sveis



Figur 20: Skisse av ein kilsveis med a-mål og spenningar

I figuren under er det ei skisse av sveisen på festeplata som held gaffelarmen fast til festeplata, gaffelarmen blir utsatt for ei jamt fordelt last. Dette gjer at ein vil få eit bøyemoment og ei reaksjonskraft som vil virke på sveisen.



Figur 21: Skisse av festeplate med sveis

Bøyespenninga vil gi både normalspenningar σ_b og skjærspenningar τ_b . Frå fasthetsslæra har ein følgene formlar for å finne disse spenningane.

$$\sigma_b = \frac{M_b}{I_x} \cdot y \quad (\text{Irgenes, fasthetsslære})$$

I_x = Flatetreghetsmomentet med hensyn på nøytralaksen.

y = Avstanden frå nøytralaksen til det planet kor spenningen skal bereknast.

T = Skjærkraft.

S = Det statiske momentet for den delen av flata som ligg utenfor beregningsplanet.

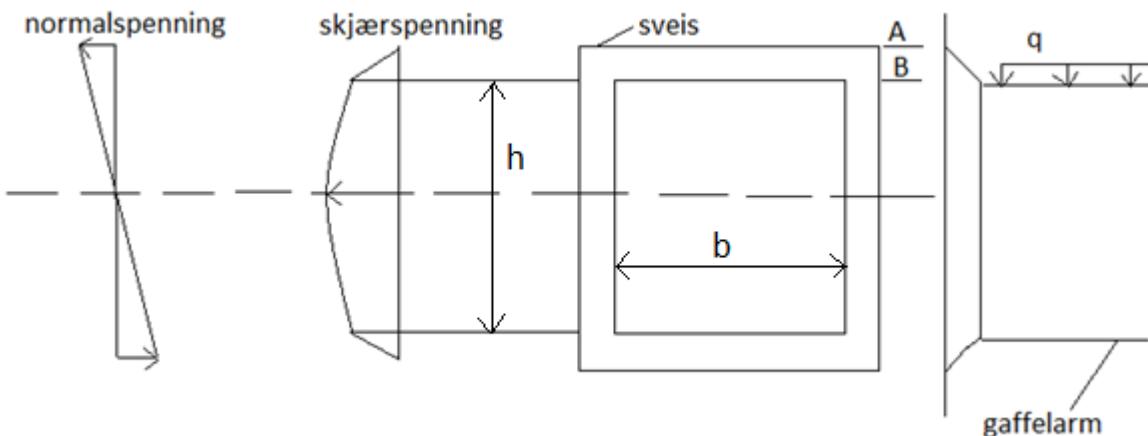
b = Bredda av tverrsnittet ved beregningsplanet.

a-mål = Den effektive høgda av sveisen

l = lengda på sveisen

σ_{jf} = jamnføringsspenning

f_u = 510 MPa for S355 {NTNU, 2003 #6}



Figur 22: Skisse av sveis til gaffelarm

Regner med eit a-mål på 3mm, og sidan sveisen går rundt heile firkantprofilen kan ein sjå vekk ifrå endekrater.

Ein kan alltid sjå bort frå skjærspenninga $\tau_{b,maks}$, utanom for svært korte bjelker. Då blir alltid normalspenninga $\sigma_{b,maks}$ dimensjonerande.

Dersom ein ser på Figur 22 ser ein at normalspenninga har sin høgaste verdi på ytterkanten av dei horisontale sveisane, og ein har størst skjærspenning langs nøytralaksen. For ytterkanten vist i snitt A av den horisontale sveisen, er det bare normalspenningen å sjekke. For snitt B er det både skjærspenning og normalspennig, slik at ein må sjekke begge deler. Når ein har rekna ut for begge snitt ser man kor det er størst jamnføringspennig σ_{jf} .

Vedlegg D viser kor store bøyespenninger ein kan ha i ein sveis når det er fare for utmatting. Desse verdiane har ein funne ved eksperimenter. Firkantprofilen som ein brukar har stålkvalitet S355, dette er den same kvalitet som St 52. Brukar at tilsatsmaterialet som er i sveisen tåler minst like mykje som firkantprofilen. Gaffelarmen har ein innfestning som gjer at ein må bruke F kurva, i kurva som er for stålkvalitet St 52. Når ein går inn i tabellen og ser på verdien under «wechselnd» vekslande spenning, så kan ein lesa ut at $\sigma_{tillat} \approx 50 \text{ MPa}$. Dette må spenningane i sveisen vere mindre enn for at det ikkje skal vara fare for utmatting.

I snitt A blir $\sigma_b = \frac{\sigma_n}{\sqrt{2}} + \frac{\tau_n}{\sqrt{2}}$, og $\sigma_n = \tau_n$.

Då kan ein sette

$$\sigma_n = \tau_n = \frac{\sigma_p}{\sqrt{2}}$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{I_x} \cdot y$$

$M_b = 1152 \text{ Nm}$ (bøyemomentet som kommer når gaffelarmen blir belasta med 400 N/m)

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 = \frac{1}{12} \cdot (B \cdot H^3 - b \cdot h^3)$$

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot ([b + 2 \cdot a] \cdot [h + 2 \cdot a]^3 - b \cdot h^3)$$

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot ([60 \text{ mm} + 2 \cdot 10 \text{ mm}] \cdot [60 \text{ mm} + 2 \cdot 10 \text{ mm}]^3 - 60 \text{ mm} \cdot (60 \text{ mm})^3)$$

$$I_x = 2333333 \text{ mm}^4$$

$$y = \frac{h}{2} + a = \frac{60 \text{ mm}}{2} + 10 \text{ mm} = 40 \text{ mm}$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{I_x} \cdot y$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{I_x} \cdot y = \sigma_b = \frac{1152 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{2333333 \text{ mm}^4} \cdot 40 \text{ mm}$$

$$\sigma_b = 19,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_n = \tau_n = \frac{\sigma_p}{\sqrt{2}} = \frac{19,7 \text{ MPa}}{\sqrt{2}} = 14 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{if} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 \cdot \tau_n^2} = \sqrt{(14 \text{ MPa})^2 + 3 \cdot (14 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma_{if} = 28 \text{ MPa}$$

I snitt B blir $\sigma_b = \frac{\sigma_n}{\sqrt{2}} + \frac{\tau_n}{\sqrt{2}}$, og $\sigma_n = \tau_n$

Dette er likt som for snitt A, den einaste forskjellen blir at $y = \frac{h}{2} + = \frac{60 \text{ mm}}{2} = 30 \text{ mm}$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{I_x} \cdot y = \sigma_b = \frac{1152 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{2333333 \text{ mm}^4} \cdot 30 \text{ mm}$$

$$\sigma_b = 14,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_n = \tau_n = \frac{\sigma_p}{\sqrt{2}} = \frac{14,8 \text{ MPa}}{\sqrt{2}} = 10,5 \text{ MPa}$$

Viss ein ser på skjærspenninga så kan ein gjere ein forenkling og sei at det er dei vertikale sveisane som tar heile belastningen og at dei er jamt fordelt.

$$\tau_b = \frac{T}{2 \cdot h \cdot a} = \frac{960 \text{ N}}{2 \cdot 60 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm}} = 0,8 \text{ MPa}$$

$$T = q \cdot L = 400 \text{ N/m} \cdot 2,4 \text{ m} = 960 \text{ N}$$

$\tau_b = \tau_p$ når ein ser på skjærspenninga.

$$\tau_p = 0,8 \text{ MPa}$$

Jamnföringsspenninga i snitt B blir

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 \cdot \tau_n^2 + 3 \cdot \tau_p^2} = \sqrt{(10,5 \text{ MPa})^2 + 3 \cdot (10,5 \text{ MPa})^2 + 3 \cdot (0,8 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma_{jf} = 21 \text{ MPa}$$

σ_{jf} for snitt A er høgare enn for snitt B derfor kretene i snitt A dimensjonerande.

$\sigma_{jf} = 28 \text{ MPa}$, som er dimensjonerande krefter når ein skal sjekke sveisen.

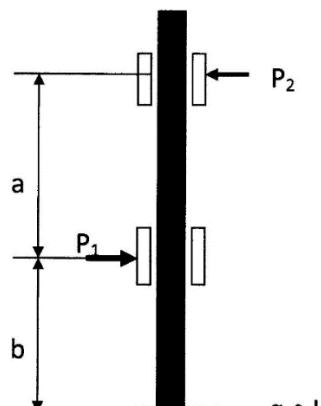
$$\sigma_{tillat} \approx 50 \text{ MPa}$$

$$SF = \frac{\sigma_{tillat}}{\sigma_{jf}} = \frac{50 \text{ MPa}}{28 \text{ MPa}} = 1,79$$

Sikkerhetsmarginen for at ein skal få utmatting i sveisen er 1,79.

5.6 Belastning på aksling til gaffelarmar

Reaksjonskrafta $q \cdot L$ frå gaffelarmen blir tatt opp av lagra P_1 og P_2 . Belastninga på kvart av lagra er rekna ut nedanfor



$$M_{P1} = (q \cdot L) \cdot b = (400 \text{ N/m} \cdot 2,4 \text{ m}) \cdot 0,077 \text{ m} = 74 \text{ Nm}$$

$$P_2 = \frac{M_{P1}}{a} = \frac{74 \text{ Nm}}{0,096 \text{ m}} = 771 \text{ N}$$

$$P_1 = (q \cdot L) + P_2 = 960 \text{ N} + 771 \text{ N} = 1731 \text{ N}$$

$$q \cdot L = 400 \text{ N/m} \cdot 2,4 \text{ m} = 960 \text{ N}$$

5.7 Val av lager til aksling

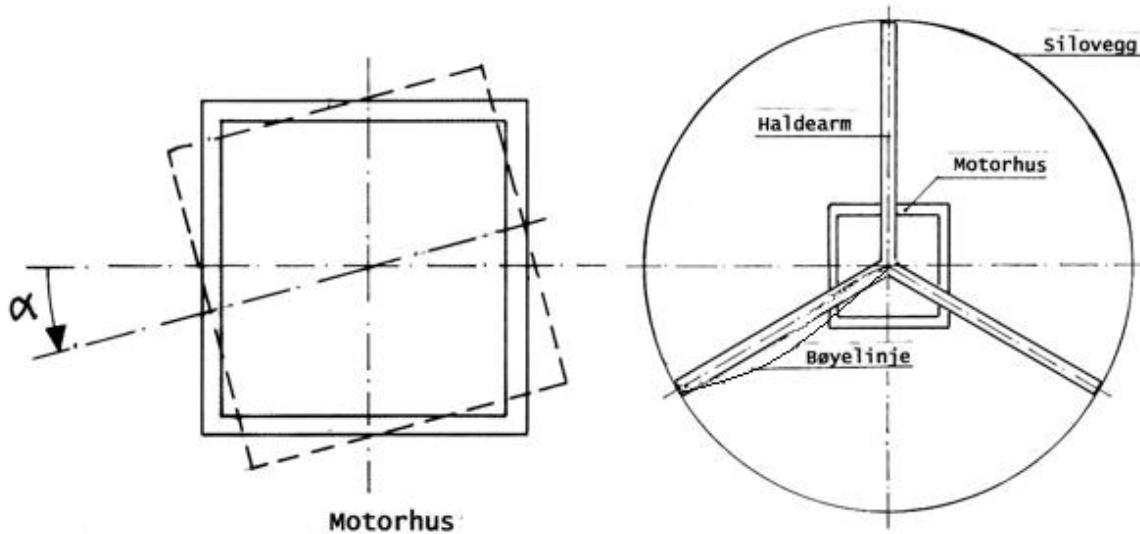
Vel å bruke konte rullelager som har koningen motsatt retta av kvarandre for å ta opp krefter i begge retningar som kan komme aksielt på motorakslingen. Brukar same diameter på akslingen som er på motorgiret, det har ein diameter på 60 mm. Finner så eit lager som har ein indre diameter på 60 mm og tåle minst kreftene som er rekna ut i 4.6. Valet blir eit kont rullelager, JLM508748/710/Q sjå vedlegg C.

5.8 Motorhuset og haldearmane

Kreftene frå motoren og motkreftene frå gaffelarmane gir vrikrefter i motorhuset. I haldearmane vil det gi bøyekrefter.

Bøyelinja som er teikna inn i figur 23 til høgre viser korleis haldearmen vert bøygd. Armen er opplagra i senter og i ytterkant av motorhuset. Mot siloveggen er haldearmen «låst fast» av friksjonen mellom veggen og gummihjula på enden av armen.

Belastninga på motorhuset og haldearmane blir analysert i ein og same modell.



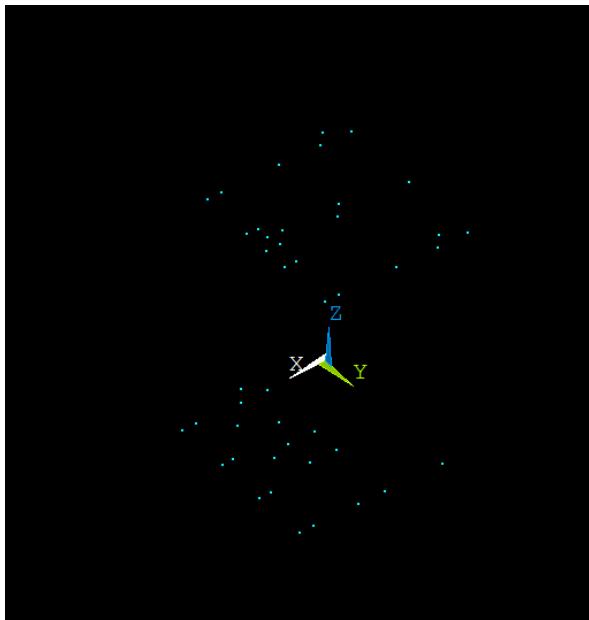
Figur 23 skisse av deformasjon av motorhus og haldearmar

5.9 Val av lager til hjula på haldearm

Val av lager blei eit enkelt kulelager som sørger for god rulling opp og ned i siloen, men også kan tåle kreftene som kommer av å halde motorhuset fast i siloen. Lager som blei vald er eit kulelager med nummer 6202.

5.10 Modellering i AnSys av motorhus med haldearmar

Modellen av motorhus med haldearmar blei modellert ved hjelp av nøkkelpunkt i AnSys. Desse blei plassert i eit globalt koordinatsystem slik at yttermåla blir lik den 3D modellen som er teikna i Inventor.

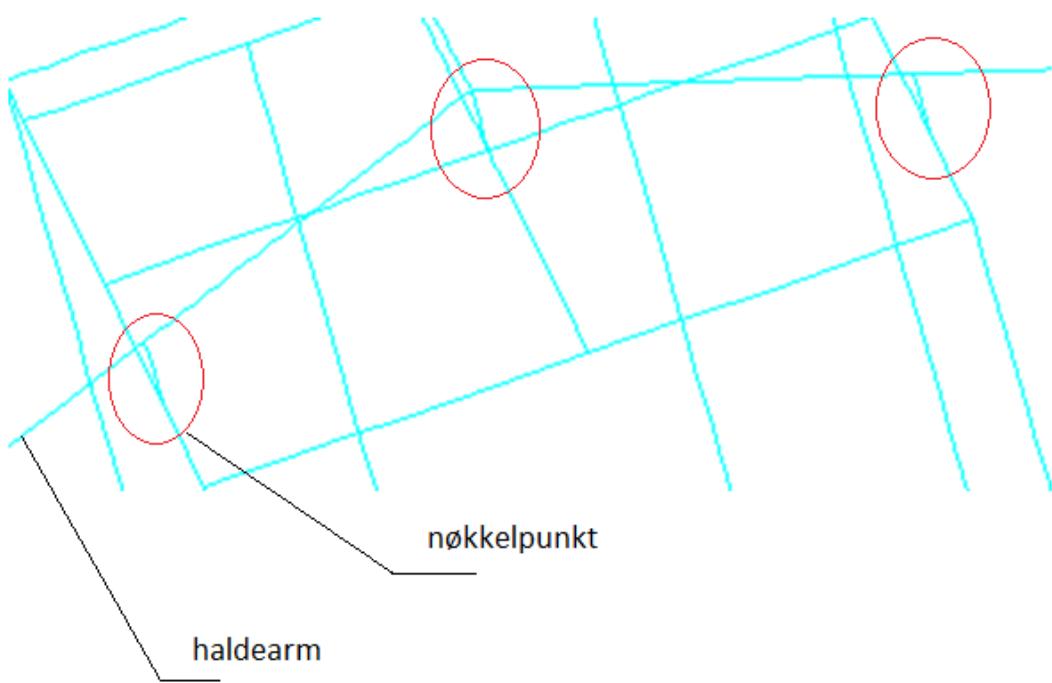


Figur 24: Bilde av nøkkelpunkt av motorhus i AnSys

Mellan nøkkelpunktane teiknar ein inn linjer, på desse linjene lagar ein element som har dei eigenskapane som ein definerer i programmet. Det er valt å bruke bjelke 189 i AnSys, denne innstillinga har frihetsgrader i tre frihetsgrader UX, UY og UZ. I tillegg har den tre rotasjonsfrihetsgrader ROTX, ROTY og ROTZ.

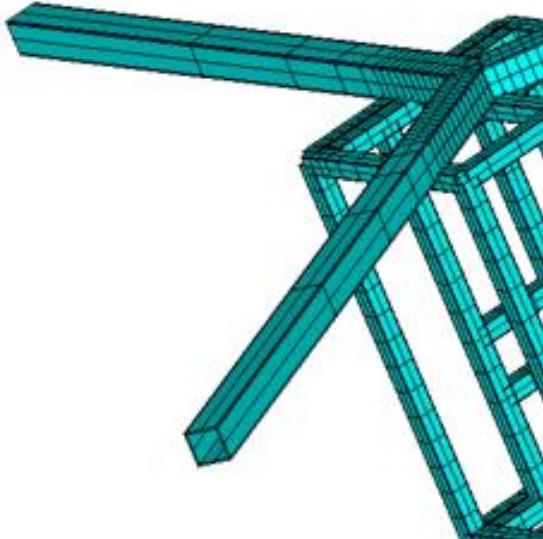
Når ein lager linjer mellom nøkkelpunkta, er det bare ei linje. Men for at ein skal få den til å oppføre seg så lik som mogleg som den verkelege bjelken, må ein dele linja opp i fleire element. Dette vert kalla «meshing». AnSys har automatisk meshing som gir god oppdeling ved normale forhold.

Det har blitt gjort nokon forenklingar i modellen i forhold til den fysiske konstruksjonen. I innfestninga til haldearmane har ein satt inn nøkkelpunkt slik at ein kan binde saman motorhuset og haldearmane. I senter på toppen av motorhuset er det eit nøkkelpunkt som binder saman dei tre haldearmane og motorhuset. Det er også nøkkelpunkt i ytterkant av motorhuset som forbinder haldearmane fast til motorhuset.



Figur 25: Bilde frå AnSys av nøkkelpunkt med linjer mellom

Haldearmane har også blitt forenkla ved at dei er modellert som ein rett firkantprofil som vist i Figur 26



Figur 26: Bilde frå AnSys motorhus med haldearmar.

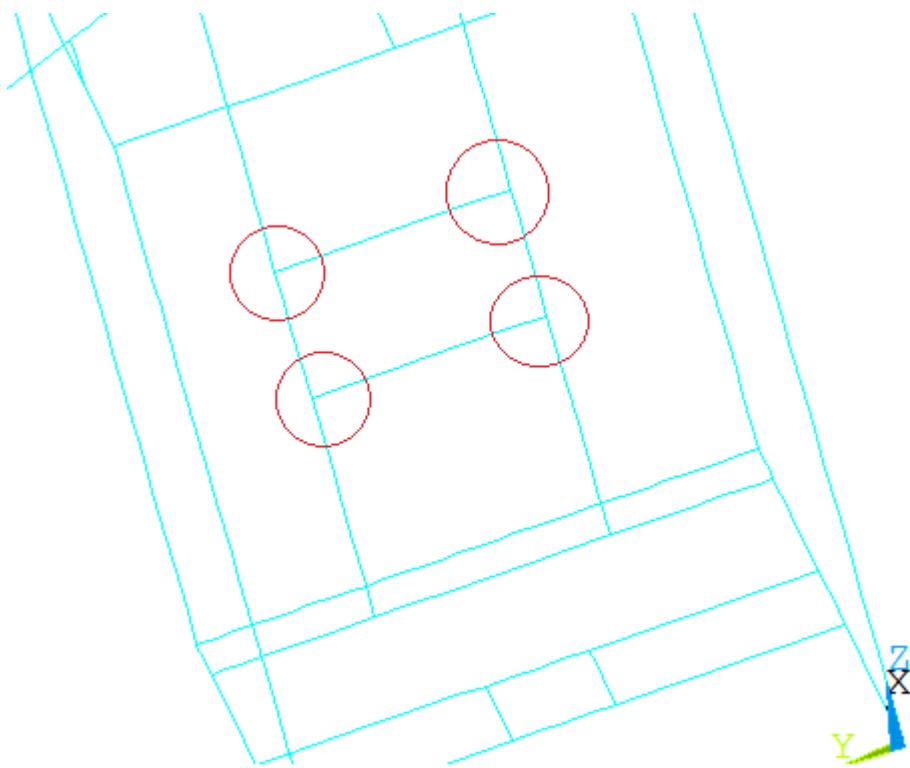
Når ein skal gjere analysen av motorhuset med haldearmar, må ein låse haldearmane i modellen, slik at den liknar mest mogleg på den fysiske modellen. I den fysiske modellen vil hjula som har kontakt med siloveggen bli fastspent i horisontal retning, men i vertikal retning vil dei kunne bevege seg opp og ned. Modellen vil ha ein forenkling der hjula er tatt bort. For å hindra at haldearmane skal böye seg opp eller ned, må ein også låse dei fast i vertikal retning. Enden av haldearmane er difor låst fast i alle frihetsgrader. I kroken på motorhuset som er festa i silotalja er modellen også låst fast i vertikalretning. Dette på grunn av at silotalja holder den fast frå å gå nedover og eigenvekta vil til ein viss grad hindre den i å bevega seg oppover i siloen. I Tabell 1 ser ein kva nøkkelpunkt som låst fast.

Tabell 1: Innspenning av struktur i analysen

Nøkkelpunkt	Last etikett	Verdi
70	UZ	0,0
73	UX	0,0
73	UY	0,0
73	UZ	0,0
73	ROTX	0,0
73	ROTY	0,0
73	ROTZ	0,0
73	WARP	0,0
74	UX	0,0
74	UY	0,0
74	UZ	0,0
74	ROTX	0,0
74	ROTY	0,0
74	ROTZ	0,0
74	WARP	0,0
75	UX	0,0
75	UY	0,0
75	UZ	0,0
75	ROTX	0,0
75	ROTY	0,0
75	ROTZ	0,0
75	WARP	0,0

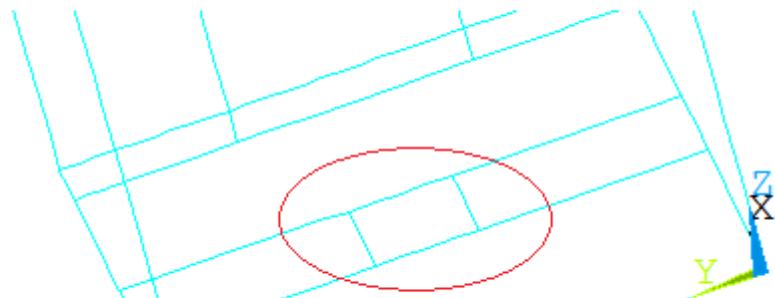
Kreftene som blir påført motorhuset kommer som ei følgje av graset som gaffelarmane skyver rundt i siloen. Sidan gaffelarmane ikkje er med i denne analysen kan ein gjere forenklingar, og påføre kreftene rett på motorhuset. Kva krefter som motoren påfører motorhuset kan ein sjå i Figur 6, og utrekninga av kreftane i motorfeste A og B.

I Figur 27 ser ein kva nøkkelpunkt som blir påført last som skal førestille motoren. På den same figuren kan ein også sjå to horisontale linjer i modellen, som ikkje er i den fysiske modellen. Disse er for å stive av modellen på same måte som motoren vil gjera.



Figur 27: Bilde frå AnSys som viser kva nøkkelpunkt som kreftene frå motoren blir plassert i.

Når graset blir skyvd rundt i siloen vil det oppstå torsjonsmoment og ei reaksjonskraft i akslingen som driv gaffelarmene rundt. Torsjonsmomentet er krafta som verkar på motorfestene, mens reaksjonskrafta verkar på akslingsinnfestninga på motorhuset. Disse kreftene er rekna ut i kapittel 4.6 «Belastning på aksling til gaffelarmane». Denne krafta $q \cdot L$ vil variere i kva retning den vil virke på motorhuset etter kor i siloen den jamnar. Det er difor laga 4 lasttilfeller som skal simulere at den går rundt i siloen. Figur 28 viser i kva nøkkelpunkt desse kreftene blir plassert.



Figur 28: Bilde frå AnSys som viser nøkkelpunkta der reaksjonskrafta blir plassert

5.11 Modellering av gaffelarm

Når ein skulle modellere gaffelarmane i AnSys fekk ein ikkje til ein modell som likna tilstrekkeleg på den fysiske modellen. Det blei da i staden for gjort ein analyse i Autodesk Inventor der ein importerer 3D modellen til analysedelen til Inventor. Når dette er gjort er det mange parametrar som ein kan definere. På gaffelarmen blei det lagt inn at det skulle brukast karbonstål, og ein beheld innstillingane som ein ser i Tabell 2.

Tabell 2: Materialegenskaper til gaffelarm

Tetthet	$7,87 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$
Flytgrense	350 MPa
Strekfasthet	420 MPa
Young' s modul	200 GPa
Poisson's ratio	0,29
Skjær modul	77,5194 GPa

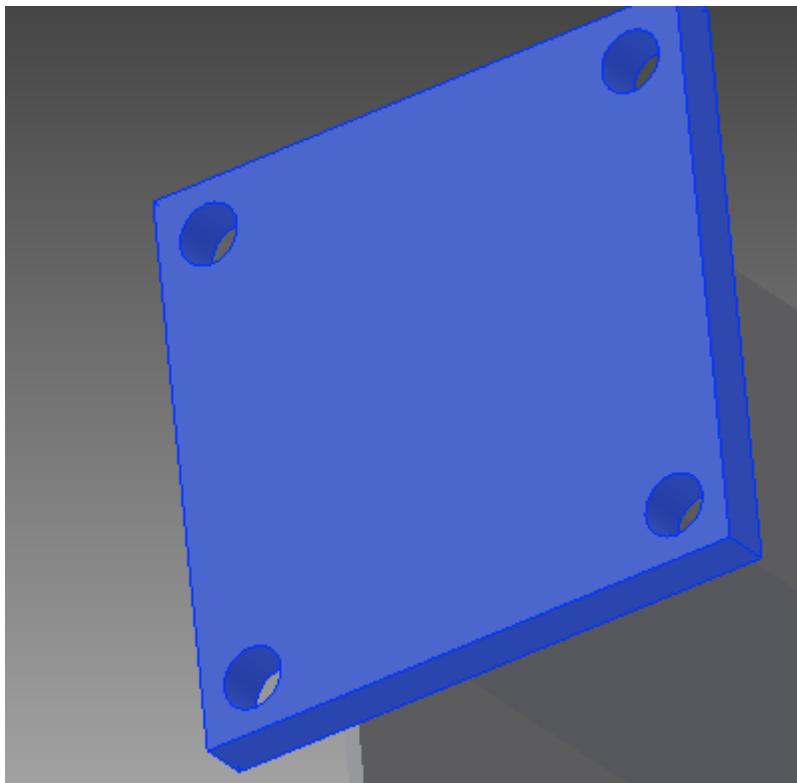
Til å bestemme kor fint Inventor skal dele inn gaffelarmen i elementer, held ein seg innanfor dei anbefalinger som ein finn i Hjelp-funksjonen til programmet. I Tabell 3 nedanfor finner ein instillingane som er brukt for å dele inn gaffelarmen i elementer.

Tabell 3: Verdier element innstillingar i Inventor

Gjennomsnittleg elementstørrelse (fraksjon av diameter til modellen)	0,1
Minimun elementstørrelse (fraksjon av gjennomsnittleg størrelse)	0,2
Maksimum forhold mellom tilstøttande fin og grov elementinndeling	1,5
Maksimal vinkel på buer	60

Innspenninga på gaffelarmen er gjort inne i skruehola der alle nodene blir låst av i alle frihetsgradene.

Figur 29 viser bilde av festeplate til gaffelarmen og skruehola som er fast innspent under analysen i Inventor.



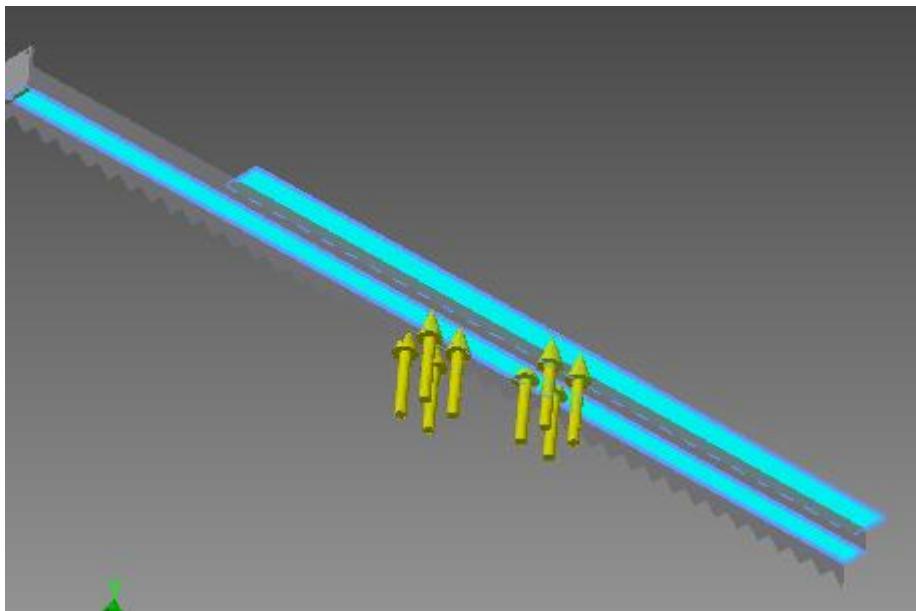
Figur 29: Bilde av gaffelarm som viser endeplate med skruehol.

Krafta som blir påført gaffelarmen er 400 N/m som er definert i kapittel 3 «Definering av krefter».

For å få dei som ei jamt fordelt kraft, må ein påføre krafta som trykk.

$$T = \frac{F}{A} = \frac{400 \text{ N/m} \cdot 2,4 \text{ m}}{2,4 \text{ m} \cdot 0,060 \text{ m} + 1,8 \text{ m} \cdot 0,060 \text{ m}} = 0,009 \text{ N/mm}^2$$

Denne krafta blir då påført på gaffelarmen som vist på Figur 30



Figur 30: Bilde av gaffelarm som viser på kva flater den jamt fordelt lasta blir påført.

6 Resultat av analyse med elementmetode

6.1 Programet brukt til analysen

FEM er den mest populære metoden for å spå korleis ein struktur eller eit system vil oppføre seg når den blir påført laster. Metoden blir brukt fordi det ikkje fins analytiske løysninger på dagligdagse problemstillingar.

FEM gir matematisk kun ein tilnærma numerisk løysning på problema, og det er heller ikkje alltid godt å avgjere om oppnådd løysning er god eller dårlig. For å kunne gjere seg opp ei mening om analysen er god, bør ein ha forkunnskapar om korleis analyseprogrammet fungerer, og ha innsikt i FEM analyse.

Ein kan dele inn bruken av elementmetodebasert programvare inn i følgene trinn; pre-processing (forbehandling), processing (bearbeiding) og post-processikng (etterbehandling).

6.2 Globalanalyse

Det har blitt gjort analyser av konstruksjonen der gaffelarmene eller motoren ikkje er med. Dette er for å gjere modelleringa i AnSys enklare og meir oversiktleg. Konstruksjonen er låst fast slik som vist i kapittel 4.10 «Modellering i AnSys av motorhus med haldearmar i AnSys».

Lastene som blir påført konstruksjonen er kreftene som motoren genererer når den blir belasta maksimalt. Krafta som skal førestille vekta av motoren er også tatt med. Desse blir påført i nøkkelpunkta som skal førestille festepunkta til motoren.

Lasta som skal simulere reaksjonskrafta som oppstår når gaffelarmen skyver gras i siloen, blir lagt til i lagerinnfestninga i botn på motorhuset. Sjå kapittel 4.6 der $q \cdot L = 960 \text{ N}$.

Viser nedanfor dei fire lasttilfella og resultata som AnSys gjev.

Tabell 4: Lasttilfelle 1

Nøkkelpunkt	Lastretning	Last [N]
13	Fx	-240
14	Fx	-240
15	Fx	-240
16	Fx	-240
88	Fx	1920
88	Fz	-613
89	Fx	1920
89	Fz	-613
90	Fx	-1920
90	Fz	-613
91	Fx	-1920
91	Fz	-613

Sjå 4.6 ($q \cdot L$) Fx = -240

Tabell 5: Resultat lasttilfelle 1

	Element	Node	S1 [MPa]	S2 [MPa]	S3 [MPa]	SINT [MPa]	SEQV [MPa]
Maks	325	914	73.268	0.31882E-05	0.59851E-06	73.2	73.2
Min	325	914	0.27414E-06	-0.62411E-05	73.268	12.7	12.5
Maks	325	628	71.073	0.27829E-05	-0.44910E-06	71.0	71.0
Min	325	628	0.26996E-06	-0.11732E-05	-71.073	12.4	12.2
Maks	326	628	71.073	0.15106E-05	-0.26491E-06	71.0	71.0
Min	326	628	0.26507E-06	-0.35223E-05	-71.073	12.4	12.2
Maks	326	630	66.839	0.14214E-05	-0.57438E-06	66.8	66.8
Min	326	630	0.56342E-06	-0.13920E-05	-66.839	11.8	11.6
Maks	327	630	66.839	0.12510E-05	-0.28535E-06	66.8	66.8
Min	327	630	0.46684E-06	-0.29919E-05	-66.839	11.7	11.5
Maks	327	632	58.671	0.11643E-05	-0.48987E-06	58.6	58.6
Min	327	632	0.85653E-06	-0.21226E-05	-58.671	10.5	10.3
Maks	328	632	58.671	0.12664E-05	-0.34682E-06	58.6	58.6
Min	328	632	0.65714E-06	-0.30620E-05	-58.671	10.5	10.3
Maks	328	634	42.915	0.13420E-05	-0.58975E-06	42.9	42.9
Min	328	634	0.13335E-05	-0.32871E-05	-42.915	8.2	7.9

Tabell 6: Lasttilfelle 2

Nøkkelpunkt	Lastretning	Last [N]
13	Fx	240
14	Fx	240

15	Fx	240
16	Fx	240
88	Fx	1920
88	Fz	-613
89	Fx	1920
89	Fz	-613
90	Fx	-1920
90	Fz	-613
91	Fx	-1920
91	Fz	-613

Tabell 7: Resultat lasttilfelle 2

	Element	Node	S1 [MPa]	S2 [MPa]	S3 [MPa]	SINT [MPa]	SEQV [MPa]
Maks	151	290	32.830	0.29396E-07	-0.18937E-01	37.0	35.9
Min	151	290	0.18584E-01	-0.27564E-07	-34.724	11.9	11.9
Maks	151	300	32.110	0.14058E-07	-0.32695E-01	36.1	34.2
Min	151	300	0.32025E-01	-0.13013E-07	-31.110	11.5	11.5
Maks	152	300	27.844	0.18840E-07	-0.24403E-01	32.8	31.3
Min	152	300	0.23902E-01	-0.17506E-07	-29.611	11.5	11.4
Maks	152	302	27.468	0.11644E-07	-0.32309E-01	31.7	29.7
Min	152	302	0.31576E-01	-0.10692E-07	-26.540	11.1	11.0
Maks	153	302	25.638	0.12460E-07	-0.30197E-01	31.2	29.4
Min	153	302	0.29512E-01	-0.11452E-07	-27.302	11.1	11.0
Maks	153	304	25.415	0.93841E-08	-0.32472E-01	29.9	27.6
Min	153	304	0.31653E-01	-0.85315E-08	-24.538	10.7	10.6
Maks	154	304	26.342	0.80069E-08	-0.38048E-01	32.2	30.3
Min	154	304	0.37088E-01	-0.72564E-08	-27.945	10.73	10.7
Maks	154	298	26.386	0.78124E-08	-0.31206E-01	29.7	28.2
Min	154	298	0.30325E-01	-0.70263E-08	-25.526	10.3	10.3

Tabell 8: Lasttilfelle 3

Nøkkelpunkt	Last retning	Last [N]
-------------	--------------	----------

13	Fy	240
14	Fy	240
15	Fy	240
16	Fy	240
88	Fx	1920
88	Fz	-613
89	Fx	1920
89	Fz	-613
90	Fx	-1920
90	Fz	-613
91	Fx	-1920
91	Fz	-613

Tabell 9: Resultat lasttilfelle 3

	Elemen t	Node	S1 [MPa]	S2 [MPa]	S3 [MPa]	SINT [MPa]	SEQV [MPa]
Maks	266	518	38.498	0.13341E-05	-0.11514E-02	38.7	38.6
Min	266	518	0.11445E-02	-0.13098E-05	-37.705	6.6	5.9
Maks	266	365	38.637	0.15385E-05	-0.10606E-02	40.0	39.9
Min	266	365	0.10544E-02	-0.15113E-05	-39.866	6.4	5.8
Maks	273	252	55.012	0.97817E-05	-0.47676E-05	56.4	56.4
Min	273	252	0.46453E-05	-0.10340E-04	-56.461	12.1	12.1
Maks	273	534	53.276	0.25384E-04	-0.12220E-06	54.7	54.7
Min	273	534	0.11909E-06	-0.26681E-04	-54.726	11.7	11.7
Maks	274	534	53.276	0.53540E-05	-0.26129E-05	54.7	54.7
Min	274	534	0.25439E-05	-0.56698E-05	-54.726	11.7	11.7
Maks	274	536	49.950	0.92773E-05	-0.74634E-06	51.3	51.3
Min	274	536	0.72542E-06	-0.85225E-05	-51.399	10.9	10.9
Maks	275	536	49.950	0.43953E-05	-0.21509E-05	51.3	51.3
Min	275	536	0.20904E-05	-0.46721E-05		10.9	10.9
Maks	275	538	43.575	0.40909E-05	-0.12796E-05	45.0	45.0
Min	275	538	0.12385E-05	-0.36824E-05	-45.024	9.4	9.4

Tabell 10: Lasttilfelle 4

Nøkkelpunkt	Last retning	Last [N]
13	Fy	-240
14	Fy	-240
15	Fy	-240
16	Fy	-240
88	Fx	1920
88	Fz	-613
89	Fx	1920
89	Fz	-613
90	Fx	-1920
90	Fz	-613
91	Fx	-1920
91	Fz	-613

Tabell 11: Resultat lasttilfelle 4

	Element	Node	S1 [MPa]	S2 [MPa]	S3 [MPa]	SINT [MPa]	SEQV [MPa]
Maks	267	230	54.607	0.10379E-04	-0.15026E-07	55.9	55.9
Min	267	230	0.14786E-07	-0.11563E-04	-55.982	12.0	12.0
Maks	267	522	52.880	0.67115E-05	-0.11013E-05	54.2	54.2
Min	267	522	0.10736E-05	-0.65376E-05	-54.255	11.6	11.6
Maks	268	522	52.880	0.19918E-04	-0.94564E-07	54.2	54.2
Min	268	522	0.92293E-07	-0.20358E-04	-54.255	11.6	11.6
Maks	268	524	49.572	0.12797E-04	-0.54442E-06	50.9	50.9
Min	268	524	0.52984E-06	-0.11880E-04	-50.947	10.8	10.8
Maks	269	524	49.572	0.40911E-04	-0.19476E-06	50.9	50.9
Min	269	524	0.18962E-06	-0.42073E-04	-50.947	10.8	10.8
Maks	269	526	43.234	0.12042E-04	-0.45164E-06	44.6	44.6
Min	269	526	0.43782E-06	-0.10901E-04	-44.609	9.4	9.4
Maks	270	526	43.234	0.23720E-04	-0.27537E-06	44.6	44.6
Min	270	526	0.26699E-06	-0.20509E-04	-44.609	9.4	9.4
Maks	270	528	31.090	0.51862E-05	-0.53835E-06	32.4	32.4
Min	270	528	0.51563E-06	-0.45305E-05	-32.465	6.6	6.6

6.3 Detaljanalyse i Autodesk Inventor av gaffelarm

Tabell 12: Resultater analyse gaffelarm

	Minimum	Maksimum
Von Mises stress	0,04 MPa	336 MPa
Forskyving	0 mm	13,6 mm
SF	1,03	15
Stress XX	-317 MPa	330 MPa
Stress XY	-150 MPa	126 MPa
Stress XZ	-62 MPa	185 MPa
Stress YY	-410 MPa	371 MPa
Stress YZ	-91 MPa	113 MPa
Stress ZZ	-166 MPa	188 MPa

6.4 Modalanalyse

I modalanalysen er det motorhuset med haldearmar som ein ser på. Ein er ute etter å sjå i kva frekvensar huset er utsett for resonans. Modalanalysen viser kor eigenfrekvensane til motorhuset med haldearme er. Fastlåsinga blir som i globalanalysen av motorhuset med haldearmar. Sjå Tabell 1.

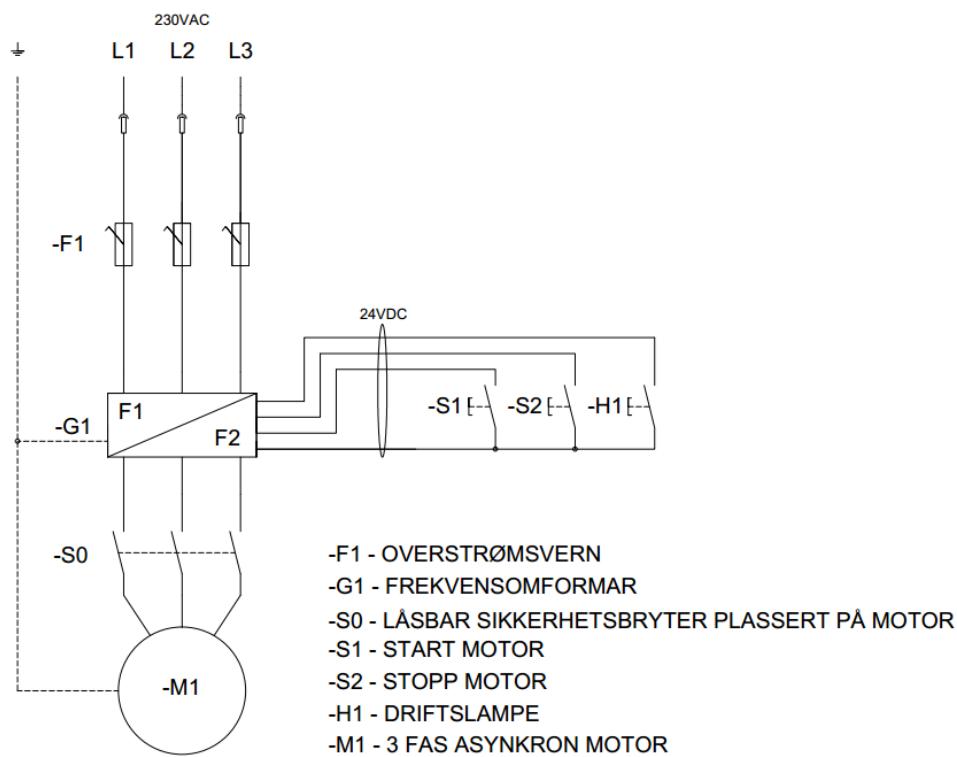
Resultata av modalanalysen er vist i Tabell 13, og viser dei ti første frekvensane som programmet kom fram til.

Tabell 13. Resultat modalanalyse

Sett	Tid/frekvens
1	10,361
2	10,619
3	26,883
4	66,736
5	72,678
6	83,492
7	87,105
8	107,30
9	113,66
10	120,60

7 Elektrisk styresystem

For å få ønska hastighet på gaffelarmane er det ein motor og eit gir som er drivkrafta. Det er ein trefasa motor M1 som driver eit gir. L1, L2 og L3 indikerer det 3-fasa støpselet som blir påmontert tilførselskabelen. Motoren blir starta og stoppa av ein motorvernbytter som er vist på Figur 31 som S1 og S2, som er av eller på. Hastigheten kan justerast med ein frekvensomformar G1 som kan justera turtallet på motoren ved å styre frekvensen på straumen. Det er også naudsynt å ha ein sikkerhetsbytter som kan låsast i tilfelle ein må oppi siloen mens grasjamnaren er montert til bruk.



Figur 31: Blokkskjema av motorstyring

Som eit utgangspunkt for konstruksjonen har ein brukte eit gir som blir produsert av Lenze som heiter GST11-3N. Dette giret trenger ein motor som gir eit turtall $n_1 = 700$ omdr/min inn på giret. Då gir giret eit turtall ut $n_2 = 1,9$ omdr/min. I kW må motoren levere 0,56 kW for å drive giret. [1]

8 Testprosedyrar for grasjamnaren

Både den mekaniske delen og styresistema bør ha ein testeprosedyre som ein må gjennomgå før produktet blir levert kunde.

8.1 Testprosedyre mekanisk konstruksjon

Ta ytre mål av motorhus
Sjekk om sirkulær skive er i senter
Sjekk om løfteauga er festa med låsemutter
Sjekk om alle skruar og muttrar er med
Kontroller lengde på gaffelarm
Kontroller lengde på armer med hjul
Visuell sjekk av alle sveisar
Sjekk konsentritet av motor og kraftoverføring

8.2 Testprosedyre elektrisk system

Sjekk visuelt om kabler er festa etter prosedyren
Sjekk om motoren er festa som den skal
Start motor og hør etter ulyder
Sjekk om frekvensomformer virker
Sett motor i testjig og sjekk motorvern

9 Konklusjon

Hovudmålet med oppgåva var å konstruere ein grasjamnar som kunne jamne graset i ein silo ved innlegging av gras.

Når det kom til definering av krefter som vil virke inn på grasjamnaren, er det her den største usikkerheten ligg. Dette får ein ikkje vite før ein har ein prototype til å utføre testane på.

Det å lage 2D-teikningane til konstruksjonen har gått etter planen, og er klare til å brukast for å lage ein prototype.

Detaljanalysen av gaffelarmane viser at ein har spenningar i materialet som er lågare enn 60 MPa. Unntaket er skruehola som er fastspent under analysen. Her har ein høge spenningsverdiar, Von Mises viser 360 MPa som maksimal spenning. Ein har forsøkt å gjera

fleire analysar der ein har gjort elementinndelinga av området rundt mindre. Dette har ein prøvd stegvis med mindre og mindre element, utan at verdiane ser ut til å konvergere mot ein verdi. Dette kan vere ein singularitet, slik at ein ikkje får nokon god analyse i dette punktet.

Det blei ikkje tid i denne omgang til å prøve å gjere forandringar på analysen for å finne ut kva som gjorde dette. Men det burde vore prøvd andre innfallsvinklar på problemet for å sjå om ein framleis fekk så høge verdiar, for med så høge verdiar og vekslande last vil ein få flytning og etter kvart utmattingsbrudd.

Globalanalysen gir høgast spenning i Lasttilfelle 1, der Von Mises- spenninga er 73 MPa. Denne spenninga oppstår i haldearmane, der dei er festa i ytterkant av motorhuset. Med berre statisk belastning, vil ein ha god sikkerheitsmargin mot flytning i materialet. Men motorhuset vil bli utsett for vekslande spenningar grunna den roterande gaffelarmen. Viss ein ser på Vedlegg F «Tabelle 3» og går ut frå Stålkvalitet ST70, $\sigma_{d,zul}$, biegung, ser ein at materialet vil tåle frå 105 MPa til 125 MPa. Då skal ein vere sikra mot utmatting om høgaste spenning er 73 MPa.

Gaffelarmen er sveist fast til ei plate med hol som blir festa til akslingar som blir drivne av motoren. Under konstruksjonen blei det ikkje tatt omsyn til at sveisen ved vekslande bøyespenning ikkje kan ha større spenning enn rundt 50 MPa. Dette kunne vore unngått ved at det i staden hadde blitt lagt inn ein forsterking ned mot festeplata i den retningen ein vil få bøyning på firkantprofilen. Då ville ein fått denne forsterkinga til å tatt mykje av kreftene som skal overførast, i staden for at ein har kil-sveis rundt firkantprofilen. Med så låg tilletten spenning på sveisen slik den er teikna inn nå, må ein opp i et a-mål på 10 mm for å få ein sikkerheitsfaktor på 1,79 (kapittel 5.5). Dette fører til at ein ikkje får plass til skruane som skal feste gaffelarmane.

Modalanalysen viser kva eigenfrekvensar motorhus med haldearmar har, og kvar det kan oppstå resonans. Det som kan gi motorhuset med haldearmar vibrasjonar er dersom motoren har ein ubalanse. Når motoren går med ein omdreining på 700 omdr/min,
$$\frac{700 \text{ omdr} / \text{min}}{60 \text{ sekund}} = 11,7 \text{ Hz}$$
, vil ikkje ein eventuell ubalanse frå motoren vare samanfallande med

eigenfrekvensane til motorhuset. Men viss ein brukar frekvensomformaren til å justere hastigheita til motoren, må ein vere observant på kva hastigheiter ein vel. Med å bruke eit stort gir med stor utveksling, og ein liten elektromotor likt som i grasjamnaren, kan dette i seg sjølv føre til vibrasjonar. På ein eventuell prototype vil ein prøve ut forskjellige hastigheiter og observere konstruksjonen i arbeid. Viss det viser seg at den er utsett for vibrasjonar, kan ein stive av konstruksjonen.

10 Forklaringar

ν

Poisson's ratio er ein proporsjonal faktor som tar omsyn til at når ein har deformasjon i aksial retning i eit materiale, har ein også sideveis deformasjon. Denne verdien er forskjellig for ulike materialer, for konstruksjonsmaterialer som er innanfor den elastiske sonen er ν som regel mellom 0,25-0,33. Den blir funnen ved å måle aksial(ε_a)- og sideveis(ε_l) deformasjon, og $\nu = -\frac{\varepsilon_l}{\varepsilon_a}$. (Arthur P. Boresi 2002)

Nøkkelpunkt

Er omskriving av det engelske ordet «keypoint» som blir brukt i analyseprogrammet Ansys som er eit punkt som ein gir koordinatar, og blir brukt når ein modulerer.

11 Referansar

[1] http://www.dtc.no/files/Produktkataloger%20Lenze/Katalog%20L-force%20gearbokser%202011_11.pdf

Arthur P. Boresi, R. J. S. (2002). "Advanced mechanics of materials."

Irgenes, F. (2005). "Statikk."

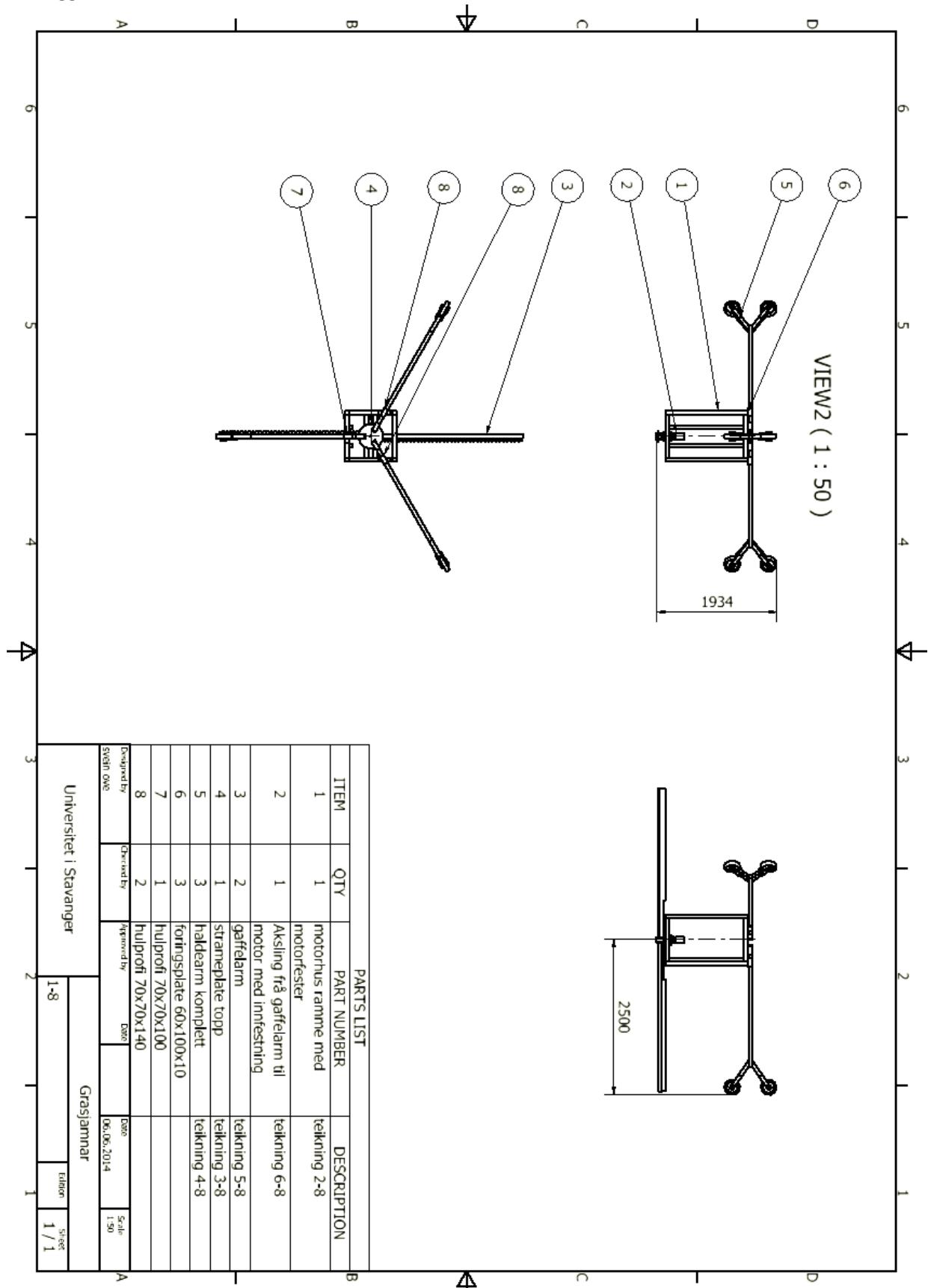
NTNU, I. f. k. (2003). "Stålkonstruksjoner profiler og formler."

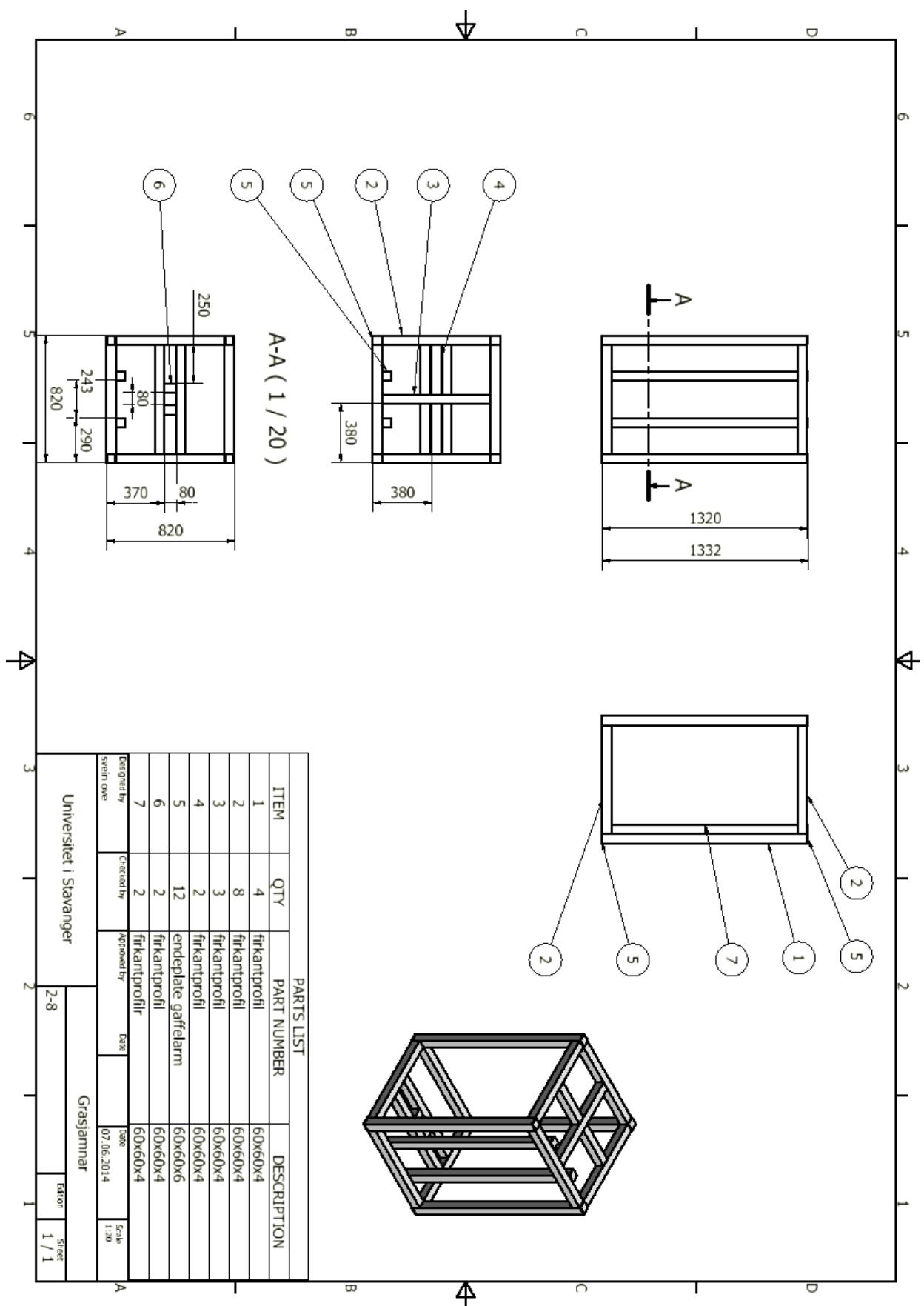
Rao, S. S. (2011). Mechanical Vibrations.

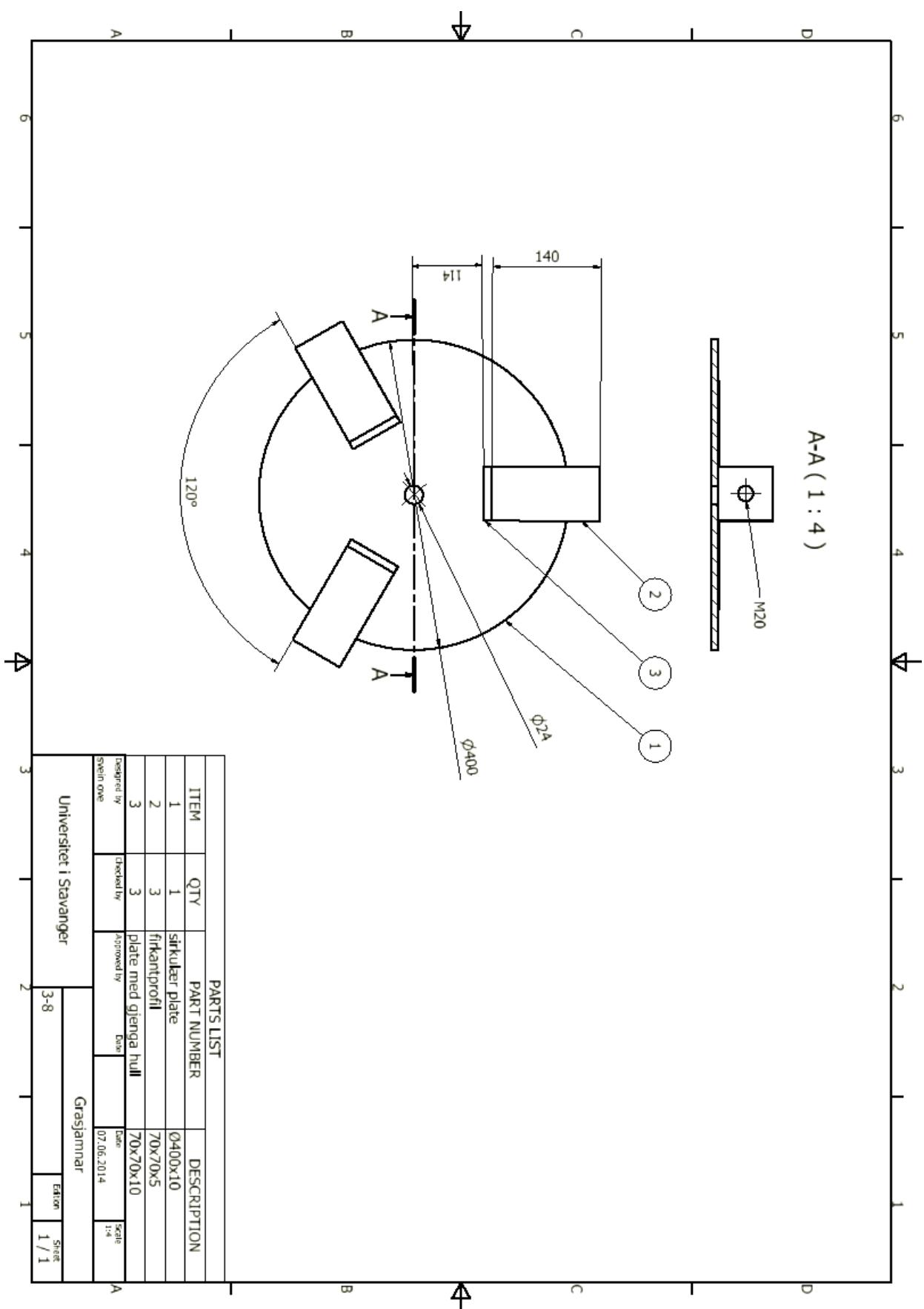
Arthur P. Boresi, R. J. S. (2002). "Advanced mechanics of materials."

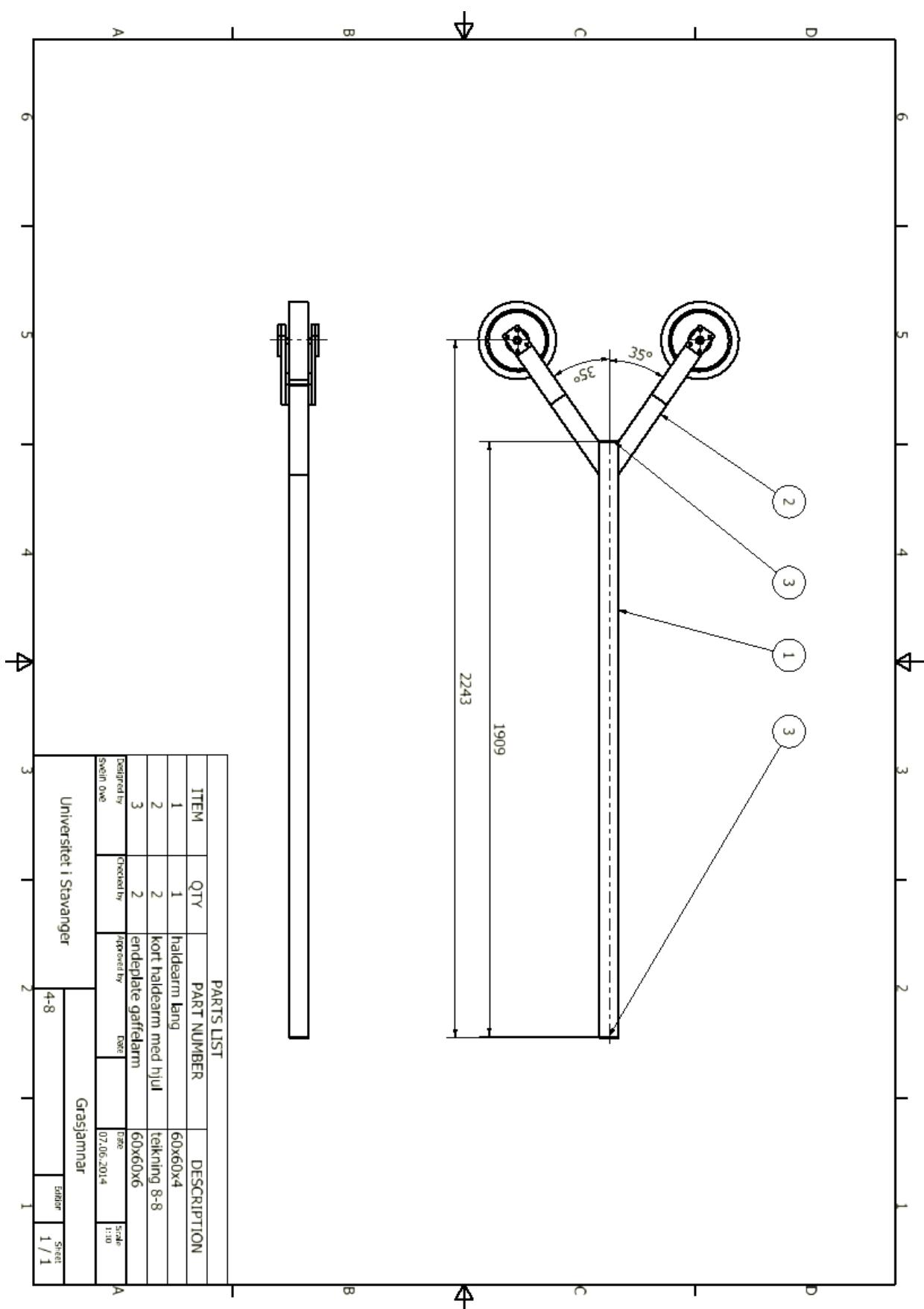
12 Vedlegg

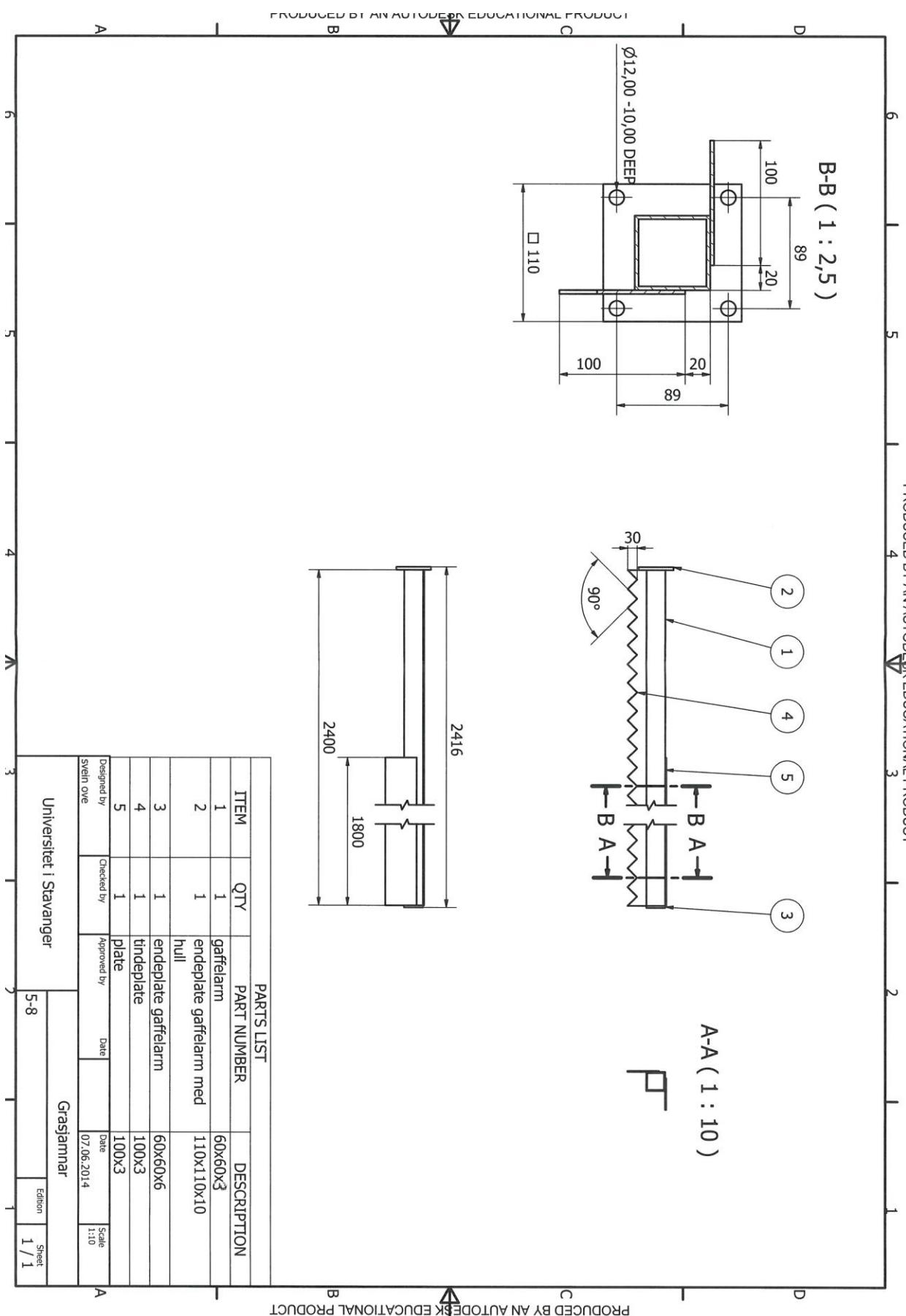
Vedlegg A:

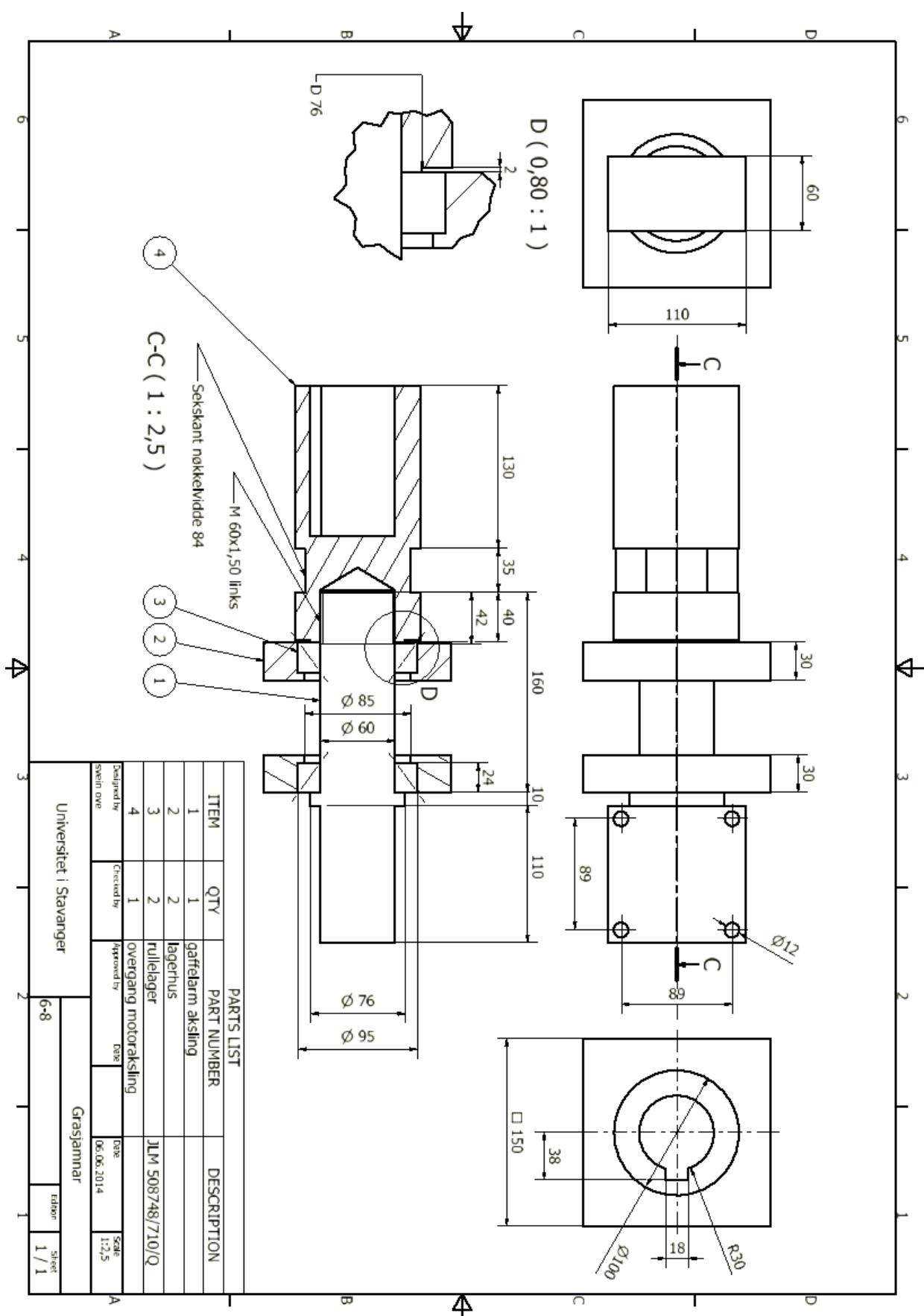


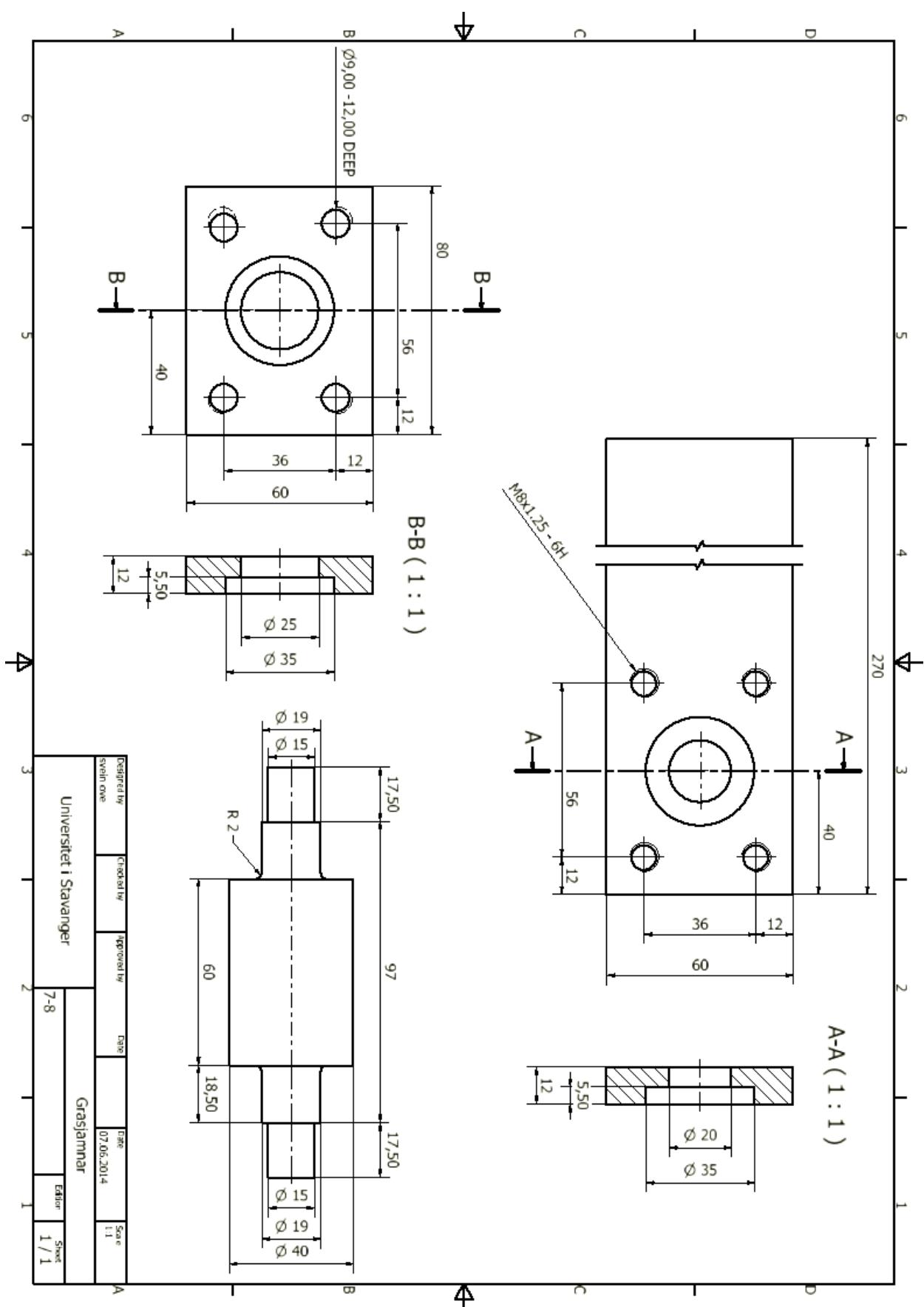


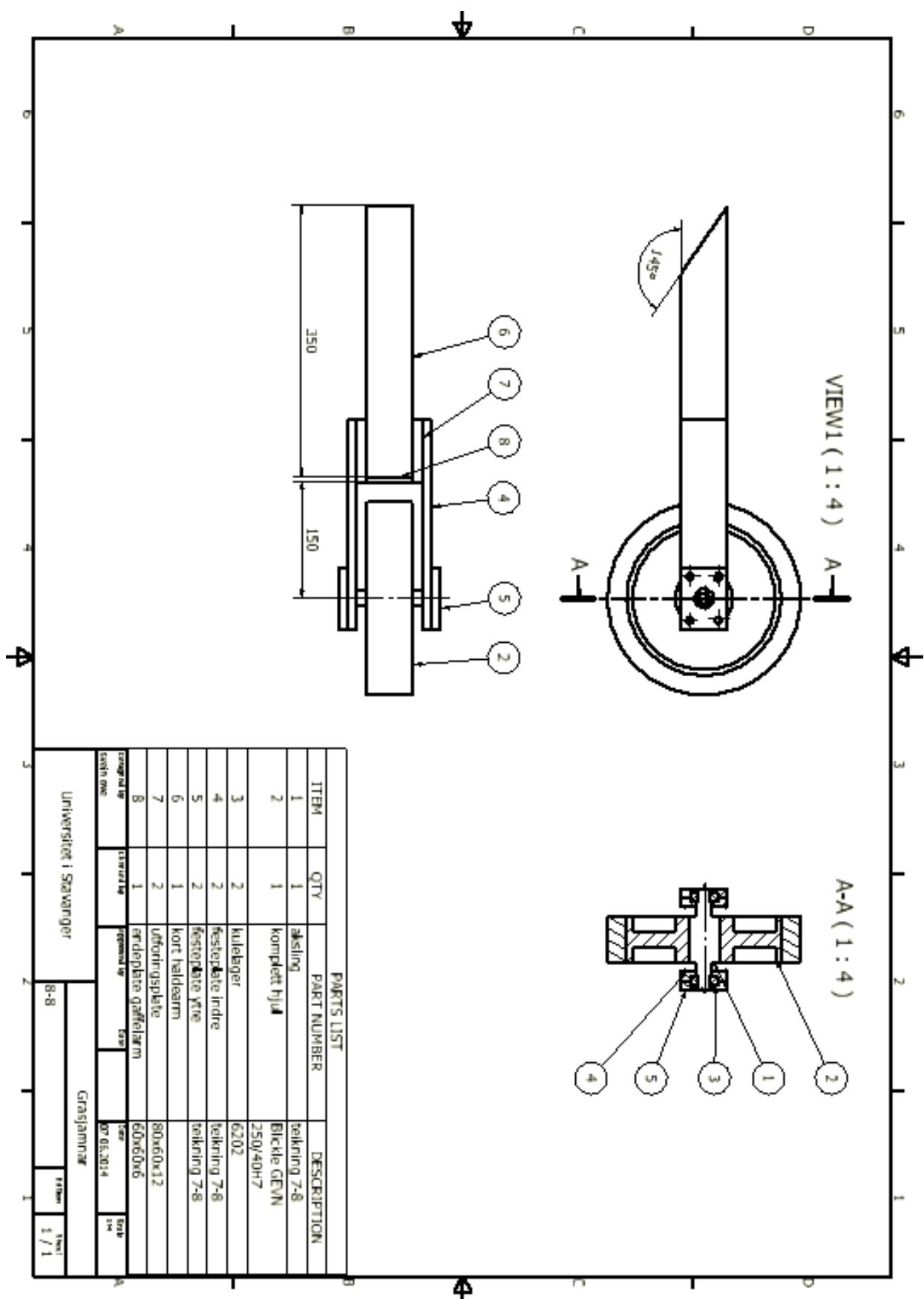




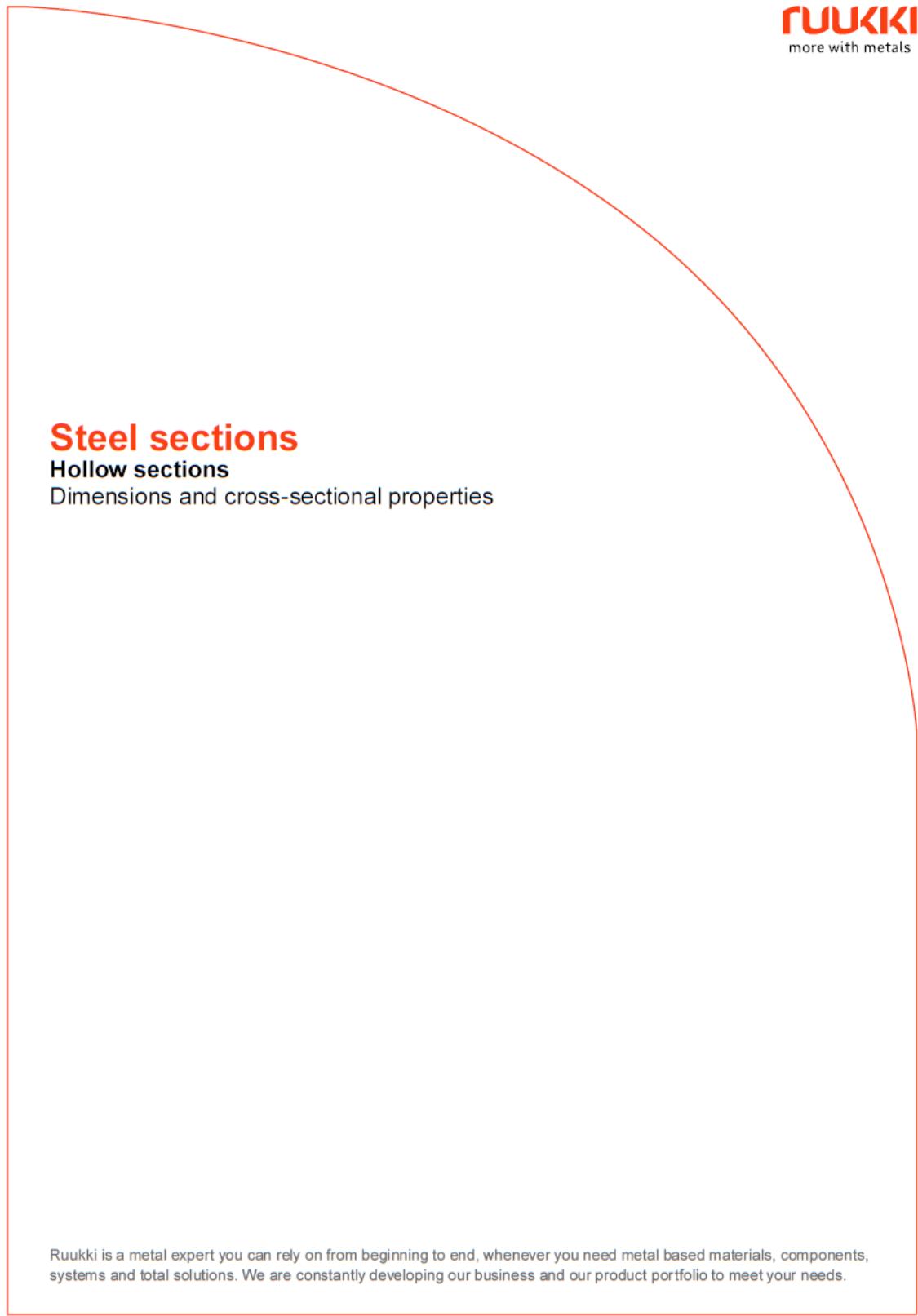








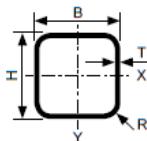
Veddlegg B:



Steel sections
Hollow sections
Dimensions and cross-sectional properties

Ruukki is a metal expert you can rely on from beginning to end, whenever you need metal based materials, components, systems and total solutions. We are constantly developing our business and our product portfolio to meet your needs.

Table 1.
Dimensions and cross-sectional properties. Square hollow sections



M = Weight

A = Cross-section area

 A_e = External surface area

I = Moment of inertia

W = Section modulus

 W_p = Plastic section modulus

i = Radius of gyration

 I_v = Torsion modulus

 W_v = Section modulus in torsion

 Theoretical density = 7.85 kg/dm³

The cross-sectional properties have been calculated by using nominal dimensions H, B and T and corner outer radius R.

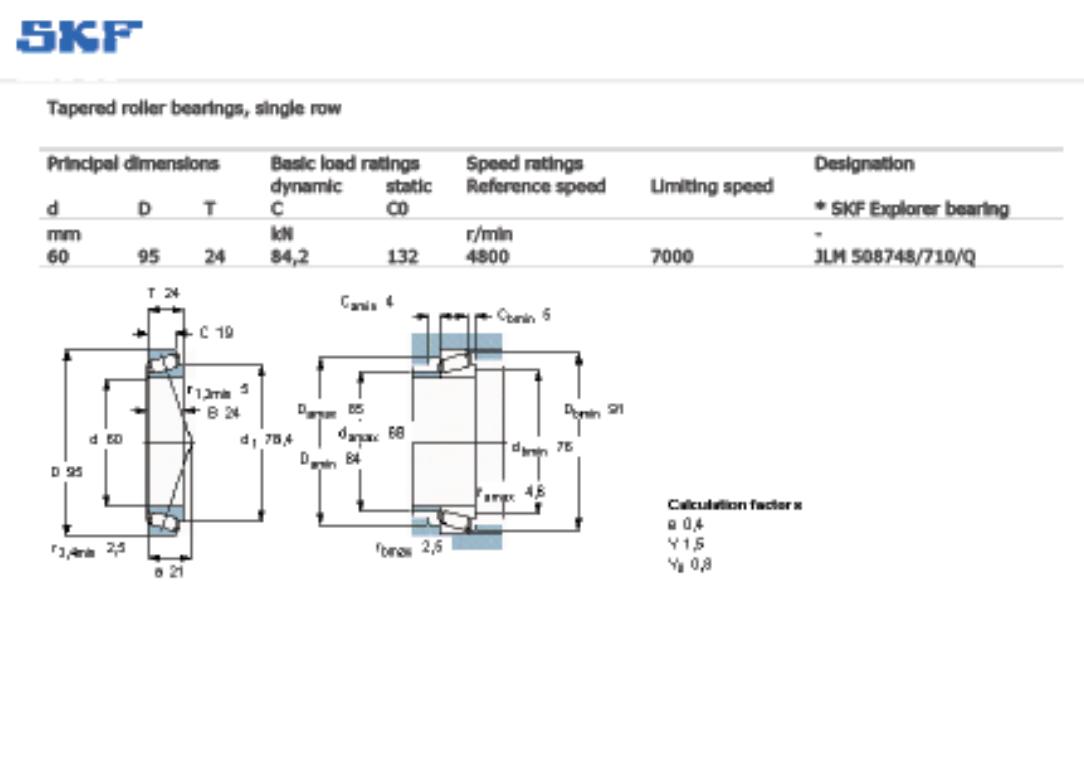
 $R = 2.0 \times T$, when $T \leq 6.0$ mm

 $R = 2.5 \times T$, when $6.0 \text{ mm} < T \leq 10.0$ mm

 $R = 3.0 \times T$, when $T > 10.0$ mm

H x B mm	T mm	M kg/m	A mm ² x 10 ³	A_e m ² /m	$I_x = I_y$ mm ⁴ x 10 ⁴	$W_x = W_y$ mm ³ x 10 ³	$W_{p,x} = W_{p,y}$ mm ³ x 10 ³	$i_x = i_y$ mm x 10	I_v mm ⁴ x 10 ⁴	W_v mm ³ x 10 ³
25 x 25	2.0	1.36	1.74	0.093	1.48	1.19	1.47	0.92	2.53	1.80
25 x 25	2.5	1.64	2.09	0.091	1.69	1.35	1.71	0.90	2.97	2.07
25 x 25	3.0	1.89	2.41	0.090	1.84	1.47	1.91	0.87	3.33	2.27
30 x 30	2.0	1.68	2.14	0.113	2.72	1.81	2.21	1.13	4.54	2.75
30 x 30	2.5	2.03	2.59	0.111	3.16	2.10	2.61	1.10	5.40	3.20
30 x 30	3.0	2.36	3.01	0.110	3.50	2.34	2.96	1.08	6.15	3.58
40 x 40	2.0	2.31	2.94	0.153	6.94	3.47	4.13	1.54	11.28	5.23
40 x 40	2.5	2.82	3.59	0.151	8.22	4.11	4.97	1.51	13.61	6.21
40 x 40	3.0	3.30	4.21	0.150	9.32	4.66	5.72	1.49	15.75	7.07
40 x 40	4.0	4.20	5.35	0.146	11.07	5.54	7.01	1.44	19.44	8.48
50 x 50	2.0	2.93	3.74	0.193	14.15	5.66	6.66	1.95	22.63	8.51
50 x 50	2.5	3.60	4.59	0.191	16.94	6.78	8.07	1.92	27.53	10.22
50 x 50	3.0	4.25	5.41	0.190	19.47	7.79	9.39	1.90	32.13	11.76
50 x 50	4.0	5.45	6.95	0.186	23.74	9.49	11.73	1.85	40.42	14.43
50 x 50	5.0	6.56	8.36	0.183	27.04	10.82	13.70	1.80	47.46	16.56
60 x 60	2.0	3.56	4.54	0.233	25.14	8.38	9.79	2.35	39.79	12.59
60 x 60	2.5	4.39	5.59	0.231	30.34	10.11	11.93	2.33	48.66	15.22
60 x 60	3.0	5.19	6.61	0.230	35.13	11.71	13.95	2.31	57.09	17.65
60 x 60	4.0	6.71	8.55	0.226	43.55	14.52	17.64	2.26	72.64	21.97
60 x 60	5.0	8.13	10.36	0.223	50.49	16.83	20.88	2.21	86.42	25.61
70 x 70	2.5	5.17	6.59	0.271	49.41	14.12	16.54	2.74	78.49	21.22
70 x 70	3.0	6.13	7.81	0.270	57.53	16.44	19.42	2.71	92.42	24.74
70 x 70	4.0	7.97	10.15	0.266	72.12	20.61	24.76	2.67	118.52	31.11
70 x 70	5.0	9.70	12.36	0.263	84.63	24.18	29.56	2.62	142.21	36.65
80 x 80	2.5	5.96	7.59	0.311	75.15	18.79	21.9	3.15	118.52	28.22
80 x 80	3.0	7.07	9.01	0.310	87.84	21.96	25.78	3.12	139.93	33.02
80 x 80	4.0	9.22	11.75	0.306	111.04	27.76	33.07	3.07	180.44	41.84
80 x 80	5.0	11.30	14.36	0.303	131.44	32.86	39.74	3.03	217.83	49.68
80 x 80	6.0	13.20	16.83	0.299	149.18	37.29	45.79	2.98	252.07	56.59
90 x 90	2.5	6.74	8.59	0.351	108.55	24.12	28.00	3.56	170.26	36.23
90 x 90	3.0	8.01	10.21	0.350	127.28	28.29	33.04	3.53	201.42	42.51
90 x 90	4.0	10.50	13.35	0.346	161.92	35.98	42.58	3.48	260.80	54.17
90 x 90	5.0	12.80	16.36	0.343	192.93	42.87	51.41	3.43	316.26	64.70
90 x 90	6.0	15.10	19.23	0.339	220.48	49.00	59.54	3.39	367.76	74.16
100 x 100	2.5	7.53	9.59	0.391	150.63	30.13	34.86	3.96	235.21	45.23
100 x 100	3.0	8.96	11.41	0.390	177.05	35.41	41.21	3.94	278.68	53.19
100 x 100	4.0	11.70	14.95	0.386	226.35	45.27	53.30	3.89	362.01	68.10
100 x 100	5.0	14.40	18.36	0.383	271.10	54.22	64.59	3.84	440.52	81.72
100 x 100	6.0	17.00	21.63	0.379	311.47	62.29	75.10	3.79	514.16	94.12
100 x 100	7.1	19.40	24.65	0.370	340.13	68.03	83.59	3.71	589.17	105.56
100 x 100	8.0	21.40	27.24	0.366	365.94	73.19	91.05	3.67	644.51	114.23
100 x 100	10.0	25.60	32.57	0.357	411.08	82.22	105.25	3.55	749.84	130.10

Vedlegg C:



Vedlegg D: «Maschinenelemente», Pahl 1988, Technische Universität Darmstadt

Kap. 32 Stoffschlüsse Verbindungen

7

1.2 Zulässige Spannungen

SICHERHEITSMARKE "MASCHINENELEMENTE"

Die zulässigen Spannungen werden in Abhängigkeit vom

Pahl. 1988.

- Beanspruchungsfall
- Stoßart und Nahtform

*TECHNISCHE UNIVERSITÄT
DARMSTADT*

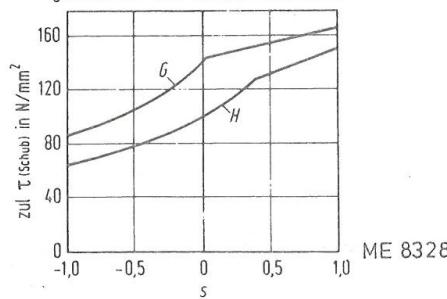
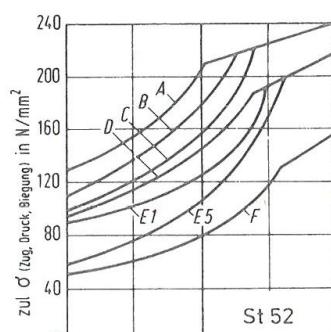
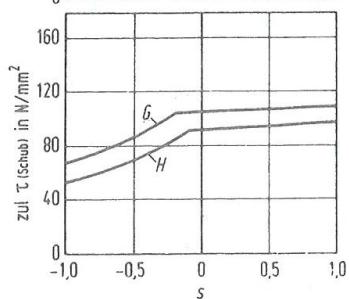
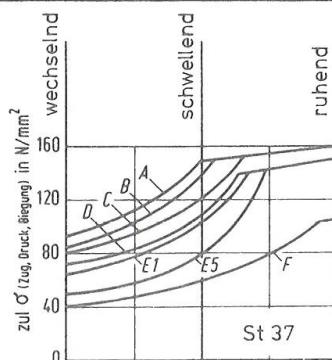
nachfolgenden Diagrammen /1/ entnommen. Die Soll sicherheit ν ist in den Bauteilstfestigkeitsdiagramm bereits enthalten.

Es gilt daher $\sigma_v \leq \sigma_{zul}$

	Grundwerkstoff	Stumpfstoß (Gurtstoß) gleiche Jungleiste	Gurtstoß ungleiche Blechdicke	Stegblech-querstoß (Hauptspng)	Gurtstoß Kastenträger	Rohrstumpfstoß	Rohrverbindung mit Vollrundwerkstoff	winklige Rohrverbindung
Stoß- und Nahtart		Wurzel gegen geschweißt		Wurzel gegen geschweißt	Wurzel unterlegt		Entlastungs-kerbe mit ohne Entlastungs-kerbe	
			ohne Querschnittsübergang			mit mit mit ohne Wurzelunterlage	mit ohne Entlastungs-kerbe	
bearbeitet	Linie A	Durchstrahlung		B durchstrahlt	D stichprobenweise durchstrahlt	Durchstrahlung		
	Linie B ganz			Linie C durchstrahlt		Linie D ganz		
	Linie D Stichproben			Linie E1 durchstrahlt		Linie F Stichproben		
	Linie E1 ohne			Linie Schub G		Linie E1 ohne	E1 E1 E5 F	

	Stumpfstoße in Eckverbindungen			mit Entlastungsflachkerbe	T-Stoß (Halsnaht, Queranschlüsse)	Kreuzstoß (beidseitig geschweißt)
Stoß- und Nahtart	Blechkonstruktion	Profile mit Eckblechen	Profile ohne Eckbleche			
bearbeitet	Linie A durchstrahlt	Linie B durchstrahlt			Richtung xx: C	E1 F F
unbearbeitet	Linie D stichprobenweise durchstrahlt	Linie E1 nicht durchstrahlt	Linie F durchstrahlt	Linie G nicht durchstrahlt	Richtung yy: B	E5 F F
				Linie H Schub:		

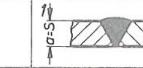
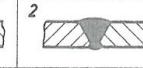
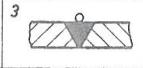
ME 8327



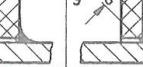
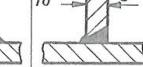
ME 8328

Die Festigkeit wechselbeanspruchter Schweißnähte kann in einer Übersicht nach Niemann /2/ verglichen werden (Nicht zum Festigkeitsnachweis geeignet):

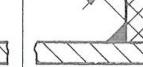
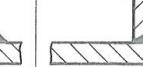
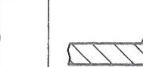
Stumpfstoß

Bezeichnung	Volles Blech	V-Naht	V-Naht wurzelverschweißt	V-Naht bearbeitet	X-Naht	V-Schrägnaht
Schweißzeichen		▽	▽	▽	X	▽
Nahtbild		1 	2 	3 	4 	5 
Beiwert v_1	Zug-Druck	1	0,5	0,7	0,92	0,7
	Biegung	1,2	0,6	0,84	1,1	0,84
	Schub	0,8	0,42	0,56	0,73	0,56

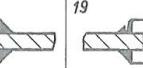
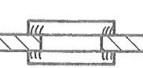
T - Stoß

Bezeichnung	Doppelseitige Voll-Kehlnaht	Doppelseitige Flach-Kehlnaht	Hohl-Kehlnaht	Einseitige Flach-Kehlnaht	Eck-stumpfnaht	Doppelseitige Kehl-stumpfnaht	X-Naht
Schweißzeichen	△△	△△	△△	△	△△	△△	(>)
Nahtdicke	2a	2a	2a	a	S	S	S
Nahtbild	6 	7 	8 	9 	10 	11 	12 
Beiwert v_1	Zug-Druck	0,32	0,35	0,41	0,22	0,63	0,56
	Biegung	0,69	0,7	0,87	0,11	0,8	0,8
	Schub	0,32	0,35	0,41	0,22	0,5	0,45

Eckstoß

Bezeichnung	Einseitige Flachkehlnaht	Doppelseitige Flachkehlnaht	Eck-Stumpfnaht		Eck-X-Naht
Schweißzeichen	△	△△	△	△△	△△
Nahtdicke	a	2a	S	S	2a
Nahtbild	13 	14 	15 	16 	17 
Beiwert v_1	Zug-Druck	0,22	0,3	0,45	0,6
	Biegung	0,11	0,6	0,55	0,75
	Schub	0,22	0,3	0,37	0,5

Laschenstoß

Laschenstoß mit:	Stirnkehlnaht		Flankenkehlnaht	
Nahtdicke	2a	2a	2a	2a
Nahtbild	18 	19 	20 	21 
Beiwert v_1	Zug-Druck	0,22	0,25	0,25
				0,48

BEIWERTE NUR ALS ANHALT - NICHT ZUR BERECHNUNG VERWENDEN !

ME 6559

Vedlegg E: Rapport fra Autodesk Inventor

Stress Analysis Report



Analyzed File:	gaffelarm til analyse.ipt
Autodesk Inventor Version:	2014 (Build 180170000, 170)
Creation Date:	16.05.2014, 11:37
Simulation Author:	vannes
Summary:	

Project Info (iProperties)

Summary

Author	svein ove
--------	-----------

Project

Part Number	gaffelarm til analyse
Designer	svein ove
Cost	kr 0,00
Date Created	24.04.2014

Status

Design Status	WorkInProgress
---------------	----------------

Physical

Material	Steel, Alloy
Density	7,85 g/cm ³
Mass	24,4267 kg
Area	1667080 mm ²
Volume	3111680 mm ³
Center of Gravity	x=30,8099 mm y=-26,9399 mm z=1163,25 mm

Note: Physical values could be different from Physical values used by FEA reported below.

Gaffelarm

General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	16.05.2014, 11:36
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	No

Mesh settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,05
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	Yes

Material(s)

<input checked="" type="checkbox"/>	Name	Steel, Carbon
General	Mass Density	7,87 g/cm ³
	Yield Strength	350 MPa
	Ultimate Tensile Strength	420 MPa
Stress	Young's Modulus	200 GPa
	Poisson's Ratio	0,29 ul
	Shear Modulus	77,5194 GPa
Part Name(s)	gaffelarm til analyse. ipt	

Operating conditions

Pressure:1

Load Type	Pressure
Magnitude	0,003 MPa

Selected Face(s)

Fixed Constraint:1

Constraint Type	Fixed Constraint
-----------------	------------------

Selected Face(s)

Results

Reaction Force and Moment on Constraints

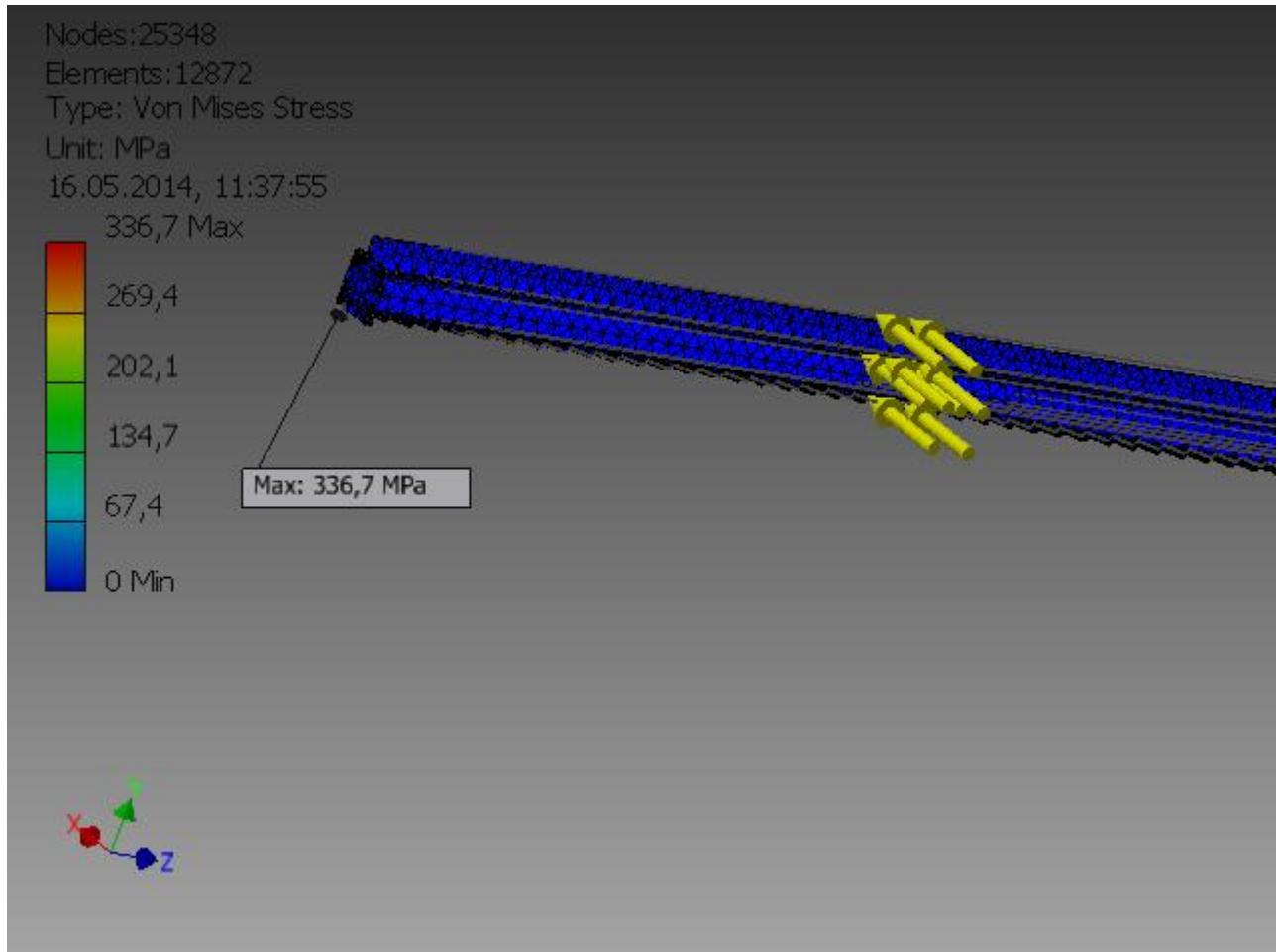
Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	901,125 N	-901,125 N	1087,63 N m	0 N m
		0 N		-1087,3 N m
		0 N		26,911 N m

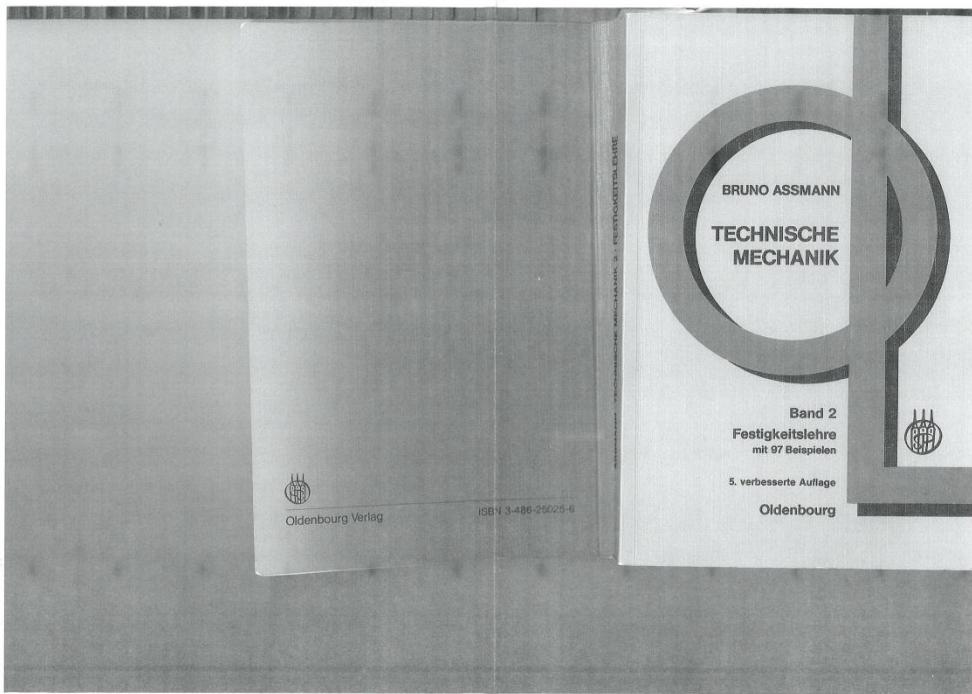
Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	3111680 mm^3	
Mass	24,4889 kg	
Von Mises Stress	0,0436205 MPa	336,747 MPa
1st Principal Stress	-119,183 MPa	495,386 MPa
3rd Principal Stress	-455,796 MPa	138,181 MPa
Displacement	0 mm	13,6596 mm
Safety Factor	1,03936 ul	15 ul
Stress XX	-317,135 MPa	329,937 MPa
Stress XY	-149,937 MPa	125,984 MPa
Stress XZ	-62,4104 MPa	185,154 MPa
Stress YY	-410,083 MPa	370,965 MPa
Stress YZ	-91,384 MPa	112,29 MPa
Stress ZZ	-166,423 MPa	187,786 MPa
X Displacement	-0,00422808 mm	12,4741 mm
Y Displacement	-5,58128 mm	0,00414341 mm
Z Displacement	-0,288264 mm	0,512712 mm
Equivalent Strain	0,000000187591 ul	0,00165872 ul
1st Principal Strain	-0,00000175984 ul	0,00201015 ul
3rd Principal Strain	-0,00186697 ul	0,00000129596 ul
Strain XX	-0,00109481 ul	0,0010468 ul
Strain XY	-0,000967096 ul	0,000812597 ul
Strain XZ	-0,000402547 ul	0,00119425 ul
Strain YY	-0,00157212 ul	0,00144908 ul
Strain YZ	-0,000589427 ul	0,000724273 ul
Strain ZZ	-0,000715322 ul	0,0008421 ul

Figures

□ Von Mises Stress



Vedlegg F: Tabelle 3 Zulässige Spannungen nach BACH in N/mm²


312 Tabellenanhang

 Tabelle 3 Zulässige Spannungen nach BACH in N/mm²

 I ruhende Belastung
 II schwierende Belastung
 III wechselnde Belastung

	St. 37	St. 50	St. 70	GG 14	GG 26	Ms 63	GAISI (Gussstahl)	ACI/CIAG (5)	AISI (Eisenkern)
Festigkeitswerte (Mindestwerte)	OF σ _B σ _{BW} τ _W)	200 ... 250 370 ... 50 — —	270 ... 300 500 ... 600 — —	350 ... 400 700 ... 850 — —	— 140 280 (1) —	260 (1) 460 (1) — —	200 ... 300 350 ... 500 330 ... 340 —	70 ... 110 160 ... 260 340 ... 400 —	130 ... 180 220 ... 250 210 ... 150 —
Zug	—	—	100 ... 150	140 ... 210	210 ... 310	35 ... 45	65 ... 85	120 ... 185	20 ... 30
σ _z zul	—	—	110 ... 150	150 ... 200	200 ... 300	37 ... 50	67 ... 85	110 ... 160	16 ... 28
Druck	—	—	65 ... 100	90 ... 130	130 ... 200	30 ... 50	40 ... 60	130 ... 185	35 ... 55
σ _p p zul	—	—	110 ... 150	130 ... 170	170 ... 210	55 ... 75	110 ... 130	110 ... 160	110 ... 130
Biegung	—	—	65 ... 100	90 ... 140	140 ... 200	30 ... 50	40 ... 60	110 ... 135	35 ... 55
σ _b b zul	—	—	110 ... 165	150 ... 220	230 ... 345	50 ... 70	100 ... 135	115 ... 180	130 ... 170
Verdrehung	—	—	50 ... 100	100 ... 150	150 ... 220	25 ... 35	55 ... 75	90 ... 105	20 ... 28
τ _z zul	—	—	110 ... 150	150 ... 200	200 ... 300	35 ... 50	40 ... 60	60 ... 100	14 ... 21
τ _p p zul	—	—	110 ... 150	150 ... 200	200 ... 300	35 ... 50	40 ... 60	60 ... 100	14 ... 21
τ _b b zul	—	—	110 ... 150	150 ... 200	200 ... 300	35 ... 50	40 ... 60	60 ... 100	14 ... 21
τ _{z, p, b} zul	—	—	110 ... 150	150 ... 200	200 ... 300	35 ... 50	40 ... 60	60 ... 100	14 ... 21

1) Die Werte der Biegefestigkeit bei Grauguss werden für die normale Biegeprüfung am unbearbeiteten Rundstab von 30 mm Dmr. —²⁾. Von den im Schwingungsversuch an kleinen Proben ermittelten Werten sind zur Berücksichtigung des Größe- und des Oberflächeninflusses etwa 25 % in Abzug zu bringen (siehe Abschnitt 11-3). —³⁾ Die Werte gelten bei Grauguss für die Rechteckquerschnitte. Wie Versuche bei BACH gezeigt haben, können für den kreisförmigen Querschnitt um 20 % höhere, für den T-Querschnitt aber um 20 % niedrigere Werte eingesetzt werden. —⁴⁾ Die Werte gelten für bearbeiteten Grauguss für den kreisförmigen Querschnitt. Nach Versuchen von BACH sind sie bei anders geformten Querschnitten wie z.B. zu erhöhen oder zu erniedrigen: bei kreisförmigem Querschnitt um 25 %, bei quadratischem Querschnitt um 40 %, bei rechteckigem Querschnitt um +40 bis +60 %.^{—₅₎} Ausgeführt.

Tabellenanhang 313

Tabelle 4 Übliche Bemessungsfaktoren im allgemeinen Maschinenbau

Belastungsfall	I		II und III
	Werkstoff	zäh, mit Streckgrenze	
Zweckmäßige Grenzspannung	Streckgrenze, Elastizitätsgrenze	Bruchfestigkeit 0,2 Dehngrenze	Dauerfestigkeit
Bemessungsfaktor ν	1,5 ... 3*)	2 ... 4*)	2 ... 4
*) Höhere Werte für Knickung.			

Tabelle 5 Verhältnis von Streckgrenze und Zugfestigkeit

Werkstoff	C-Stahl	Leg. Stahl	Stahlguß	Leichtmetalle
σ_S / σ_B	0,55 ... 0,65	0,7 ... 0,8	≈ 0,5	0,45 ... 0,65

Tabelle 6 Abhängigkeit von Zugfestigkeit und Biege-Wechselfestigkeit für Stahl

σ_B [N/mm ²]	370	420	500	600	700
σ_{BW} [N/mm ²]	170	190	240	280	320

Tabelle 7 Zulässige Abscherspannungen

	Stahl u. seine Legierungen	G. G.	Bronze, Messing	Leichtmetalle
τ_{zul}	~ 0,8 σ_{zul}	~ σ_{zul}	~ 0,8 σ_{zul}	~ 0,6 σ_{zul}
$\tau_{p, b}$ zul	siehe z.B. Tabelle 3			

$$\sigma_z = \text{ZUGFESTIGKEIT}$$

$$\sigma_{bw} = \text{BIEGE-WECHSELFESTIGKEIT}$$

$$\tau_{z, p, b} = \text{SPRENGFESTIGKEIT}$$