



Forord

Dette prosjektet er gjennomført som en del av masterprogrammet i Maskin, prosess-, og produktutvikling ved Instituttet for matematiske realfag og teknologi ved NMBU. Prosjektet er gjennomført i vårsemesteret 2016 med et omfang på 30 studiepoeng for hver student.

I fiskeriindustrien er det vanlig at slaktet fisk blir pakket i kasser, som stables på paller og leveres til andre anlegg for videreforedling. For virksomheter der fisk pakkes ut og videreforedles, har Dynatec AS utviklet et automatisk depalleteringsanlegg. Rundt hver fiskekasse sitter det to plaststroppe som holder lokket fast. Før hver pall kan prosesseres må disse fjernes manuelt, hvilket er et tidkrevende arbeid. Dynatec AS ønsker å utvikle en maskin som fjerner og kutter opp stropper på fiskekasser under depalletering, og har derfor gitt oss denne oppgaven.

Oppgaven inneholder utvikling av maskin for fjerning og kutting av stropper på fiskekasser. Det er gjort et utformings- og dimensjoneringsarbeid, og laget ferdige tegninger for produksjon av funksjonsprototype og prototype.

Fordi den tekniske løsningen er relativt kompleks, innledes det tidlig med å se på selve virkemåten til konstruksjonen vi har designet. Dette gjøres for å gi leseren noe å forholde seg til før den omfattende prosessen, som førte fram til dette produktet, blir gjennomgått. Rapporten fortsetter altså med konseptgenerering med vurdering av ulike muligheter for fjerning og kutting av stropper, og valg av endelig idé. Videre følger utforming og håndberegninger for dimensjonering av maskinen. I tillegg er det gjort FEM-analyse på aktuelle deler. Oppgaven avsluttes med plan og tegninger for produksjon av funksjonsprototype og endelig prototype, og analyse av material- og produksjonskostnader.

Oppgaven kan benyttes som et grunnlag for å fortsette utviklingen av en helautomatisk stroppefjerner. Det legges ved ferdige tegninger for produksjon av funksjonsprototype og prototype, og det gis en grundig forklaring av usikkerhetsmomenter som må testes. Det er også gjort et grundig dimensjoneringsarbeid, som er relevant dersom det må gjøres endringer etter at testene er utført. Det forutsettes i kapittel 7 og 8 en generell kjennskap til dimensjonering og FEM-analyse på ingeniørnivå.

Vi vil rette en spesiell takk til teknisk sjef Josef Filtvedt og selger Tore Enes ved Dynatec AS, for en svært interessant oppgave og gode innspill og veiledning underveis. I tillegg vil vi takke driftsleder Henning Finstad ved Dynatec SMV AS for råd og tilbakemelding vedrørende utforming og tegning av funksjonsprototype. En takk rettes også til overingeniør Tore Ensby, senioringeniør Egil Stemsrud og avdelingsingeniør Gunnar Torp ved NMBU for hjelp og råd til utforming og dimensjonering. Til slutt vil vi takke veileder førsteamanuensis Geir Terjesen for god oppfølging og veiledning underveis.

Ås, 12. mai 2016

Glenn Christian Johansen

Emil Jensen Grøtvik

Sammendrag

Dynatec AS har utviklet et automatisk depalleteringsanlegg for bedrifter innenfor fiskeriindustrien, som kjøper hel fisk i kasser for å videreforedle den. Før fiskekassene kan depalleteres, er det to plaststroppe rundt hver kasse som må fjernes manuelt. Dynatec AS har derfor gitt oss i oppgave å utvikle en maskin som automatisk fjerner og kutter opp stroppe ved depalletering. Prosjektet omhandler hele prosessen fra idéseleksjon til utvikling og design av produkt, med tekniske tegninger og anvisninger.

Hovedmålet med oppgaven er å utrede og utvikle en stroppefjerner for fiskekasser, utforme en rapport og lage en forenklet prototype. Rammene for prosjektet innebærer blant annet at syklustiden ikke skal overstige 3 sekunder, og at enhetskostnaden må holdes lavere enn 300.000 NOK. I tillegg er det svært viktig at produktet blir holdbart, slik at faren for unødvendige reparasjoner og nedetid i depalleteringsanleggene reduseres.

Prosjektet er gjennomført som en litteraturstudie, kombinert med praktisk testing og dimensjonering. Litteraturstudiet hadde fokus på å finne gode produktutviklingsmetoder. Den praktiske testingen var nødvendig for å fastlegge forskjellige tider, friksjonskoeffisienter og krefter. For å sikre at komponentene tåler aktuelle belastninger, ble det gjort håndberegninger underveis. Elementmetodeprogrammene Ansys Workbench og Ansys Classic (APDL) har blitt benyttet for å verifisere enkelte håndberegninger.

Under litteraturstudiet var det to bøker som utmerket seg:

1. Eskild Tjalve, *Systematisk udformning af industriprodukter – Verktøjer for konstruktøren*
2. Stan Kaplan, *An Introduction to TRIZ The Russian Theory of Inventive Problem Solving*

Den første boka beskriver en strukturert produktutviklingsprosess, fra formulering av ønskede egenskaper til ferdig produkt. Den andre boka beskriver blant annet hvordan et komplekst produktutviklingsproblem kan brytes opp og formuleres. Deretter benyttes det tabeller for å se hvordan tilsvarende problemer har vært løst tidligere. Etter at vi hadde utviklet flere idéer for stroppefjerner, ble endelig idé valgt ut i samarbeid med Dynatec AS. Denne går ut på å utnytte bevegeligheten i robotarmen som depalleterer og tømmer fiskekassene i eksisterende anlegg. Løsningen er en liten kompakt enhet som står i ro. Robotarmen fører én og én fiskekasse fra pallene og bort til stroppefjerner. Deretter dras fiskekassene langs bunnen av stroppefjerner, slik at én stroppe om gangen fanges opp av en spiss spade. Så snart en stroppe er fanget opp, blir den kappet, dratt bort og kvernet i én prosess.

Felttestingen viste at stramme stroppe kan trekkes 20-30 mm ut fra siden av fiskekassene. Kraftene som ble brukt videre i beregningene var 500 N mellom knivroll og nedre rull, 40 N på dybdehjul og 20 N på innfestingen av stroppefjerner.

Resultatet av prosjektet er en ferdig dimensjonert manuell funksjonsprototype, der tegninger og anvisninger er levert til Dynatec SMV AS for produksjon. I tillegg har vi laget tegninger og anvisninger for helautomatisk prototype. Stroppefjernerens totale mål er 439 mm, 114 mm og 299 mm, og den veier 18,8 kg. Tiden på en arbeidsoperasjon er estimert til 2,5 s. I kostnadsanalysen kommer det fram at kostnadene for å utvikle og lage funksjonsprototypen er på omtrent 190 000 NOK.

Abstract

Dynatec AS has developed a fully automatic depalletizing construction, for companies in the fishing industry, who buy whole fish in crates, before refining the fish. Two plastic straps have to be manually removed on each crate, before the depalletizing can take place. Dynatec AS has therefore given us the task of developing a machine that removes and recycles the straps in the depalletizing process. The project contains the whole process from selecting the idea, to developing and designing of the product, including technical drawings and instructions.

The main goal of the task was to study and develop a strap remover for fish crates, write a report and make a simplified prototype. The frames of the project include a cycle time under 3 seconds, and holding expenses under 300 000 NOK per unit. It is also very important to make the product durable, so a risk of unnecessary repairs or downtime is kept low.

The project is completed as a litterateur study combined with some practical testing, and dimensioning. The litterateur study focused on finding good product developing methods. The practical testing was necessary to determine different time intervals, friction coefficients and forces. Different hand calculations have been used in the process, to ensure that the components could handle the relevant forces. FEM programs like “Ansys Workbench” and “Ansys Classic (APDL)” were used to verify some of the hand calculations.

Two books were favoured at the litterateur study:

1. Eskild Tjalve, *Systematisk udformning af industriprodukter – Verktøjer for konstruktøren*
2. Stan Kaplan, *An Introduction to TRIZ The Russian Theory of Inventive Problem Solving*

The first book describes a structured product developing process, from defining useful options, to a finished product. The other book includes how a complex problem in product developing can be broken down and reformulated. Then different tables are used to see how similar problems have been solved earlier. After we came up with different ideas for the strap remover, one was selected in cooperation with Dynatec AS. This idea exploits the movement of an existing robot arm, which is used for depalletizing and emptying crates, in the existing construction. The solution is a small compact unit, which is stationary. The robot arm leads the fish crates, from the pallets to the strap remover, one by one. Then the fish crates are dragged along the bottom of the strap remover, so a pointy spade catches the straps, one strap at a time. As soon as a strap gets caught, it is cut, pulled away and chopped, all in one process.

The field tests showed that tightly fastened straps can be pulled 20-30 mm, away from the side of a fish crate. The forces that were used for the calculations was 500 N between knife roller and lower roller, 40 N on the depth wheel and 20 N on the strap removers mounting.

The result of the project is a fully dimensioned, simplified function prototype. Drawings and instructions have been delivered to Dynatec SMV AS, ready for production. In addition, we have made drawings and instructions for a fully automatic prototype. The strap remover's total measurements are 439 x 114 x 299 mm, and it weighs 18,8 kg. The cycle time is estimated to 2,5 seconds. The result from the cost analysis shows approximately 190 000 NOK, including development and manufacturing expenses for the simplified function prototype.

Innholdsfortegnelse

1. Innledning.....	1
1.1. Bakgrunn.....	1
1.2. Oppdragsbeskrivelse.....	1
1.3. Konkurrerende løsninger.....	2
1.4. Markedsbehov og potensiale.....	3
1.5. Problemstillinger og teknologiske flaskehalsar.....	5
1.6. Kvalitetssikring.....	6
2. Beskrivelse av endelig produkt.....	7
2.1. Oppbygging.....	7
2.2. Virkemåte.....	8
3. Prosjektplan.....	9
3.1. Prosjektmaalsettinger og begrensninger.....	9
3.1.1. Hovedmaal.....	9
3.1.2. Delmaal.....	9
3.1.3. Begrensninger.....	9
4. Metodebeskrivelse.....	10
4.1. Symboler og terminologi.....	10
4.1.1. Viktige begreper.....	10
4.1.2. Symboler og enheter.....	10
4.1.3. Beregningsformler.....	16
4.2. Metodebruk og løsningsverktøy.....	20
5. Produktspesifisering.....	23
5.1. Produktmaalsetting.....	23
5.2. Problemanalyse ved vektning av ønskede egenskaper.....	23
5.3. Sikkerhet og gjeldende regelverk.....	24
6. Konseptgenerering.....	25
6.1. Hovedfunksjoner.....	25
6.2. Delfunksjoner og midler.....	25
6.2.1. Kutte stroppene.....	27
6.2.2. Ta av stroppene.....	28
6.2.3. Pakke sammen stroppene.....	29
6.3. Prinsipielle strukturer.....	29
6.4. Kvantitative strukturer.....	36
6.4.1. Klippe av, motgående ruller og kvern.....	37
6.4.2. Sage av, gripeverktøy og kvern.....	38
6.4.3. Sage av, motgående ruller og kvern.....	42
6.4.4. Varme, motgående ruller og kvern.....	52
6.4.5. Varme, suge og smelte sammen.....	53
6.4.6. Rive av, gripeverktøy og kvern.....	54
6.4.7. Klippe av motgående ruller og kvern.....	55
6.4.8. Klippe av, gripeverktøy og kvern.....	56

6.4.9. Skjære av, gripeverktøy og kvern.....	61
6.4.10. Klippe av, elektromagnet og kvern.....	62
6.5. Felttesting av idéer.....	63
7. Valg av idé.....	66
7.1. Valg av prinsipiell struktur.....	66
7.2. Valg av kvantitativ struktur.....	68
7.2.1. Beskrivelse av problemet og ideell løsning.....	68
7.2.2. Løsning ved abstrahering.....	70
7.3. Endelig idé (kvantitativ struktur).....	71
8. Grunnlag form.....	73
8.1. Syklustid.....	73
8.2. Eksperimentelt fastlagte verdier.....	74
8.3. Vurdering av brukspåkjenninger.....	78
8.3.1. Utforming av spade.....	78
8.3.2. Rytter og dybdehjul.....	79
8.3.3. Utforming av nedre rull.....	80
8.3.4. Opplagring av nedre rull.....	80
8.3.5. Innfesting av lagre til nedre rull.....	81
8.3.6. Knivrulle.....	82
8.3.7. Oppsummering.....	84
8.4. Materialer.....	85
8.5. Dimensjonering.....	85
8.5.1. Utforming av spade.....	86
8.5.2. Rytter.....	91
8.5.3. Utforming av nedre rull.....	92
8.5.4. Opplagring av nedre rull.....	96
8.5.5. Lagerhus.....	100
8.5.6. Skruer til lagerhus.....	102
8.5.7. Ramme.....	106
8.5.8. Øvre del av ramma.....	113
8.5.9. Dybdehjul.....	118
8.5.10. Friksjonskraft fra stropp på knivrulle.....	122
8.5.11. Hylse.....	123
8.5.12. Utforming av motorfeste og knivrulle.....	124
8.5.13. Utforming av gummibelegg.....	132
8.5.14. Valg av elmotor og beregning av syklustid.....	133
8.5.15. Hengsel og messingforing.....	137
8.5.16. Valg av luftsylinger og festeledd.....	139
8.5.17. Demping.....	141
8.6. Overflate.....	143
8.7. Totalform.....	144
8.7.1. Vurdering av totalform.....	144
8.7.2. Endring av totalform.....	144
8.7.3. Dimensjonering av endring i totalform.....	147

8.8. Dimensjonering av funksjonsprototype	151
8.8.1. Drillaksel og sveiv	151
8.8.2. Momentarm.....	152
8.9. Sensor for prototype.....	154
9. Strukturoptimering (Ansys)	156
9.1. Analyse av sideplater (Ansys Workbench)	156
9.2. Modellering av knivrulle i Ansys Mechanical APDL.....	159
10. Produksjon av funksjonsprototype	163
10.1. Visualisering	163
11. Presentasjon av løsning	165
11.1. Visualisering	165
11.2. Produksjonsmetoder	172
11.3. Enhetskostnader for prototype.....	175
12. Diskusjon.....	177
12.1. Konseptutviklingsarbeidet og forbedringsarbeidet.....	177
12.2. Designrevisjon, produksjon og kostnadsreduksjon	177
13. Konklusjon	179
13.1. Resultater og anbefalinger	179
13.2. Videre arbeid	179
14. Referanser.....	181
14.1. Skriftlige kilder	181
14.2. Personlige referanser	182
14.3. Nettkilder	182
15. Vedlegg	184

1. Innledning

I følgende kapittel kommer en beskrivelse av hva som dannet bakgrunnen for prosjektet, etterfulgt av selve oppgaven. Videre har vi sett på eksisterende produkter som delvis kan være konkurrerende løsninger, og behovet for et slikt produkt i markedet. Til slutt har vi sett på problemstillinger og teknologiske flaskehalsar og kvalitetssikringen som er gjort av produktet og rapporten.

1.1 Bakgrunn

Innenfor fiskeriindustrien er det vanlig at fisken slaktes og pakkes ned i kasser, som stables på paller. Deretter sendes pallene til andre anlegg, som kjøper hel fisk i kasser. Der blir kassene depalletert og fisken pakket ut, før den videreføres. Tidligere var dette en manuell prosess, som var fysisk krevende for arbeiderne. Derfor har Dynatec AS utviklet og solgt automatiske depalleteringsanlegg. Rundt hver fiskekasse sitter det to stropper. Disse må fjernes manuelt, før depalleteringen kan starte. Dynatec AS har derfor lenge hatt et ønske om å utvikle en automatisk stroppefjerner, slik at prosessen kan effektiviseres ytterligere. Oppgaven er derfor å utvikle en maskin som fjerner og resirkulerer stropper på fiskekasser under depalletering.

1.2 Oppdragsbeskrivelse

Mastergradsoppgave:

Tittel: Utvikling av maskin som fjerner og resirkulerer stropper på fiskekasser under depalletering.

Oppgavegiver: Dynatec AS som skaper rasjonelle produksjonsløsninger for matindustrien i Norden, ved Josef Filtvedt og Tore Enes.

Bakgrunn: Dynatec har utviklet et fiskepakkeanlegg for fiskeriindustrien. I forbindelse med depalletering av fiskekasser er det i dag manuell fjerning av stropper, og det eksisterer et ønske om å effektivisere prosessen.

Oppgave: Det er ønskelig å finne en mer effektiv løsning som gjør at stroppene ikke må fjernes manuelt. En pall består av 27 kasser. Hver kasse har 2 stropper, altså 54 stropper totalt. Metallstropp er ikke av relevans, kun en type plaststropp. Stroppen skal frigjøres så effektivt som mulig, og tiden til rådighet på denne prosessen er 3 sekunder pr. kasse. Etter fjerning skal den kuttes opp og resirkuleres. Fiskekassene brukes kun en gang, og blir kvernet etter bruk. Løsningen skal være modulbasert, med hurtigkobling for service. Det er krav til enkelt vedlikehold og at den skal være vaskbar. Enhetskostnaden skal ikke overstige 300.000 NOK.

Relevante standarder, direktiver og pensum:

- Maskindirektivet 2006/42/EF.
- 2004/108/EG, EMC (elektromagnetisk kompatibilitet)
- 2006/95/EG, LVD (lavspenningsdirektivet)
- Ved behov er organ varslet (EF-typegodkjenning/fullstendig kvalitetssikring).
- NS EN ISO 12 100-1, -2 (Maskinsikkerhet, allmenne konstruksjonsprinsipper)
- NS EN ISO 14 121-1 (Risikovurdering)

- NS EN 13857 (Sikre avstander til faresoner for de nedre kroppsdeler)
- NS EN 349 (Minsteavstander for å unngå knusing av kroppsdeler)
- «Systematisk utforming af industriprodukter», Eskild Tjalve
- «Systematic innovation, an introduction to Triz», Terninko



Figur 1.2: Depalletering av fiskekasser der stroppene er fjernet manuelt ³⁶).

Momenter som skal dekkes i rapporten:

- Finne fram til et konsept ved hjelp av tilstrekkelig løsningsrom som inneholder alle relevante løsningsalternativer.
- Prosesstrinn for utviklingen, fra konsept til ferdig produkt.
- Beregne hastigheter og krefter som er dimensjonerende.
- Tekniske data, modeller og tegninger for prototypeproduksjon.
- Praktiske felttester og forslag til forbedringer.
- Kostnadsanalyse for prototype og produksjon

1.3 Konkurrerende løsninger

Båndkutter: Det er mulig å implementere denne i løsningen for å spare kostnader på å unngå utvikling og produksjon av noe som allerede eksisterer.



Figur 1.3.1: Signode's «Båndtygger»

Båndkutteren produseres i Sverige, og prisen er ca. 25.000 NOK. Den har en åpning på 19 x 55 mm på framsiden, hvor stroppen trekkes inn med matehastighet på 400 mm/sek. De kappede bitene som kommer ut på undersiden har lengde på 50 mm. Motoren trekker 2,2kW fra et 400 V anlegg. Målene på hovedenheten er 598 x 458 x 686 mm (HxBxD). Benene som den står på måler 1090 x 755 mm (BxH), og er tiltenkt en oppsamlingstank som må kjøpes separat. Enheten er ikke rustfri, så den burde enten rustbehandles med olje eller lakk for å unngå kortere levetid. Den er laget for innmating for hånd, og framstår som en allsidig løsning, men den er likevel ikke spesialisert nok for oppgaven. Energiforbruket er også høyt. (Se valg av prinsipiell struktur)

Manuelle knivløsninger: Dette er det eksisterende «nullkonseptet» man ønsker å erstatte.

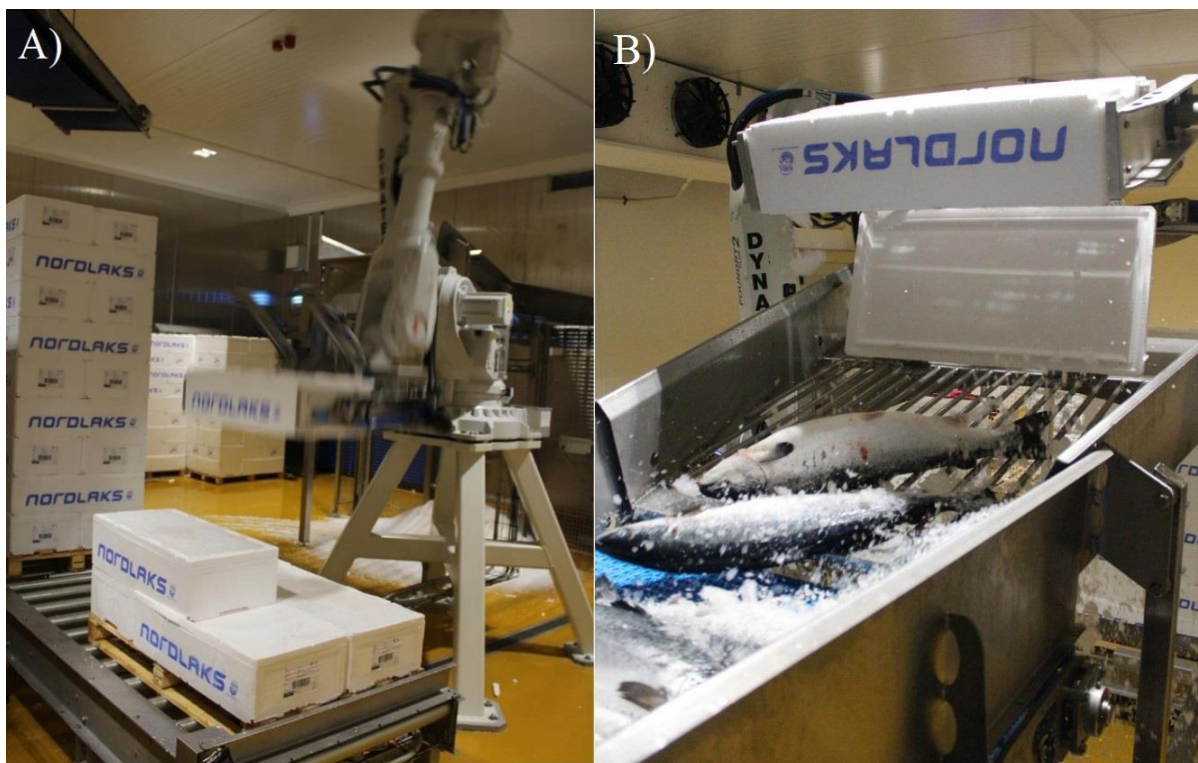


Figur 1.3.2: Martor's «Secumax combi»

Kniven produseres i Tyskland, og prisen er ca. 175 NOK. Håndtaket er laget av plast forsterket med glassfiber, og den har en spiss krok som skrapes langs kassen slik at man får tak under stroppen. I hjørnet på kroken er det et utskiftbart «standard tapetknivblad» som kutter stroppen i to. Dimensjonene er 155 x 11 x 54 mm (LxBxH). Løsningen er enkel og effektiv til selve kuttingen. Andre oppgaver som fjerning og makulering må gjøres for hånd. Det brukes ca. 6 min for å kutte og fjerne stroppe på en pall.

1.4 Markedsbehov og potensiale

Dynatec har lang erfaring innen robotanlegg til matindustrien. Det startet med at Brødrene Karlsen AS på Senja bestilte nye hygienebaner, men de framla også et sterkt ønske om å løse den såkalte «depalleteringen» mer effektivt. Det gikk ut på å ta EPS kasser fra en europall, ta av lokket, for deretter å splitte fisk fra is. Gjort manuelt krevde jobben ca. 1,5 - 2 årsverk. Arbeiderne måtte strekke seg for å nå de øverste kassene, og rundt 1500 kasser ble behandlet hver dag; noe som generelt ga slitasjeskader og høyere sykefravær. Det hele resulterte i at Dynatec produserte, tilpasset og solgte et depalleteringsanlegg. Dynatec ønsker å bli en større aktør innen fiskeriindustrien ved å kunne tilby liknende produkter også andre steder.³⁵⁾



Figur 1.4.1: Depalleteringsrobot hos Brødrene Karlsen AS. På bilde A ser man robotarmen som griper kassene fra pall. B viser at lokket fjernes samtidig som kassen vendes opp ned ³⁶).

Kunden kunne frigjøre ca. 2 personer fra tungt arbeid. Depalleteringsanlegget er likevel ikke fullautomatisk, noe som muligens kan ha skremt bort potensielle kjøpere. Før hver pall kan prosesseres må man fjerne de to plaststroppene som sitter på hver kasse manuelt. Dette er tidkrevende, og ødelegger for et helautomatisk brukergrensesnitt. Hvis det i dag brukes 6 minutter på en samlet pall, og det er 33 paller med fisk, vil det ende med litt over 3 timer med manuell jobbing. Ved isteden å klare hver kasse på 3 sekunder rett før lokket fjernes, gitt at det er 27 kasser på en pall, vil man ende med litt under 45 min automatisert arbeid. Da er en flaskehals borte og samme jobben gjøres ca. 4 ganger mer effektivt. Selv om robotcelleanlegget fungerer i dag, er det tenkelig at det eksisterer et behov for en automatisk stroppefjerner.

Tabell 1.4: Her ser man en foreløpig liste over det økonomiske potensialet for depalleteringsanlegget og stroppefjerner.

Beskrivelse	Antall	Pris (NOK)
Enhetspris depalleteringsanlegg	31	2 500 000
Hvorav enhetspris på stroppefjerner	31	300 000
Sum potensiale		77 500 000



Figur 1.4.2: Bildet viser en av lastebilene til Marine Harvest, med fisk på vei til Polen ³⁴).

Det går mot å bli stadig færre fiskeslakterier i Norge, siden eksporten utenlands øker. Derfor er det mye pågang på de resterende slakteriene. Norsk Sjømat Stranda slakter eksempelvis mellom 70-100 tonn fisk om dagen. De kjøper hel fisk i kasser til markedspris, på det åpne markedet. De største produsentene står selv for videreforedlingen, samt alle ledd i prosessen så det ferdige produktet kan pakkes i kasser. Andre leverer slaktet fisk til f.eks. Brødrene Karlsen. Dynatec ønsker også å selge palleteringsanlegg til slike kunder. De pakker fisk som transporteres med trailer rundt om i Norge, eller over grensa og videre til Russland og Øst-Europa. «I 2013 ble det lastet opp om lag 130 trailere hver eneste dag.» Dersom man regner med en årlig økning på 10% resulterer det i litt over 170 trailere pr. dag. Med tanke på at alle disse må tømmes ett sted, vet man at det potensielle markedet for produktet er stort i Europa. Hvis noen av kundene viser sterke konkurransefordeler på effektivitet, kunne man anta at etterspørselen øker raskt. Så langt er det solgt 1 stk. palleteringsanlegg til Flakstadvåg laks, og 1 stk. depalleteringsanlegg til Brødrene Karlsen. ³⁴

1.5 Problemstillinger og teknologiske flaskehalser

Bruksmessige utfordringer:

- **Pålitelig:** Produktet skal være en del av en depalleteringsløsning som skal konkurrere i Norden. Derfor er det viktig at systemet fungerer ned til hver minste detalj, ellers kan kasser hopes opp og kunden blir misfornøyd.
- **Fleksibel:** Depalleteringsanlegget blir solgt og installert hos kunder med ulik struktur på arbeidslokalene, så produktet burde ha en viss grad av fleksibilitet slik at potensielle kunder kan tilbys et godt implementert system.
- **Pris:** Prisen burde være på et nivå som gjør det lønnsomt å erstatte nåværende løsninger.

Teknologiske utfordringer:

- **Konkurransedyktig:** Stroppekutteren skal konstrueres slik at den er så optimal som mulig for å løse oppgaven. Et systematisk valg av utformingen blir derfor nødvendig, slik at konkurrentene ikke finner en bedre måte å løse oppgaven på.
- **Vedlikehold:** Komponentene bør være mulig å demontere, så deler kan rengjøres.
- **Materiale:** Man må ta høyde for korrosjon og slitasje når materialer velges.
- **Dimensjonering:** De ulike komponentene må dimensjoneres etter de aktuelle belastningene.
- **Lovlig:** Forskrifter og lover skal følges for at produktet skal kunne selges og at det er sikkert for forbrukeren.
- **Effektiv:** Syklustiden skal helst være 3 sekunder eller mindre for hver kasse, for at det ikke skal bli en flaskehals.

1.6 Kvalitetssikring

Kvalitetssikring rapport: Rapporten er gått gjennom, og det er lest korrektur. Referanser, tabellnummer, figurnummer, formelnummer og sidetall er sjekket to ganger. Utregningene har blitt kontrollert to ganger, og det har blitt vurdert om svarene er fornuftige i forhold til hva som var forventet. Det er også kontrollert at alle symboler og formler har kommet med i symbol- og formellisten.

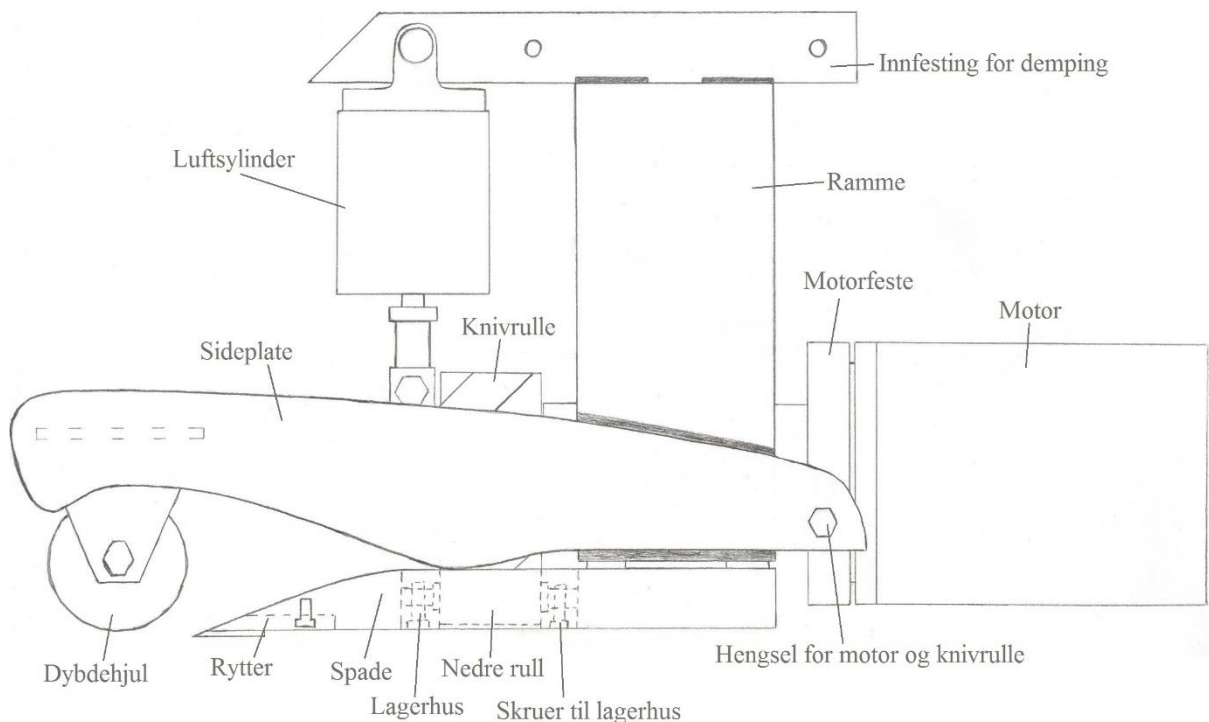
Kvalitetssikring produkt: Kravspesifikasjonene er diskutert i samråd med oppdragsgiver på jevnlig møter. Det har blitt benyttet sikkerhetsfaktorer i samsvar med oppdragsgivers anbefalinger. FEM-beregningene er kontrollert mot håndberegninger. Maskinen skal stå i en sikkerhetssone, derfor er det ikke aktuelt med sikring i forhold til personsikring.

2. Beskrivelse av endelig produkt

Hensikten med dette kapittelet er å gi leseren en oversikt over den relativt komplekse konstruksjonen som er utviklet. Dette vil forhåpentligvis lette forståelsen i de kommende kapitler, hvor produktutviklingsprosessen beskrives.

2.1 Oppbygging

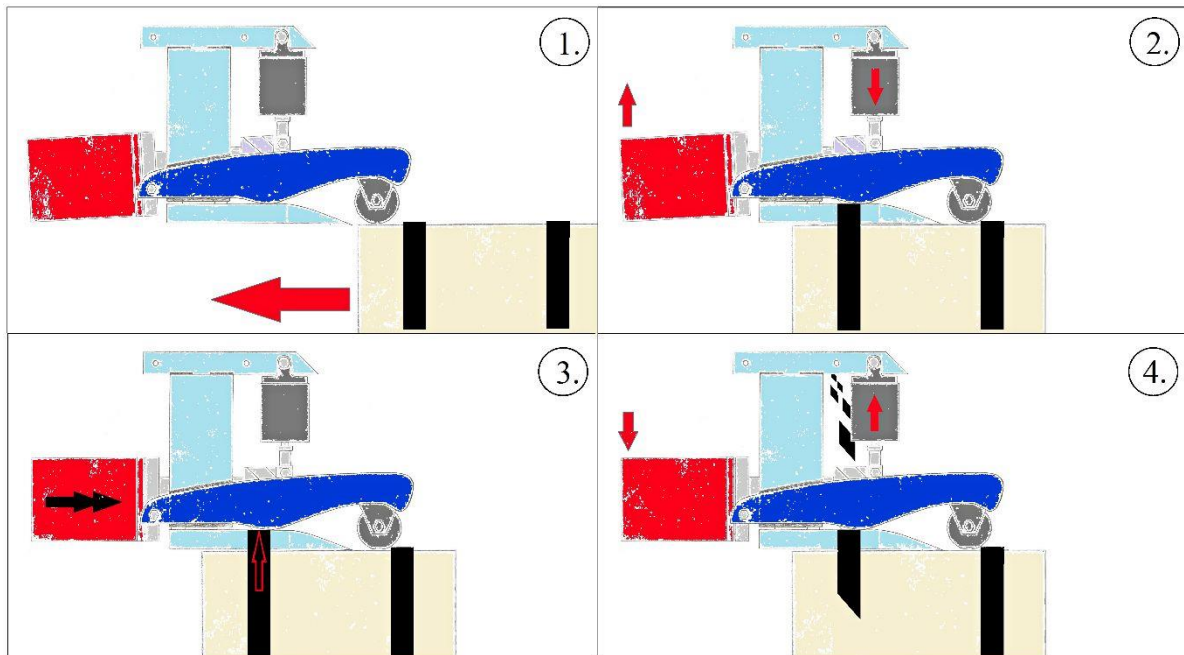
Konstruksjonen består først og fremst av en spade og en knivrulle. Spadens oppgave er å føre stroppen over den nedre rullen. Knivrulla ruller mot den nedre rullen, slik at stroppene kuttes opp og dras av fiskekassa i én prosess. For å sikre at stroppene aldri vil kunne komme under spaden, sitter det en liten kniv eller rytter i fronten på spaden. Den skjærer seg litt ned i fiskekassene, slik at den kommer under stroppene. Dermed vil stroppene komme over spaden selv om det skulle være ujevnheter i fiskekassene. Fordi noen stropper kan sitte helt i enden av fiskekassene, må alltid hele langsiden av fiskekassene føres langs stroppefjernerens. Derfor har maskinen et dybdehjul, for å forhindre at fiskekassene butter i fronten av spaden. På toppen av stroppefjernerens er det et dempesystem, som fjærer sammen for å justere maskinen etter fiskekassenes overflate. Hvis en fiskekasse er større enn de andre, vil dybdehjulet sørge for at stroppefjernerens fjærer mer. Oppgavene til sideplatene er å holde dybdehjulet og hengselet til motorfestet, og i tillegg skal de føre stroppene under knivrulla dersom de er slakke. Uten sideplatene ville det vært fare for at svært slakke stropper kunne hengt seg fast foran knivrulla. Luftsylinderen sørger for å løfte knivrulla, slik at stroppene kan komme under. Motoren driver knivrulla rundt, slik at stroppene kvernes.



Figur 2.1: Håndtegning av stroppefjerner med navn på de ulike delene.

2.2 Virkemåte

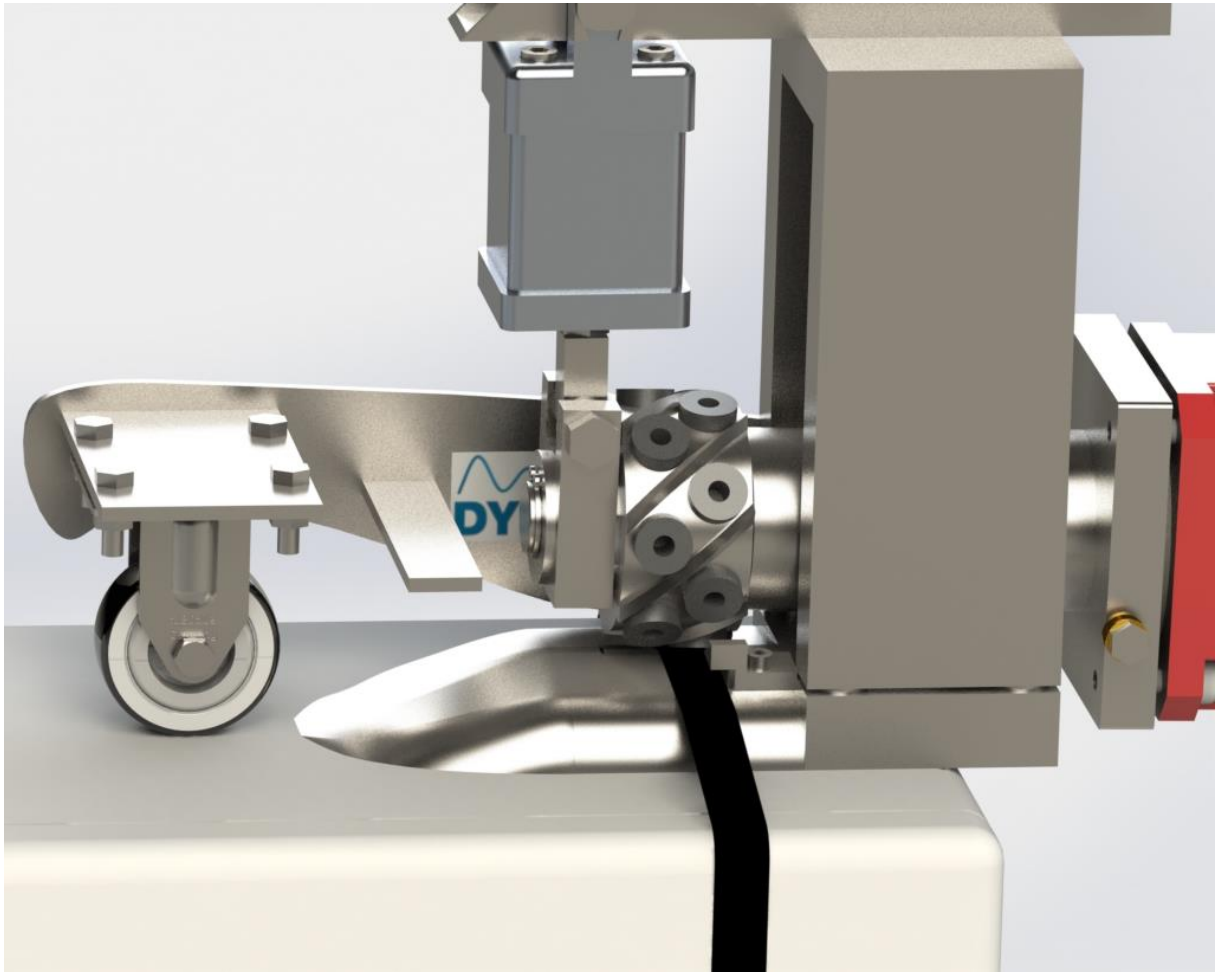
I eksisterende depalleteringsanlegg, er det en robotarm som løfter én og én fiskekasse av pallene. Deretter snur den kassene opp ned over et transportbånd, slik at fisken detter ut. Siden fiskekassene allerede beveges av en robotarm, er stroppefjerner en enhet som står i ro. Stroppefjerner settes opp mellom der pallene føres inn, og der fisken tømmes på transportbåndet. For hver fiskekasse som løftes av pallene, gjøres prosessen beskrevet i figur 2.2.1. Deretter tømmes fisken på transportbåndet.



Figur 2.2.1: Funksjonstegneserie av stroppefjerner. 1. Kassen føres først mot dybdehjulet, og deretter beveges den mot venstre. 2. Knivrulla presses ned. 3. Knivrulla roterer så stroppen kuttet opp. 4. Knivrulla løftes, og er klar for neste stroppe. Stroppen blir til små biter som samles opp i en beholder.



Figur 2.2.2: Hvordan fiskekassene vil føres langs stroppefjerner.



Figur 2.2.3: Viser stroppefjernerens fra siden. Den ene sideplata er fjernet, for å vise knivrolla. Stroppen kuttes opp mens kassa er i kontinuerlig bevegelse.

3. Prosjektplan

Her har vi satt opp hvilke hovedmål og delmål vi har for prosjektet. For at vi skal komme i mål og levere rapporten innen den satte fristen, har vi også laget en tids- og arbeidsplan med milepeler. Denne er lagt ved som vedlegg. I tillegg har vi satt opp de begrensningene vi har vært nødt til å gjøre for å komme i mål med prosjektet.

3.1 Prosjekt målsettinger og begrensninger

3.1.1 Hovedmål

Hovedmålet med denne oppgaven er å utrede og utvikle en stroppefjerner for fiskekasser, utforme en rapport og lage en forenklet prototype. Den skal effektivisere en depalleteringsrobot utviklet av Dynatec AS, som erstatter en manuell løsning i eksisterende anlegg for automatisert fiskefiletering. Rapporten skal inneholde hele prosessen fra ideseleksjon til utvikling og design av produkt med tekniske tegninger og anvisninger.

3.1.2 Delmål

- Dokumentere valgene mot en optimalisert ide ved å følge «Tjalves idesyntese».
- Gjøre nødvendige beregninger mot et praktisk, lovlig, miljømessig og økonomisk fordelaktig design.
- Framstille 3D tegninger for styrkeanalyse, tekniske konstruksjonstegninger og visuell rendering.
- Gjøre klart for produksjon av forenklet prototype for testing og evaluering.
- Lage en rapport som tar for seg arbeidet og resultatene.

3.1.3 Begrensninger

- Det blir ikke gjort tester av funksjonsprototype.
- Det blir ikke i detalj sett på styringssystemer og sensorer for enheten.
- Siden maskinen skal stå i en sikkerhetssone, blir det ikke sett på sikring i forhold til personskaade.

4. Metodebeskrivelse

I dette kapittelet skal man beskrive de ulike begrepene, enhetene, formlene, og til slutt metodene som er brukt. Eskild Tjalves «Produktsyntese» og den russiske «SUH-metoden» blir forklart. Videre ser man på Altshullers «Løsning ved abstrahering» samt «Formvariasjon».

4.1 Symboler og terminologi

Videre kommer lister over begreper, enheter og formler, som er blitt brukt i rapporten.

4.1.1 Viktige begreper

Tabell 4.1.1: Ulike terminologier og forkortelse brukt i rapporten.

Terminologi	Betegnelse
CNC	Datamaskinbasert numerisk styring
APDL	Ansys parametrisk design språk
Abstrahere	Trekke ut hovedproblemer og identifisere kategoriene
SUH	System, nytteeffekter, skadeeffekter
Prinsipiell struktur	Løsningsalternativ uten hensyn til dimensjoner og plassering
Kvantitativ struktur	Løsningsalternativ mer spesifikt, uten hensyn til utforming
Funksjonsprototype	Forenklet prototype. For å teste enkelte funksjoner

4.1.2 Symboler og enheter

Tabell 4.1.2: Ulike symboler med betydning og tilhørende SI-enhet til beregningene.

Symbol	Betydning	SI-enhet
t	Tid	s
t_1	Tiden under akselerasjonsfasen	s
t_2	Tiden under driftsfasen	s
t_{tot}	Total delsyklustid for rotasjonsbevegelsen	s
F	Kraft, generelt	N
F_P	Parallellkraft	N
F_R	Friksjonskraft	N
F_g	Gravitasjonskraft	N
F_N	Normalkraft	N
F	Kraft, generelt	N
F_i	Aksialkraft i skrue uten belastning	N
F_{tot}	Kraft, totalt	N
F_T	Kraft i forspent skrue forårsaket av last	N
F_m	Middelkraft	N
F_{ampl}	Amplitudekraft	N
F_{fb}	Kraft som kan holdes av friksjonsforbindelse	N
F_A	Kraft i punkt A	N
F_B	Kraft i punkt B	N

Tabell 4.1.2: Fortsettelse

Symbol	Betydning	SI-enhet
F_C	Kraft i punkt C	N
C	Største dynamiske last (SKF-lagre)	N
C_0	Største statiske last (SKF-lagre)	N
P_u	Utmatningslastgrense (SKF-lagre)	N
$F_{trekkraft}$	Maks kraft for å trekke stropp av kasse	N
$F_{tangent}$	Tangentiell kraft	N
F_{N1} (y-retning)	Kraft på stropp i y-retning ved ekstremalpunkt 1	N
F_{N2} (y-retning)	Kraft på stropp i y-retning ved ekstremalpunkt 2	N
F_{stropp} (x-retning)	Kraft på stropp i x-retning	N
R_A	Oppplagringskraft A ved luftsylander	N
R_B	Oppplagringskraft B ved hengsel	N
F_b	Kraft forårsaket av moment	N
F_y	Kraft i y-retning	N
F_{y1}	Kraft i y-retning nummer 1	N
F_{y2}	Kraft i y-retning nummer 2	N
F_x	Kraft i x-retning	N
F_{x1}	Kraft i x-retning nummer 1	N
F_{skruer}	Strekraft i skrue	N
$F_{Rb\ y-y}$	Kraft pr. skrue i opplager B pga. stropp	N
$F_{Rb\ T}$	Kraft pr. skrue pga. maks startmoment	N
$F_{Rb\ g}$	Kraft pr. skrue pga. motortyngde	N
$R_{b\ 1/2}$	Kraft pr. skrue pga. opplagerkraft B	N
$V_{Rb\ (max)}$	Maks skjærkraft pr. skrue i opplager B	N
$V_{(max)}$	Største skjærkraft	N
F_{lager}	Kraft på lager	N
F_0 fjær tot.	Sammenlagt forspenning i fjærer	N
$F_{Stavkraft\ A}$	Sammenlagt stavkraft på bredt dempestag for knutepunkt A	N
F_1 fjær tot.	Sammenlagt maks kraft i fjærer	N
$F_{Stavkraft\ B}$	Sammenlagt stavkraft på bredt dempestag for knutepunkt B	N
F_0	Forspenning pr. fjær	N
$F_{trekkraft\ maks}$	Maksimal trekkraft fra gummibelegget	N
θ	Vinkel, generelt	°
φ	Vinkel, generelt	°
α	Vinkel, generelt	°
φ_s	Stigningsvinkel skruer	°
ε_1	Friksjonsvinkel skruer	°
φ_{tot}	Knivrullens totale rotasjonsvinkel	rad
φ_1	Knivrullens rotasjonsvinkel under akselerasjonsfasen	rad
φ_2	Knivrullens rotasjonsvinkel under driftsfasen	rad
L	Lengde	mm
l	Lengde	mm
l_{eff}	Lengde ved utrivning	mm
l_{kasse}	Lengde av fiskekasse	mm

Tabell 4.1.2: Fortsettelse

Symbol	Betydning	SI-enhet
l_{underlag}	Lengde av gummiunderlag	mm
B	Stor bredde	mm
b	Liten bredde	mm
H	Stor høyde	mm
h	Liten høyde	mm
R	Stor radius	mm
r	Liten radius	mm
D	Stor diameter	mm
d	Liten diameter	mm
D_{nr}	Diameter nedre rull	mm
R_1	Radius areal 1	mm
R_2	Radius areal 2	mm
R_3	Radius areal 3	mm
d_m	Middeldiameter	mm
y_0	Avstand til tyngdepunktsakse	mm
y_1	Avstand til tyngdepunktsakse areal 1	mm
y_2	Avstand til tyngdepunktsakse areal 2	mm
y_3	Avstand til tyngdepunktsakse areal 3	mm
i	Avstand mellom totalt tyngdepunkt og tyngdepunkt (Steiners sats)	mm
a-mål	a-mål sveis	mm
O	Omkrets	mm
a_f	Materialkarakteristisk lengdestørrelse (Kjervfaktor)	mm
d_k	Hodediameter sylinderskruer med innvendig sekskant	mm
d_h	Hulldiameter	mm
k	Hodehøyde sylinderskruer med innvendig sekskant	mm
s	Nøkkelvidde skruehode	mm
d_2	Midtdiameter for gjenger	mm
d_1	Lillediameter for gjenger	mm
N	Nøkkelvidde skrue (utvendig sekskant)	mm
r_m	Middelradius gjenger	mm
r_m'	Radius for friksjon mellom skruehode og underlag	mm
m	Lengde med gjenger	mm
δ_T	Deformasjon T-deler	mm
δ_A	Deformasjon A-deler	mm
t	Tykkelse	mm
w	Kordebredde på sirkel	mm
Ø. G.boring	øvre toleranse grensemål for boring	mm
N. G.boring	nedre toleranse grensemål for boring	mm
Ø. G.aksel	øvre toleranse grensemål for aksel	mm
N. G.aksel	nedre toleranse grensemål for aksel	mm
l_{skrue}	Lengde av skrue	mm
t_{plate}	Platetykkelse	mm
l_{stropp}	Lengden av stroppen	mm
C_y	Høyden fra tyngdepunkt opp til sveis i y-retning	mm

Tabell 4.1.2: Fortsettelse

Symbol	Betydning	SI-enhet
C_x	Bredden fra enden på sveisen til tyngdepunkt i x-retning	mm
h_{tot}	Total høyde fra spadens flate til øvre boring for luftsylander	mm
h_{radius}	Høyden på knivrullens radius	mm
$h_{nedre\ festeledd}$	Sammenlagt høyde på nedre festeledd	mm
$h_{justering}$	Høyde på justeringsmutter	mm
$h_{sylinder}$	Høyde på luftsylander inkludert slaglengden	mm
$h_{\text{øvre feste}}$	Høyden på øvre feste for luftsylander	mm
$l_{sirkulær}$	Lengde sirkulært mellom knivegger	mm
l_{gummi}	Lengden sirkulært på gummibelegg	mm
$l_{overlapp}$	Lengden sirkulært på overlapping av knivegger	mm
Δl	Lengdeforandring pr. fjær	mm
R_a	Overflateruhetens gjennomsnittlige profilhøyde	μm
R_e	Flytegrense materiale	MPa
R_m	Strekfasthet materiale	MPa
σ_b	Bøyespennning	MPa
$\sigma_{\perp b}$	Normalspenning rett vinklet på sveisesnitt og sveisens lengderetning	MPa
σ_s	Strekkspenning	MPa
$\sigma_{\perp s}$	Normalspenning rett vinklet på sveisesnitt og sveisens lengderetning	MPa
σ_{jf}	Jevnførende spenning Von-Mises	MPa
τ	Skjærspenning	MPa
τ_{till}	Tillatt skjærspenning	MPa
$\tau_{\perp s}$	Skjærspenning parallell med sveisens lengderetning og sveisesnitt	MPa
$\tau_{\perp b}$	Skjærspenning parallell med sveisens lengderetning og sveisesnitt	MPa
σ_D	Dimensjonerende utmattingsgrense	MPa
σ_{nb}	Nominell bøyespennning	MPa
σ_m	Middelspenning	MPa
σ_a	Amplitudespenning	MPa
σ_D'	Utmattingsgrense materiale	MPa
σ_{till}	Tillatt spenning	MPa
$\sigma_{till,17-4PH}$	Tillatt spenning for knivrolle	MPa
τ_{\perp}	Vinkelrett skjærspenning	MPa
σ_{max}	Maksspenning	MPa
$\tau_{(max)}$	Maks skjærspenning	MPa
τ_{\parallel}	Parallell skjærspenning	MPa
p	Trykk	MPa
$\tau_{utrivning}$	Skjærspenning ved utrivning	MPa
$f_{vw,d}$	Sveisens skjærkapasitet	MPa
E	E-modul materiale	GPa
c	Fjærkonstanten pr. fjær	N/mm
f_{Mx}	Reaksjonskraft pr. lengdeenhet i x-retning	N/mm
f_{My}	Reaksjonskraft pr. lengdeenhet i y-retning	N/mm

Tabell 4.1.2: Fortsettelse

Symbol	Betydning	SI-enhet
f_{vx}	Skjærkraft pr. lengdeenhet i x-retning	N/mm
f_{vy}	Skjærkraft pr. lengdeenhet i y-retning	N/mm
f	Vektorsum av skjærkrefter pr. lengdeenhet	N/mm
$P_{1\text{ mek}}$	Mekanisk effekt under akselerasjonsfasen	W
$P_{1\text{ snitt}}$	Mekanisk snitteffekt under akselerasjonsfasen	W
$P_{2\text{ mek}}$	Mekanisk effekt under driftsfasen	W
$S_{1\text{ el}}$	Momentan elektrisk effekt under akselerasjonsfasen	VA
M	Moment	Nm
M_b	Bøyemoment	Nm
M_{tot}	Tiltrekkingsmoment skrue	Nm
M_V	Moment pga. friksjon mellom gjenger	Nm
M_S	Moment pga. friksjon mellom skruehode og underlag	Nm
M_{kutte}	Maks kuttemoment	Nm
$M_{\text{trekke av}}$	Maks moment for å trekke stropp av kasse	Nm
$M_{1\text{ motor}}$	Maks oppgitt startmoment fra motoren	Nm
$M_{2\text{ motor}}$	Torsjonsmomentets belastning på motoren i driftsfasen	Nm
M_{stropp}	Moment på stropp	Nm
M_A	Momentet om opplager A	Nmm
$M_{A\text{ (max)}}$	Maks moment i plan A	Nmm
$M_{A\text{ x-x}}$	Momentet i plan A om x-aksen	Nmm
$M_{A\text{ y-y}}$	Momentet i plan A om y-aksen	Nmm
M_Z	Torsjonsmomentet om z-aksen	Nmm
M_B	Momentet om opplager B	Nmm
$M_{B\text{ (max)}}$	Maks moment i plan B	Nmm
$M_{B\text{ x-x}}$	Momentet i plan B om x-aksen	Nmm
$M_{B\text{ y-y}}$	Momentet i plan B om y-aksen	Nmm
$M_{C\text{ y-y}}$	Momentet i plan C om y-aksen	Nmm
$M_{Rb\text{ y-y}}$	Moment i opplager B om y-aksen pga. stropp	Nmm
$M_{\text{aksel x-x}}$	Maks moment på aksel	Nmm
M_V	Eksentrisitetsmoment på sveisen	Nmm
A	Areal	mm ²
A_1	Areal areal 1	mm ²
A_2	Areal areal 2	mm ²
A_3	Areal areal 3	mm ²
A_{tot}	Totalt areal	mm ²
A_s	Spenningsareal gjenger	mm ²
A_{skrue}	Spenningsareal av skrue	mm ²
A_{hengsel}	Areal av minste utrivningstverrsnitt på hengsel	mm ²
W	Motstandsmoment ved bøyning	mm ³
J	Motstandsmoment ved vridning (Torsjonskonstant)	mm ³
I_{psv}	Polart annet arealmoment for sveisestripene	mm ³
I	Annet arealmoment	mm ⁴
I_1	Annet arealmoment for areal 1	mm ⁴
I_{1y}	Annet arealmoment for areal 1 om tyngdepunktsaksen y_0	mm ⁴

Tabell 4.1.2: Fortsettelse

Symbol	Betydning	SI-enhet
I_2	Annet arealmoment for areal 2	mm^4
I_{2y}	Annet arealmoment for areal 2 om tyngdepunktsaksen y_0	mm^4
I_3	Annet arealmoment for areal 3	mm^4
I_{3y}	Annet arealmoment for areal 3 om tyngdepunktsaksen y_0	mm^4
I_x	Annet arealmoment om x-aksen	mm^4
I_{tot}	Annet arealmoment for totalt areal	mm^4
n	Omdreiningstall	o/min
n_{LS}	Maks hastighet (limiting speed) (SKF-lagre)	o/min
A_o	Omdreiningfaktor	mm/min
ω_0	Vinkelhastighet, startfart	rad/s
ω_1	Vinkelhastighet i driftfasen	rad/s
ν_1	Nødvendig viskositet	mm^2/s
ν	Viskositet	mm^2/s
α_1	Vinkelakselerasjon for akselerasjonsfasen	rad/s^2
α_{maks}	Maks vinkelakselerasjon mot gummibelegget	rad/s^2
a	Akselerasjon	m/s^2
g	Tyngdeakselerasjonen	m/s^2
m	Masse	kg
$m_{\text{knivrulle}}$	Massen henregnet knivrulle	kg
m_{stropp}	Kraft på stropp regnet som en punktmasse	kg
ρ	Massetetthet	kg/m^3
$I_{\text{knivrulle}}$	Massetrehetsmoment henregnet knivrulle	kgm^2
$I_{\text{motgående rulle}}$	Massetrehetsmoment henregnet motgående rulle	kgm^2
I_{hylse}	Massetrehetsmoment henregnet hylsen	kgm^2
I_{stropp}	Massetrehetsmoment henregnet stroppen som punktmasse	kgm^2
I_{rotor}	Massetrehetsmoment oppgitt for rotoren til elmotoren	kgm^2
I_{tot}	Totalt massetrehetsmoment	kgm^2
K_t	Formfaktor	
K_f	Kjervfaktor	
q	Kjervfølsomhetsfaktor	
C_F	Overflatefaktor	
C_S	Størrelsesfaktor	
n_f	n-faktor (Størrelsesfaktor)	
C_L	Lastfaktor	
C_E	Miljøfaktor	
κ	Relativ viskositet	
η_c	Forurensningsnivå	
b_f	Lagerfaktor	
t_f	Ettersmøringsintervall	timer
P	Gjengestigning	
z	Antall gjenger	
L_{10}	Nominell livslengde	10^6 r
L_{nm}	SKF nominell livslengde	10^6 r
p_k	Konstant for rullelagre (SKF-lagre)	
a_1	Havarisannsynlighet ved SKF nominell livslengdeberegning	

Tabell 4.1.2: Fortsettelse

Symbol	Betydning	SI-enhet
a_{SKF}	SKF livslengdefaktor	
n_{skruer}	Antall skruer ved friksjonsforbindelse	
m_{flater}	Antall flater som overfører friksjon ved friksjonsforbindelse	
μ	Friksjonskoeffisienten	
μ	Friksjonskoeffisient mellom gjenger	
μ'	Friksjonskoeffisient mellom skruehode og underlag (Anleggsflate)	
μ_{plate}	Friksjonskoeffisienten mellom platene ved friksjonsforbindelse	
n_g	Sikkerhetsfaktor mot glidning ved friksjonsforbindelse	

4.1.3 Beregningsformler

Tabell 4.1.3: Formler som er brukt i oppgaven.

Betydning	Formel	Nr.
Vinkel rettvinklet trekant	$\sin\varphi = \frac{\text{motstående katet}}{\text{hypotenus}}$	4.1
Vinkel rettvinklet trekant	$\cos\varphi = \frac{\text{hosliggende katet}}{\text{hypotenus}}$	4.2
Vinkel rettvinklet trekant	$\tan\varphi = \frac{\text{motstående katet}}{\text{hosliggende katet}}$	4.3
Friksjonskoeffisient	$\mu = \frac{F_R}{F_N}$	4.4
Newtons 2. lov	$F = m \cdot a$	4.5
Moment	$M = F \cdot l$	4.6
Tyngdepunktsaksen	$y_0 = \frac{\sum A \cdot y}{\sum A}$	4.7
Annet arealmoment for halvsirkel	$I = \left(\frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi}\right) R^4$	4.8
Tyngdepunktsakse for halvsirkel	$y_0 = \frac{4R}{3\pi}$	4.9
Steiners sats	$I_x = I_1 + Ai^2$	4.10
Annet arealmoment rektangel	$I_x = \frac{B \cdot H^3}{12}$	4.11
Areal rektangel	$A = l \cdot b$	4.12
Areal sirkel	$A = \pi \cdot r^2$	4.13
Bøyemoment	$\sigma_b = \frac{M \cdot y}{I} = \frac{M}{W}$	4.14
Materialkarakteristisk lengdestørrelse (Kjervfaktor)	$a = 0,0254 \left(\frac{2070}{R_m}\right)^{1,8}$	4.15
Kjervfølsomhetsfaktor (Kjervfaktor)	$q = \frac{1}{1 + \frac{a}{r}}$	4.16
Kjervfaktor	$K_f = 1 + q(K_t - 1)$	4.17

Tabell 4.1.3: Fortsettelse

Betydning	Formel	Nr.
Overflatefaktor	$C_F = 1 - 0,22(\log R_a)^{0,64} \cdot \log R_m + 0,45(\log R_a)^{0,53}$	4.18
n-faktor (Størrelsesfaktor)	$n = 0,10 + 0,15 \cdot \log K_t$	4.19
Størrelsesfaktor	$C_s = \left(\frac{10}{d}\right)^n$	4.20
Dimensjonerende utmattingsgrense	$\sigma_D = \frac{\sigma_D' \cdot C_F \cdot C_s \cdot C_L}{K_f}$	4.21
Annet arealmoment sirkel	$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$	4.22
Omkrets	$O = \pi \cdot D$	4.23
Nominell livslengde	$L_{10} = \left(\frac{C}{F}\right)^p$	4.24
Gjennomsnittsdiameter	$d_m = 0,5(d + D)$	4.25
Relativ viskositet	$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1}$	4.26
Forurensningsnivå for SKF standardlager	$\eta_c = \frac{P_u}{P}$	4.27
SKF nominell livslengde	$L_{nm} = a_1 \cdot a_{skf} \cdot L_{10}$	4.28
Omdreiningsfaktor	$A = n \cdot d_m$	4.29
Skjærspenning ved utrivning	$\tau = \frac{F}{2 \cdot s \cdot l_{eff}}$	4.30
Stigvinkel gjenger	$\tan \varphi = \frac{P}{\pi \cdot d_2}$	4.31
Friksjonsvinkel	$\tan(\varepsilon_1) = \frac{\mu}{\cos \alpha}$	4.32
Middelradius gjenger	$r_m = \frac{d_2}{2}$	4.33
Radius for friksjon mellom skruehode og underlag (Innvendig sekskant)	$r'_m = \frac{d_k + d_h}{4}$	4.34
Tiltrekkingsmoment skrue	$M_{tot} = M_V + M_S$	4.35
Moment friksjon gjenger	$M_V = F_i \tan(\varphi + \varepsilon_1) r_m$	4.36
Moment friksjon mellom skruehode og underlag	$M_S = \mu' F_i r'_m$	4.37
Minste antall gjenger som er nødvendig	$z = \frac{F_{tot}}{\frac{\pi}{4} + (d^2 - d_1^2) R_e}$	4.38
Lengde av gjenget del	$m = P \cdot z$	4.39
Deformasjon til T-delene ved forspenning av skrue	$\sum \delta_T = \sum \frac{F_i \cdot l}{A \cdot E}$	4.40
Deformasjon til A-delene ved forspenning av skrue	$\sum \delta_A = \sum \frac{F_i \cdot l}{A \cdot E}$	4.41
Kraften i skruen forårsaket av lasten	$F_T = \frac{F_L}{1 + \frac{\sum \delta_T}{\sum \delta_A}}$	4.42

Tabell 4.1.3: Fortsettelse

Betydning	Formel	Nr.
Strekkspenning, skjærspenning, trykk	$\sigma_s = \tau_{\parallel} = p = \frac{F}{A}$	4.43
Annet arealmoment hulprofil	$I = \frac{BH^3 - bh^3}{12}$	4.44
Normalspenning rettvisklet på sveisesnitt og sveisens lengderetning	$\sigma_{\perp s} = \frac{\sigma_s}{\sqrt{2}}$	4.45
Skjærspenning parallell med sveisens lengderetning og sveisesnitt	$\tau_{\perp s} = \frac{\sigma_s}{\sqrt{2}}$	4.46
Normalspenning rettvisklet på sveisesnitt og sveisens lengderetning	$\sigma_{\perp b} = \frac{\sigma_b}{\sqrt{2}}$	4.47
Skjærspenning parallell med sveisens lengderetning og sveisesnitt	$\tau_{\perp b} = \frac{\sigma_b}{\sqrt{2}}$	4.48
Jevnførende spenning sveis von-Mises	$\sigma_{jf} = \sqrt{(\sigma_{\perp s} + \sigma_{\perp b})^2 + 3(\tau_{\perp s} + \tau_{\perp b})^2}$	4.49
Radius for friksjon mellom skruehode og underlag (Utvendig sekskant)	$r'_m = \frac{N+d_h}{4}$	4.50
Kraft som kan holdes av friksjonsforbindelse	$F_{fb} = \frac{n \cdot m \cdot F_i \cdot \mu}{n_g}$	4.51
Radius uttrykt med kordebredde	$r = \frac{h}{2} + \frac{w^2}{8h}$	4.52
Største toleranse klaringsmonn	$Største\ klaring = \emptyset \cdot G \cdot boring - N \cdot G \cdot aksel$	4.53
Minste toleranse klaringsmonn	$Minste\ klaring = N \cdot G \cdot boring - \emptyset \cdot G \cdot aksel$	4.54
Summen av momentene om et punkt P ved likevekt	$\sum M_P = 0$	4.55
Summen av krefter ved likevekt	$\sum F = 0$	4.56
Vektorsum av momenter fra to akser om et punkt P	$M_{P(max)} = \sqrt{M_{P\ x-x}^2 + M_{P\ y-y}^2}$	4.57
Torsjonsmoment	$M_T = \frac{M}{J}$	4.58
Jevnførende von-Mises spenning (nominell)	$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3\tau_{\perp}^2 + 3\tau_{\parallel}^2}$	4.59
Gunstig gjengelengde på mutter eller gods	$l_{gjenge} \geq 2 \cdot d$	4.60
Vektorsum av krefter fra to retninger	$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$	4.61

Tabell 4.1.3: Fortsettelse

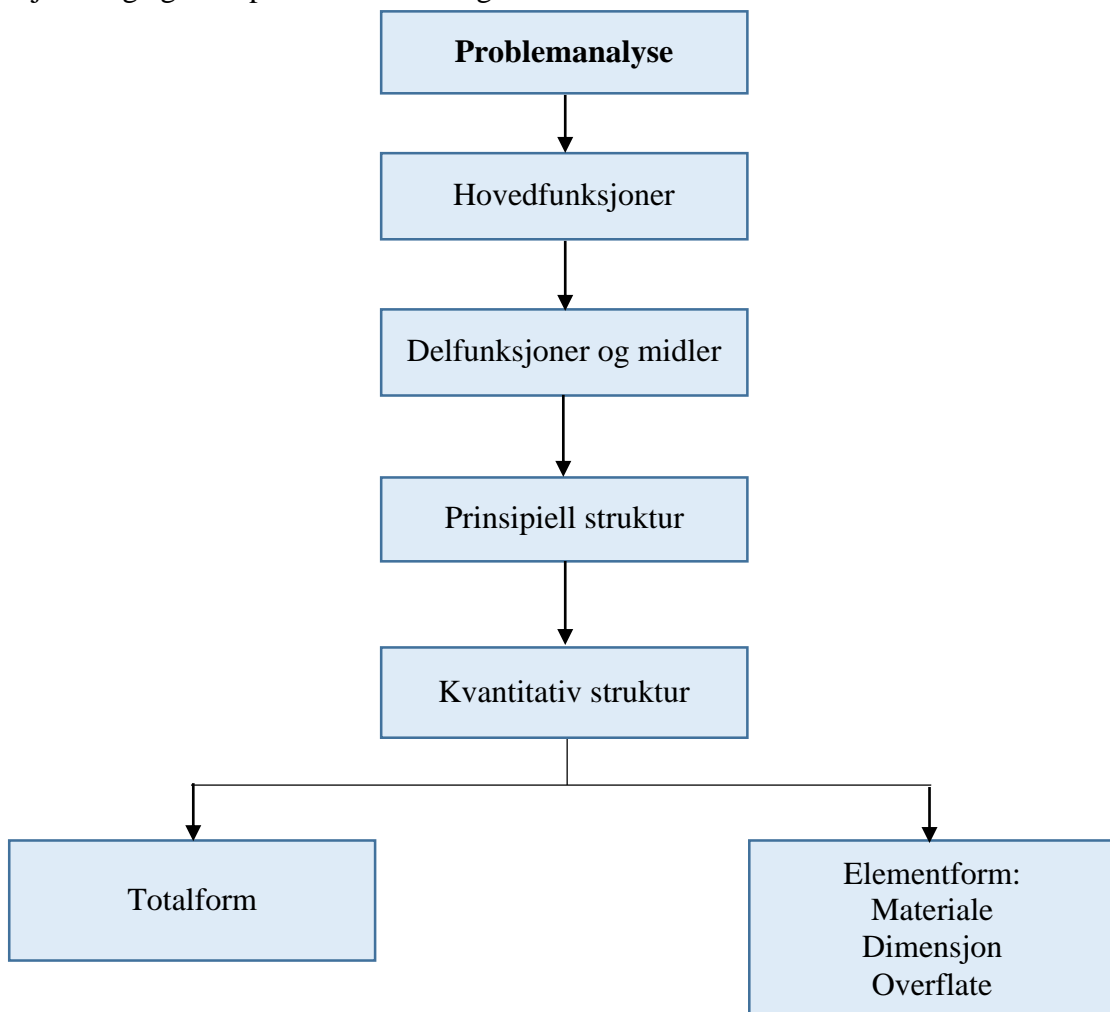
Betydning	Formel	Nr.
SKF klassifisering av belastningstype	$\frac{P}{C} \leq 0,05$	4.62
Masse for en aksel uttrykt med massetetthet	$m = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2) \cdot t \cdot \rho$	4.63
Massetrehetsmoment for en aksel om egen akse	$I = \frac{m}{2} \cdot (r^2)$	4.64
Massetrehetsmoment for en punktmasse	$I = mr^2$	4.65
Sum massetrehetsmoment med utveksling	$I_{1+2} = I_{1(drift)} + \left(\frac{R_1}{r_2}\right)^2 \cdot I_2$	4.66
Omdreiningaradianer	$\varphi_{tot} = 2\pi \cdot rot$	4.67
Moment uttrykt med vinkelakselerasjon	$M = I \cdot \alpha$	4.68
Vinkelfart uttrykt med omdreiningstall	$\omega = \frac{n \cdot \pi}{30}$	4.69
Vinkelakselerasjon	$\alpha_1 = \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$	4.70
Omdreiningar for en jevnt akselerert bevegelse	$\varphi_1 = \omega_0 t + \frac{1}{2} \alpha_1 t_1^2$	4.71
Omdreiningar ved konstant fart	$\varphi_2 = \omega_1 t_2$	4.72
Akselerasjon uttrykt med vinkelakselerasjon	$a = \alpha_{maks} \cdot R$	4.73
Maksimal mekanisk starteffekt	$P_{1mek} = M_{1motor} \cdot \omega_1$	4.74
Mekanisk snitteffekt i akselerasjonsfasen	$P_{1snitt} = \frac{P_{1mek}}{2}$	4.75
Momentan elektrisk starteffekt	$S_{1el} = \sqrt{3} \cdot E \cdot I$	4.76
Polart annet arealmoment for horisontale parallelle sveisestriper	$I_{psv} = \frac{b^3 + 3b \cdot h^2}{6}$	4.77
Høyden fra tyngdepunkt opp til sveis i y-retning	$C_y = \frac{h}{2}$	4.78
Bredden fra enden på sveisen til tyngdepunkt i x-retning	$C_x = \frac{b}{2}$	4.79
Reaksjonskraft pr. lengdeenhet i x-retning	$f_{Mx} = \frac{M_v \cdot C_y}{I_{psv}}$	4.80
Reaksjonskraft pr. lengdeenhet i y-retning	$f_{My} = \frac{M_v \cdot C_x}{I_{psv}}$	4.81
Skjærkraft pr. lengdeenhet i x-retning	$f_{vx} = \frac{F_x}{A_{sveis(linje)}}$	4.82
Skjærkraft pr. lengdeenhet i y-retning	$f_{vy} = \frac{F_y}{A_{sveis(linje)}}$	4.83

Tabell 4.1.3: Fortsettelse

Betydning	Formel	Nr.
Vektorsum av krefter pr. lengdeenhet	$f = \sqrt{(f_{My} + f_{Vy})^2 + (f_{Mx} + f_{Vx})^2}$	4.84
Sveisens skjærkapasitet	$f_{vw,d} = \frac{R_e}{\sqrt{3}}$	4.85
Minste tillatte a-mål	$a - \text{mål} = \frac{f}{f_{vw,d}}$	4.86
Fjærkraft	$F = c \cdot \Delta l$	4.87
Tillatt skjærspenning	$\tau_{till} = 0,6 \cdot \sigma_{till}$	4.88

4.2 Metodebruk og løsningsverktøy

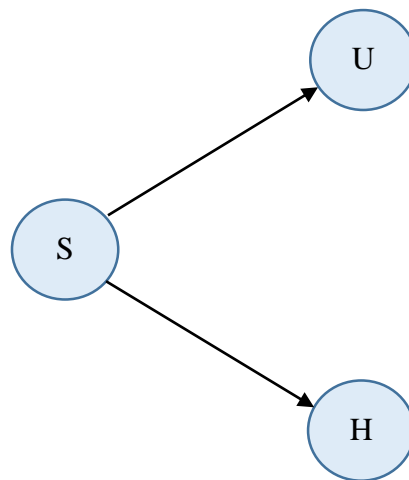
Produktsyntese ¹⁾: For å utvikle produktet har vi valgt å bruke en framgangsmåte som er beskrevet i boken «Systematisk udformning af industriprodukter». Boken beskriver de enkelte trinnene hvor grunnegenskapene til et produkt blir fastlagt. Den detaljerte modellen kalles produktsyntesen. Produktsyntesen tar utgangspunkt i problemanalysen, der ønskede funksjoner og egenskaper er formulert og vektet.



Figur 4.2.1: Produktsyntesen. En konstruksjonsprosessmodell som viser stadiene i utviklingen av et produkt [1].

SUH-metoden ²⁾: SUH-metoden er en tolkning, i lys av abstraheringsprinsippet til det som er kjent som *moderne TRIZ*, eller *idealiseringsmetodologien*. Som er utviklet av Alla Zusman og Boris Zlotin. Metoden er en tilnærming for å definere kategorier av produktutviklingsproblemer, og for å identifisere parametere for gjeldende kategorier. Metoden begynner med observasjonen om at alle ingeniørsystemer har nyttige og skadelige effekter. Dette uttrykkes gjennom en SUH-modell, som vist under. Denne modellen kan karakteriseres som den ultimate formen for abstrahering av et teknologisk system.

- S: System
- U: Nyttige effekter (useful effects)
- H: Skadelige effekter (Harmful effects)

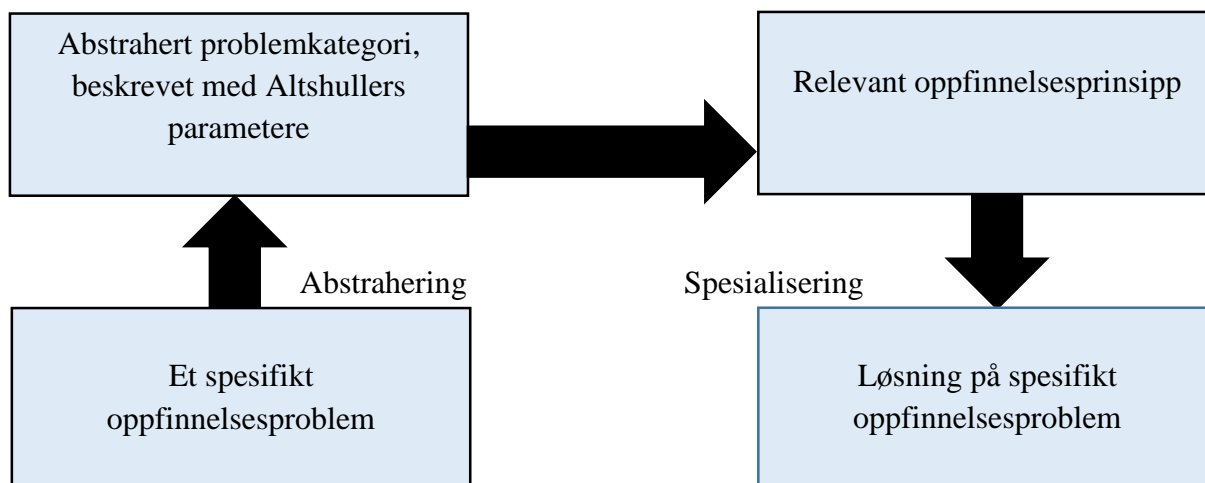


Figur 4.2.2: SUH-modell

Ut fra dette skal man øke idealiteten til systemet. Idealiteten er definert som summen av systemets nyttige effekter, delt på summen av skadelige effekter. Definisjonen på et helt ideelt system, er derfor at man har de nyttige effektene til en maskin, mens maskinen selv ikke eksisterer i det hele tatt.

$$Idealitet = I = \frac{\sum U_i}{\sum H_j}$$

Løsning ved abstrahering (Principle of Solution by Abstraction) ²⁾: Ideen er å abstrahere, slik at kategoriene til problemene innenfor temaet identifiseres. Disse kategoriene er det samme som Altshullers parametere, altså tekniske parametere. Alle oppfinnelsesproblemer kan beskrives ved to tekniske parametere, som påvirker hverandre. Et eksempel er styrke og vekt. Skal styrken økes, vil det ofte gå på bekostning av vekten. I *An Introduction to TRIZ*, anses det kun som en oppfinnelse dersom begge parameterne forbedres samtidig. Når man har abstrahert og kommet fram til to av Altshullers parametere, slår man de opp i en tabell. Dermed finner man ut hvilke oppfinnelsesprinsipper som gjelder for disse parameterne. Oppfinnelsesprinsippene er tips og hint til hvordan produktviklingsproblemet kan løses, og inneholder ofte faktorer som ikke har blitt vurdert. Figur 4.2.3 illustrerer framgangsmåten:



Figur 4.2.3: Løsning ved abstrahering

Formvariasjon ¹⁾

Dette er en metode for å utforme et element. Utgangspunktet er å formulere hvilke funksjoner et element skal ha, ut fra elementets relasjoner. Ut fra dette lages det et forutkast av elementets viktigste flater, som kalles funksjonsflater. Ved hjelp av disse kan resten av elementet utformes. Med en funksjonsflate menes det en flate som har en aktiv funksjon ved bruk. Skal man for eksempel lage en hammer, vil funksjonsflatene være slagflaten på hammerhodet og håndtaket. Når disse to funksjonsflatene er bestemt, kan man begynne å skissere ulike måter å forbinde funksjonsflatene på.

5. Produktspesifisering

I følgende kapittel ses det på målene som er satt for selve produktet. Det settes også opp hvilke egenskaper som er ønskede for maskinen, før de vektet mot hverandre. Til slutt går vi inn på sikkerhet og regelverk.

5.1 Produktmålsetting

Målet med utviklingsprosjektet er å designe, utvikle og dimensjonere en maskin som fjerner og resirkulerer stropper på fiskekasser under depalletering. Hver kasse har to plaststropper, og disse skal frigjøres på 3 sekunder eller mindre. Fiskekassene brukes kun en gang. Løsningen skal være modulbasert, med hurtigkobling for service. Den skal være vaskbar, og det er krav til enkelt vedlikehold. Enhetskostnaden skal ikke overstige 300.000 NOK.

5.2 Problemanalyse ved vekting av ønskede egenskaper

Et produkt vil alltid ha visse egenskaper, der noen av disse er ønskede. De ønskede egenskapene for et gitt produkt, stammer fra krav og kriterier som det vil møte gjennom sitt «liv». Hovedfasene i livet til et produkt er: konstruksjon, produksjon, salg, bruk og gjenvinning. Vi har valgt å stille opp ønskede egenskaper før produktet er konstruert, da de er avgjørende for beslutninger og valg som tas under konstruksjonsarbeidet. Når produktet er ferdig framstilt, er det i besittelse av noen realiserte egenskaper. De realiserte egenskapene skal ligge så nært de ønskede som mulig ¹⁾. I dette avsnittet har vi vektet de ulike ønskede egenskapene. Til vektingen har skalaen under blitt benyttet.

Tabell 5.2.1: Skala til vekting av de ulike produktegenskapene.

1	2	3	4	5
Uviktig	Litt viktig	Nokså viktig	Viktig	Svært viktig

Tabell 5.2.2: Rangering av ønskede produktegenskaper

Ønskede egenskaper	Begrunnelse for vekting	Vekting
Driftssikkerhet	Dette regnes som den viktigste egenskapen. Maskinen skal kunne operere uten tilsyn, og det må derfor ikke skje mange feil.	5
Robusthet	Maskinen må tåle aktuelle belastninger, for å redusere fare for nedetid i fabrikkene.	5
Syklustid	Målet er å gjøre prosessen på 3 sekunder eller raskere. Dermed unngår man at dette blir en flaskehals i fabrikkene.	5
Pris	Enhetskostnaden skal ikke overstige 300.000 NOK. For å få solgt produktet, må det være lønnsomt for bedriftene å kjøpe det.	5
Sikkerhet	Relevante standarder og direktiver må følges. Det skal ikke være fare for personskader.	4
Levetid	Kundene forventer et holdbart produkt. Kort levetid vil over tid gi Dynatec AS et dårlig rykte.	5
Vedlikehold	Det er krav til enkelt vedlikehold, for at maskinen skal være billig i drift.	5

Tabell 5.2.2: Fortsettelse.

Vaskbar	Det er krav til at den skal være vaskbar. Den må derfor utformes slik at rengjøring er raskt og enkelt.	5
Fleksibilitet	Strukturen på depalleteringsanleggene varierer hos de ulike kundene. Produktet må være lett å implementere i nåværende anlegg.	5
Kompleksitet	Man søker en løsning som har så liten grad av kompleksitet som mulig.	5
Energiforbruk	Det blir svært mange sykluser per dag, og derfor er det viktig at energiforbruket er lavest mulig.	3

5.3 Sikkerhet og gjeldende regelverk

Stroppefjernerer skal være en automatisk funksjon uten operatør, og vil bli montert i en sikkerhetssone. Sikkerhetssonen vil enten bli sperret av ved et fysisk gjerde, eller ved at området blir skannet (optisk). Derfor er det ikke aktuelt å ta hensyn til standarder og direktiver som har med personskader å gjøre.

Relevante standarder og direktiver:

- Maskindirektivet 2006/42/EF.
- 2004/108/EG, EMC (elektromagnetisk kompatibilitet)
- 2006/95/EG, LVD (lavspenningsdirektivet)
- Ved behov er organ varslet (EF-typegodkjenning/fullstendig kvalitetssikring).
- NS EN ISO 12 100-1, -2 (Maskinsikkerhet, allmenne konstruksjonsprinsipper)
- NS EN ISO 14 121-1 (Risikovurdering)
- NS EN 13857 (Sikre avstander til faresoner for de nedre kroppsdeler)
- NS EN 349 (Minsteavstander for å unngå knusing av kroppsdeler)

6. Konseptgenerering

I dette kapitlet følges produksyntesen beskrevet i «*Systematisk udformning af industriprodukter*». Ved utvikling av et slikt produkt, er det svært mange måter å utforme det på. Sannsynligheten er stor for at ikke alle relevante løsninger blir vurdert, og for at en bedre løsning kan dukke opp på et senere tidspunkt. Derfor er det viktig å være systematisk, og ha et tilstrekkelig løsningsrom som inneholder alle relevante løsningsalternativer. Dermed eksisterer det et godt grunnlag for å kunne velge et tilfredsstillende konsept ^{1, 4)}. Gjennom hele produktutviklingsprosessen skal det være fokus på å utvikle et produkt som virker på tross av, og ikke på grunn av ⁴⁾. Stroppene skal fjernes på tross av at de for eksempel er slakke eller plassert feil, ikke på grunn av at de er strammet og plassert helt riktig. Altså er målet å utvikle en maskin som fungerer uansett. Vi har valgt å beskrive idéfasesen svært grundig, slik at man ved senere anledninger kan gå tilbake og se begrunnelsen for de valgene som ble gjort.

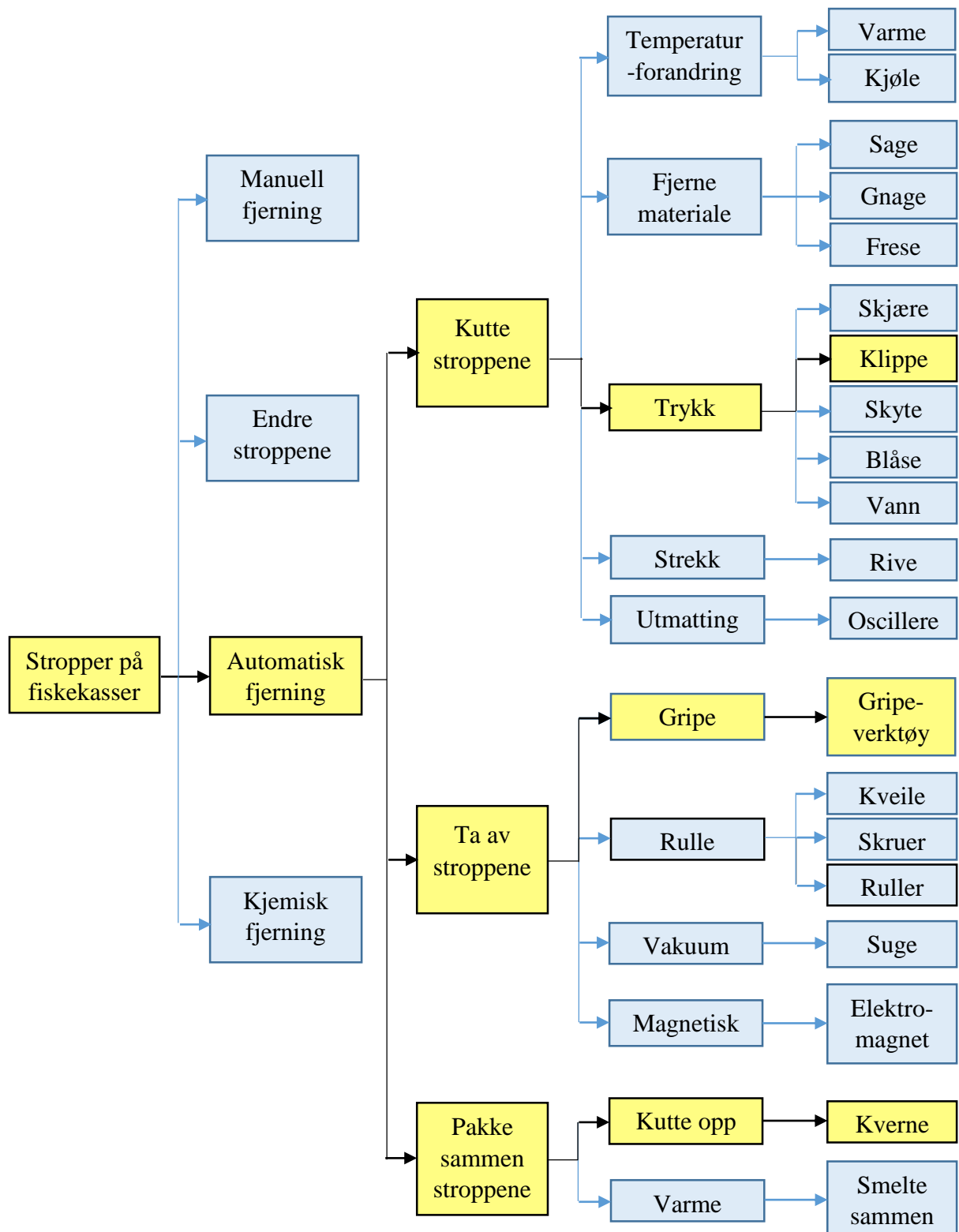
6.1 Hovedfunksjoner

I problemanalysen kom vi fram til ønskede egenskaper for produktet, som ble formulert i selve oppgavebeskrivelsen. Hovedfunksjonene til et produkt skal best mulig oppfylle de ønskede egenskapene. Funksjonsbegrepet benytter vi for å bryte ned problemet i klart formulerte deler, altså hva produktet skal kunne gjøre.¹⁾ Vi har valgt å dele problemet inn i tre hovedfunksjoner. De er formulert mest mulig generelt, slik at formuleringene ikke skaper noen form for begrensninger i forhold til mulige løsninger (midler). Det presiseres at rekkefølgen av funksjonene ikke er gitt, og at det mest gunstige er å få til flere av funksjonene samtidig ²⁾.

- **Kutte stroppene:** Først må stroppene kuttet, slik at det blir lettere å fjerne de fra fiskekassene.
- **Ta av stroppene:** Når stroppene er kuttet, må de dras av fiskekassene.
- **Pakke sammen stroppene:** Stroppene er lange og stive, og vil derfor ta stor plass om de bare slippes ned i en beholder. Derfor skal de på en eller annen måte pakkes sammen, slik at de tar mindre plass når de sendes til gjenvinning.

6.2 Delfunksjoner og midler

Figur 6.2 viser et funksjonstre. Først vises de ulike alternativene for å løse problemet. Det er gitt i oppgaven at det skal være automatisk fjerning, altså har vi gått videre med dette alternativet. Hver hovedfunksjon deles opp i mindre delfunksjoner. Hensikten er til slutt å konkretisere problemet i klart formulerte delfunksjoner, slik at det blir lettere å finne ulike midler/løsninger for hver delfunksjon. Et tilstrekkelig løsningsrom er svært viktig, slik at alle relevante midler blir vurdert. På dette nivået skal det ikke tas hensyn til kriterier som pris, realiserbarhet osv. For å oppnå størst mulig kreativitet, skal vi ikke en gang la naturlovene begrense oss på dette stadiet. På bunnen av funksjonstreet står mulige midler for hver delfunksjon. Gul farge viser veien til midlene som vi til slutt har bestemt oss for å bruke ^{1, 4)}.



Figur 6.2: Funksjonstre

Videre følger en forklaring av hvert enkelt middel, og eksempler på hvordan det kan gjennomføres i praksis.

6.2.1 Kutte stroppene:

- Temperaturforandring:
 - Varme: Vi har prøvd å brenne av stroppene med loddebolt, noe som fungerte greit og etterlot et fint kutt. Vi fikk heller ikke problemer med at stroppene brant seg fast i fiskekassa, selv om vi prøvde å brenne de fast. Ulempene med denne metoden er at det tar noe tid å smelte stroppene og det blir mye lukt og røyk. Dette kan for eksempel gjøres ved å bruke laser, strøm, flamme, varmt materiale osv.
 - Kjøle ned: Når man på en eller annen måte kjøler ned stroppene blir de sprø, og de kan lett brytes av.

- Fjerne materiale:
 - Sage av: Stroppene kan sages av, noe som er en rask prosess og vil etterlate et rett og pent kutt. Blant ulempene er at det kan bli mye isoporkuler fra fiskekassene. Stroppene kan sages av med kappeskive, sag osv.
 - Gnage over: På samme måte som en bever gnager over et tre, ser vi her for oss at vi kan konstruere en maskin som gnager over stroppen. Dette kan gjøres forsiktig, og dermed være mer skånsomt overfor fiskekassene. På en annen side vil det trolig ta lengre tid enn å kutte de rett av.
 - Bore/frese: En fres eller bormaskin kan lett frese over eller bore gjennom en plaststropp. Det kan oppstå problemer med at stroppene vikler seg rundt fresene eller borene. I tillegg er man igjen avhengig av å dra stroppene litt unna fiskekassene, for å unngå isoporkuler i fabrikk.

- Trykk:
 - Skjære av: Når stroppene skjæres av, vil prosessen gå fort og kuttet blir rett og pent. En av ulempene er at man kan rives løs isoporkuler. Man kan skjære av stroppene ved for eksempel å bruke kniv.
 - Klippe av: Å klippe av stroppene vil gi rette kutt, i tillegg kreves det ikke så stor kraft for å klippe over en plaststropp. Utfordringen er å få noe under stroppene, slik at de kan klippes av. Dette kan gjøre med for eksempel saks eller avbitertang.
 - Skyte av: Ved å lage en maskin som sender et prosjektil fort over stroppene, kan de skytes av. Enten med en slags kule som samles opp og brukes om igjen, eller ved at man har noe som trekkes tilbake etter at det har skutt over stroppene. Dette kan minne om et slags luftgevær. Fordelen er at det vil gå svært fort. Ulempene er at det kan være vanskelig å kontrollere, og det kan være fare for at isoporkuler rives løs.
 - Blåse av: Her er det meningen at man pumper opp luft til så stort trykk at den kan brukes til å blåse av stroppene. Man unngår søl, men trykket må være svært stort, og det er fare for at isoporkuler kan rives løs.

- Vannskjærer: Tanken er å konstruere noe som likner på en alminnelig vannskjærer, men den skal bare kutte over plast. En vannskjærer er effektiv til å kutte materiale med, og den lager fine kutt. Ulempene med en vannskjærer er at det vil bli svært kostbart, og man er avhengig av tilførsel med både vann og sand. I tillegg vil det bli mye søl og sprut som må samles opp. Det er også vanskelig å unngå at isoporkuler rives løs.
- Strekk:
 - Rive av: Dersom man klarer å få tak i stroppene og river de av, er det ikke fare for at isoporkuler rives løs. En av utfordringene med å rive av stroppene er at de er glatte og sterke.
- Utmatting:
 - Oscillere: Man knekker stroppene fram og tilbake helt til det oppstår utmattingsbrudd. Fordelen er at man slipper å bruke så stor kraft, men det vil kreve svært mange sykler før det oppstår brudd.

6.2.2 Ta av stroppene:

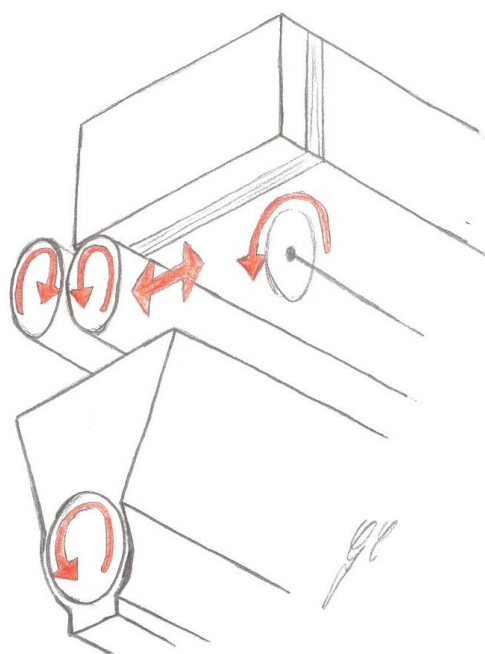
- Gripe:
 - Gripeverktøy: Ved å bruke noe som kan gripe tak i stroppene, kan man dra de av fiskekassene etter at de er kuttet.
- Rulle:
 - Kveile opp: Fester man hver av stroppene til en rull og kutter stroppene, kan man snurre rullene slik at stroppene kveiles opp. Dette blir samme prinsipp som for eksempel en fiskesnelle eller en vinsj.
 - Skruer: Vi ser for oss at vi på en eller annen måte kan skru stroppene vekk fra fiskekassene ved hjelp av store skruer.
 - Motgående ruller: Etter at stroppene er kuttet kan man bruke ruller som presses mot hverandre. Når stroppene kommer mellom disse, vil de dras vekk fra fiskekassene.
- Vakuüm:
 - Suge: Man kan bruke noe som fungerer som en støvsuger, slik at stroppene suges bort fra fiskekassene.
- Magnetisk:
 - Elektromagnet: Ved å slå av og på en elektromagnet kan man ta tak i stroppekjøtene og slippe de igjen. Dette fungerer kun på metallskjøter.

6.2.3 Pakke sammen stroppene:

- Kutte opp:
 - Kvern: En kvern kan male eller klippe opp stroppene i mindre biter etter at de er fjernet, slik at de tar mindre plass når de pakkes vekk og skal resirkuleres.
- Varme:
 - Smelte stroppene sammen: Etter hvert som stroppene blir fjernet kan man smelte de sammen til en stor klump, slik at de blir mer kompakte før de sendes til gjenvinning.

6.3 Prinsipielle strukturer

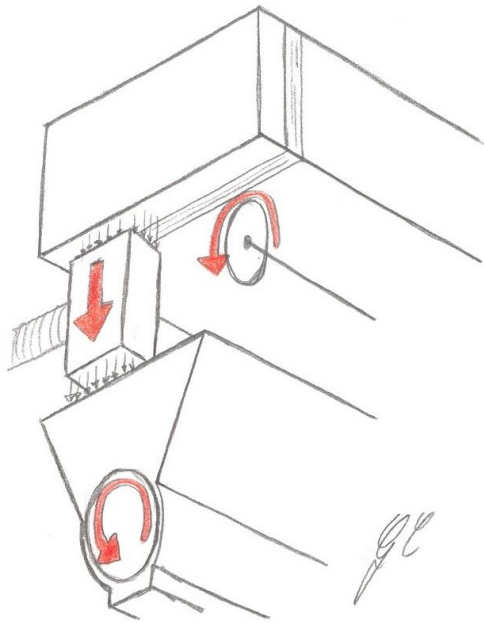
Ved å koble sammen et middel for hver delfunksjon, får man en løsning. På dette nivået kalles løsningen en prinsipiell struktur. De prinsipielle strukturene har vi valgt å framstille ved hjelp av tegningene under. Det har enda ikke blitt tatt stilling til kvantiteter som dimensjoner, romlig plassering, antall av hvert middel osv ¹⁾. Altså er plasseringen av og antallet av hvert middel i tegningene under, helt tilfeldig. I struktur nummer 1, kunne for eksempel de motgående rullene like gjerne vært plassert på siden av kassen, og antallet kunne vært endret.



1) Sage av, motgående ruller og kvern

Stroppen blir først kuttet med en kappeskive mens den fortsatt sitter på fiskekassa. Etter at den er kuttet vil den dette ned på rullene, som ruller stropen vekk fra fiskekassa. Til slutt kvernes stropen. Strukturen er forholdsvis enkel, og består av enkle komponenter. Det vil gå fort å ta av stropen, da rullene sørger for å få den bort så snart stropen er kuttet. Ulempene er at det kan rives løs isoporkuler når stropen kuttes, og det er usikkert hvor lett det er å få rullene til å ta tak i stropen når den skal dras vekk.

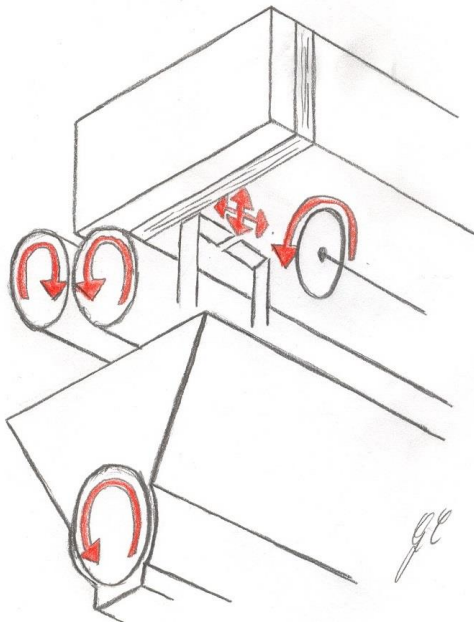
Figur 6.3.1: Sage av, motgående ruller og kvern



2) Sage av, suge og kvern

En maskin pumper vakuum og suger tak i stroppen. Det benyttes en kappeskive for å kutte stroppen. Etter at stroppen er kuttet suges stroppen vekk fra fiskekassa, for deretter å bli kvernet opp. Strukturen er forholdsvis enkel, og består av enkle komponenter. Her suges stroppen noe vekk fra fiskekassa, dermed er sannsynligheten mindre for at isoporkuler kan rives løs av kappeskiva. I tillegg vil det gå fort, da stroppen suges vekk så snart den er kappet. Det er usikkert i forhold til om det lar seg gjøre å suge tak i stroppen uten at det er fare for at den løsner igjen, og hvor fort den kan suges vekk.

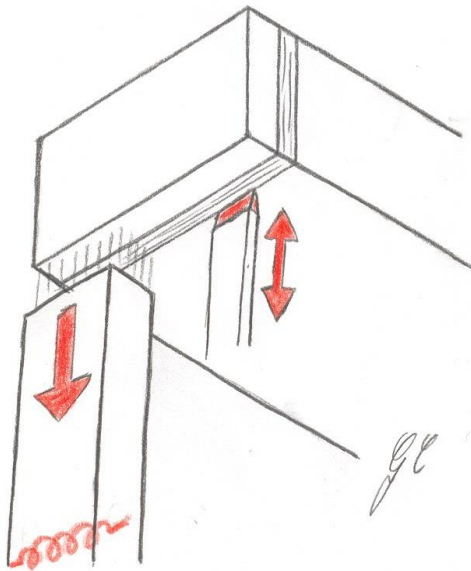
Figur 6.3.2: Sage av, suge og kvern



3) Sage av, motgående ruller, gripeverktøy og kvern

Et gripeverktøy tar tak i stroppen, mens kappeskiven kutter stroppen. Så brukes gripeverktøyet for å forflytte stroppen til rullene. De drar stroppen videre til kverna. Til slutt kvernes stroppen. Denne strukturen er noe mer komplisert, da den har både ruller og gripeverktøy. Gripeverktøyet drar stroppen noe vekk fra fiskekassa, slik at sannsynligheten er mindre for at isoporkuler rives løs når stroppen kuttes. Gripeverktøyet hjelper også til, slik at det er lettere for rullene å få tak i stroppen. Det er noe usikkerhet rundt hvor lett det er å gripe stroppen når den sitter på fiskekassa.

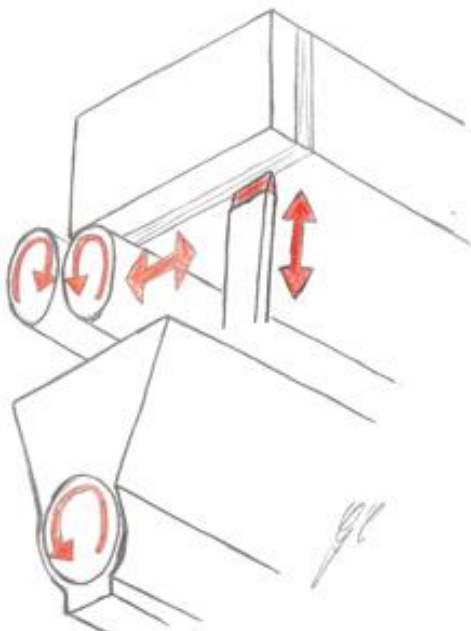
Figur 6.3.3: Sage av, motgående ruller, gripeverktøy og kvern



4) Varme, suge og smelte sammen

Et svært varmt materiale føres opp til stroppen, slik at den brennes av. Samtidig pumpes det vakuum av en maskin, slik at stroppen suges inn. Dermed unngår man fare for skade på fiskekassa, eller at stroppen brenner seg fast når den smelter. Til slutt detter den videre ned i en ovn som smelter sammen alle stroppene. Denne strukturen er forholdsvis enkel, med svært få bevegelige deler. En av utfordringene er at det kreves mye energi for å smelte stroppene.

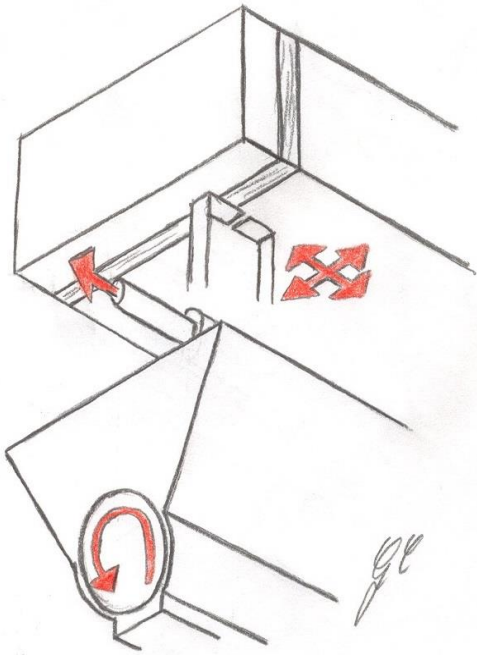
Figur 6.3.4: Varme, suge og smelte sammen



5) Varme, motgående ruller og kvern

Et svært varmt materiale føres opp til stroppen, slik at den brennes av. Etter at den er kuttet vil den dette ned på rullene, som ruller stroppen vekk fra fiskekassa. Til slutt kvernes stroppen. Strukturen er forholdsvis enkel, og består av enkle komponenter. Det vil gå fort og ta av stroppen, da rullene sørger for å få den bort så snart stroppen er kuttet. Ulempene er at det kan bli mye røyk og lukt når stroppen kuttes, og det er usikkert hvor lett det er å få rullene til å ta tak i stroppen når den skal dras vekk.

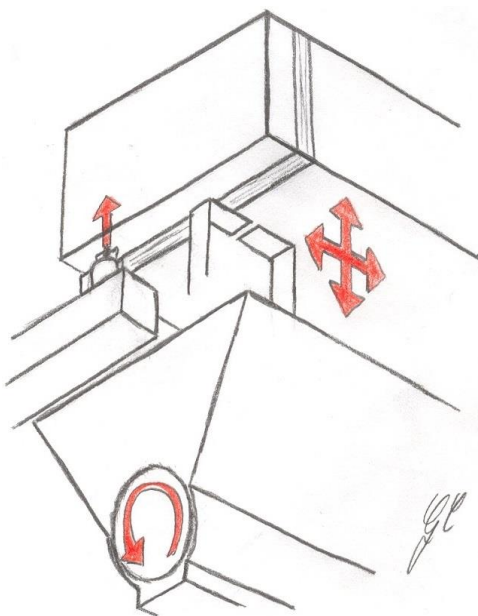
Figur 6.3.5: Varme, motgående ruller og kvern



6) Skyte av, gripeverktøy og kvern

Gripeverktøyet tar tak i stroppen, før den skytes over. Så dras den av fiskekassa, og puttes i kverna. Strukturen er enkel og rask. Å skyte av stroppen går fort, men det er usikkert hvor enkelt det kan gjøres. Det er også usikkert hvor lett det er å gripe tak i stroppen når den sitter rundt fiskekassa.

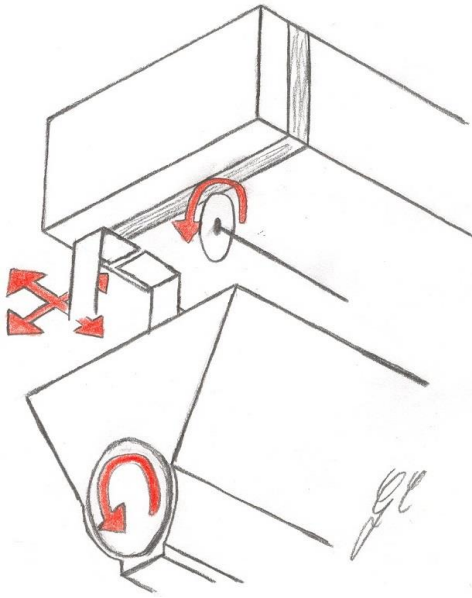
Figur 6.3.6: Skyte av, gripeverktøy og kvern



7) Vannskjærer, gripeverktøy og kvern

Gripeverktøyet brukes for å dra stroppen vekk fra fiskekassa og videre til kverna. Vannskjæreren kutter stroppen. Strukturen er forholdsvis enkel, og burde være rask. Ulempene er at det kan være vanskelig å gripe stroppen når den sitter fast i fiskekassa. Det må også tas hensyn til at vannskjæreren kan rive løs isoporkuler, og det kan bli mye søl.

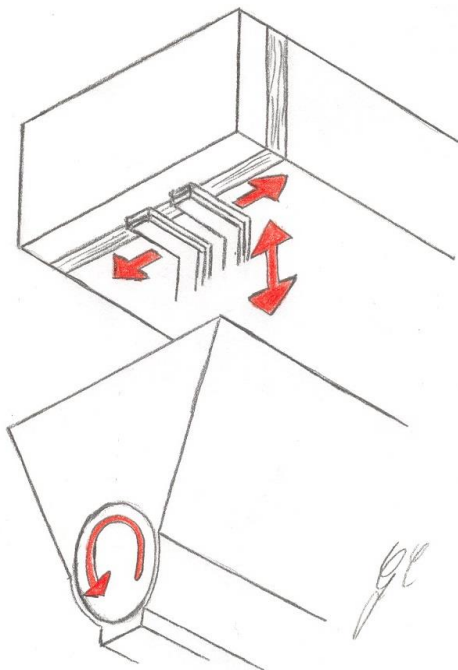
Figur 6.3.7: Vannskjærer, gripeverktøy og kvern



8) Sage av, gripeverktøy og kvern

Gripeverktøyet brukes til å ta tak i stroppen, og dra den vekk fra fiskekassa. Kappeskiva kutter stroppen, og til slutt kvernes den. Strukturen burde være enkel, rask og pålitelig. Det er usikkerhet rundt hvor lett det er å ta tak i stroppen når den sitter rundt fiskekassa. Det er også viktig at stroppen dras noe vekk før den kuttes, slik at fiskekassa ikke blir skadet.

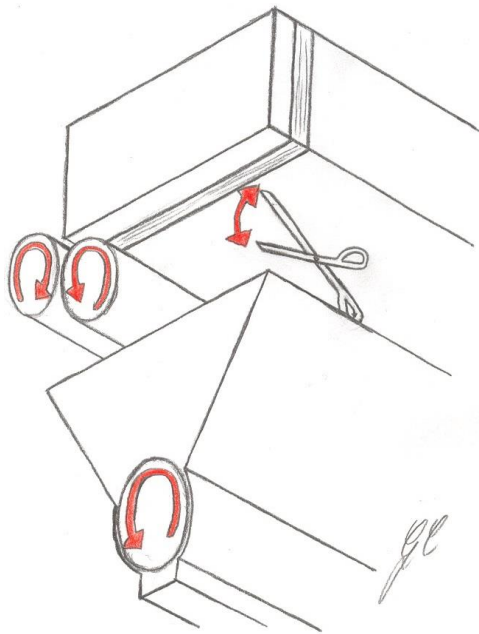
Figur 6.3.8: Sage av, gripeverktøy og kvern



9) Rive av, gripeverktøy og kvern

To gripeverktøy brukes for å gripe stroppen og dra den fra hverandre. Når stroppen er revet over, drar de den av fiskekassa og videre til kverna. Der blir den kvernet. Strukturen er enkel og rask, i tillegg kan to gripeverktøy gjøre det lettere å dra stroppen av fiskekassa. Ulempene er at stroppene er svært sterke, og det vil derfor bli vanskelig å dra de av. I tillegg kan det bli vanskelig å gripe stroppen med gripeverktøyene.

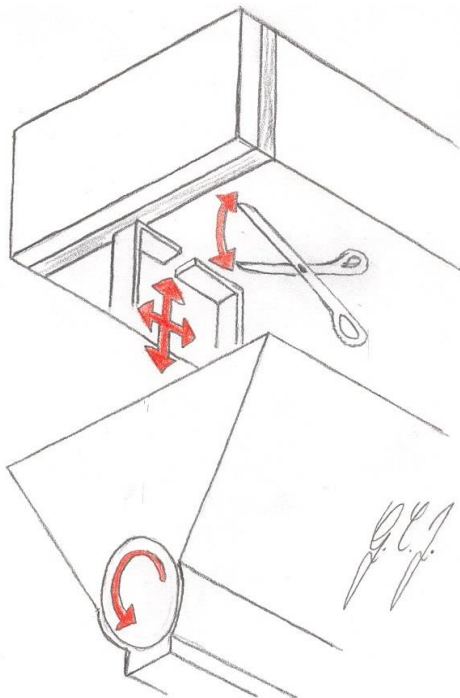
Figur 6.3.9: Rive av, gripeverktøy og kvern



10) Klippe av, motgående ruller og kvern

Stroppen kuttes av med et verktøy som fungerer som en saks. Deretter rulles den videre ved hjelp av motgående ruller, før den blir kvernet for gjenvinning. Strukturen er enkel og kan være effektiv. Ulempene er at det kan være vanskelig å klippe over stroppen når den sitter rundt fiskekassa. Det kan også bli vanskelig å få stroppen mellom de motgående rullene, slik at de får tak på den.

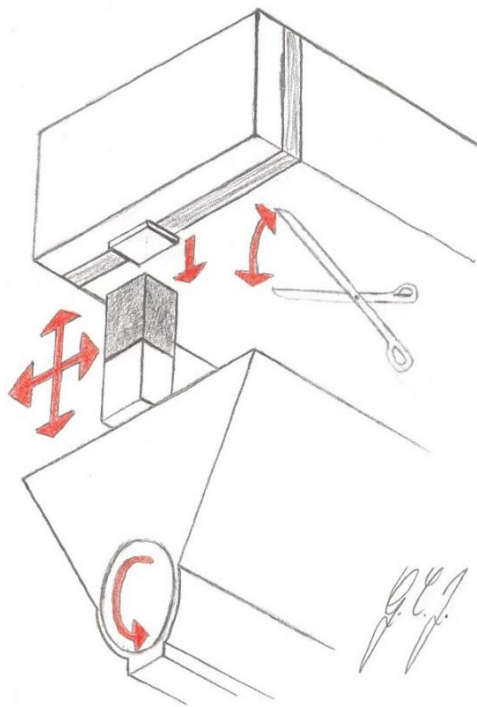
Figur 6.3.10: Klippe av, motgående ruller og kvern



11) Klippe av, gripeverktøy og kvern

Et verktøy kutter stroppen på samme måten som en saks. Ved hjelp av et gripeverktøy dras den av fiskekassa, og videre til kverna, som kverner den til små biter. Dette er en enkel og pålitelig struktur. Det er mulig å lage et gripeverktøy som får svært godt grep om stroppen, og vi har testet ut at det ikke er noe problem å kutte stroppene med vanlig saks. Den største ulempen er at det kan bli en utfordring å få gripeverktøyet under stroppen, da den kan være svært stram.

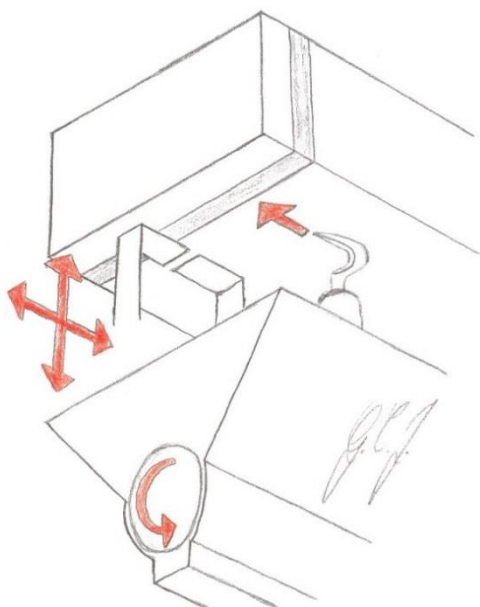
Figur 6.3.11: Klippe av, gripeverktøy og kvern



12) Klippe av, elektromagnet og kvern

Det brukes en magnet for å ta tak i metallskjøten, og en saks for å kutte over stroppen. Så dras den av fiskekassa og videre til kverna. Strukturen er svært enkel, og krever ikke så mange bevegelige deler. Utfordringene er blant annet at skjøten må være magnetisk. I tillegg bør den være plassert på omtrent samme sted på alle fiskekassene, slik at man klarer å plassere magneten over den hver gang.

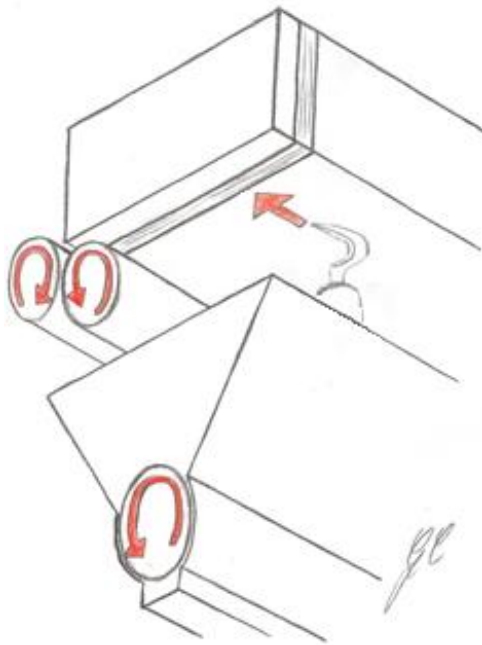
Figur 6.3.12: Klippe av, elektromagnet og kvern



13) Skjære av, gripeverktøy og kvern

Stroppen kuttes av med en kniv. Et gripeverktøy brukes for å ta tak i stroppen, før den dras av fiskekassa og videre til kverna. Strukturen er enkel, og har relativt få bevegelige deler. Dersom kniven går langs fiskekassa, er det ikke noe problem om plasseringen av stroppene varierer i lengderetningen på fiskekassene. Utfordringene blir blant annet å få tak i stroppene med gripeverktøyet og å skjære av stroppene uten å skade fiskekassene.

Figur 6.3.13: Skjære av, gripeverktøy og kvern



14) Skjære av, motgående ruller og kvern

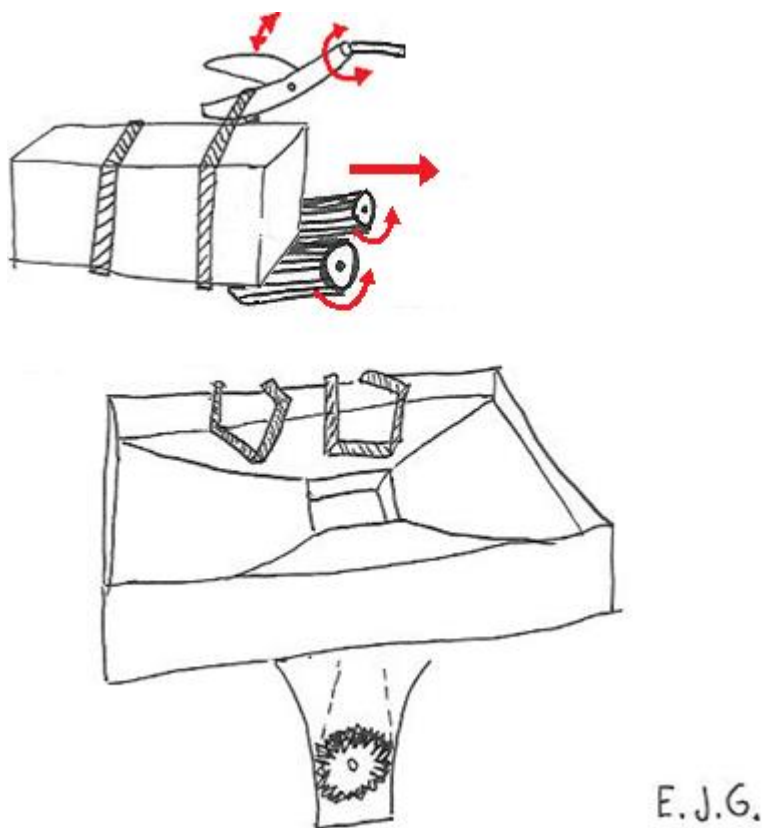
Stroppen kuttes av med en kniv. Deretter rulles den videre ved hjelp av motgående ruller, før den blir kvernet for gjenvinning. Strukturen er enkel og kan være effektiv. Ulempene er at det kan være vanskelig å komme under stroppen når den sitter rundt fiskekassa. Det kan også bli vanskelig å få stroppen mellom de motgående rullene, slik at de får tak på den.

Figur 6.3.14: Skjære av, motgående ruller og kvern

6.4 Kvantitative strukturer

Den kvantitative strukturen viser noen av løsningene man ønsket å se nærmere på, hvor man tar en prinsipiell struktur et steg videre ved å optimere og spesifisere viktige karakteristiske parametere. Man ser også på dimensjoner og plasseringen de enkelte elementer har i forhold til hverandre. Det ses fortsatt ikke på elementenes utforming ¹⁾. Det ideelle ville vært om vi kunne valgt en prinsipiell struktur som vi ville gå videre med, allerede på dette tidspunktet. Det er svært vanskelig å velge en prinsipiell struktur, uten først å vurdere mulige kvantitative strukturer. Derfor har vi valgt å lage kvantitative strukturer for flere av de prinsipielle. Vi har valgt å se på en og en prinsipiell struktur, for deretter å tegne kvantitative strukturer for hver av disse. Mange av de prinsipielle strukturene har vi valgt ikke å gå videre med. De kvantitative strukturene er sortert etter hvilken prinsipiell struktur de springer ut fra.

6.4.1 Klippe av, motgående ruller og kvern



Figur 6.4.1: Klippe av, motgående ruller og kvern

Saks eller knivblad med frihetsgrad om rotasjonsaksen som vist på figur 6.4.1. Saksen føres horisontalt inn under en stropp på oversiden av kassen og vris 90° så den står vertikalt. Slik kan en og en stropp kuttes om gangen. Lokket på oversiden er tynnere og har større areal enn sideflaten, som gir mer rom for nedbøyning. Saksen kan være festet som en stasjonær enhet, dvs. at det er kun kassen som beveger seg. Det er mulig å erstatte saksen med en kniv, som skjærer stroppene når kassen beveges, men dette kan skape større belastning på knivens festeanordning. Etter stroppene er kuttet, føres kassen videre over to roterende ruller, som har børstestruktur på overflaten. Rullene gjør at stroppene børstes bortover og faller ned på et bord formet som en trakt. Under bordet står en kvern.

Fordeler:

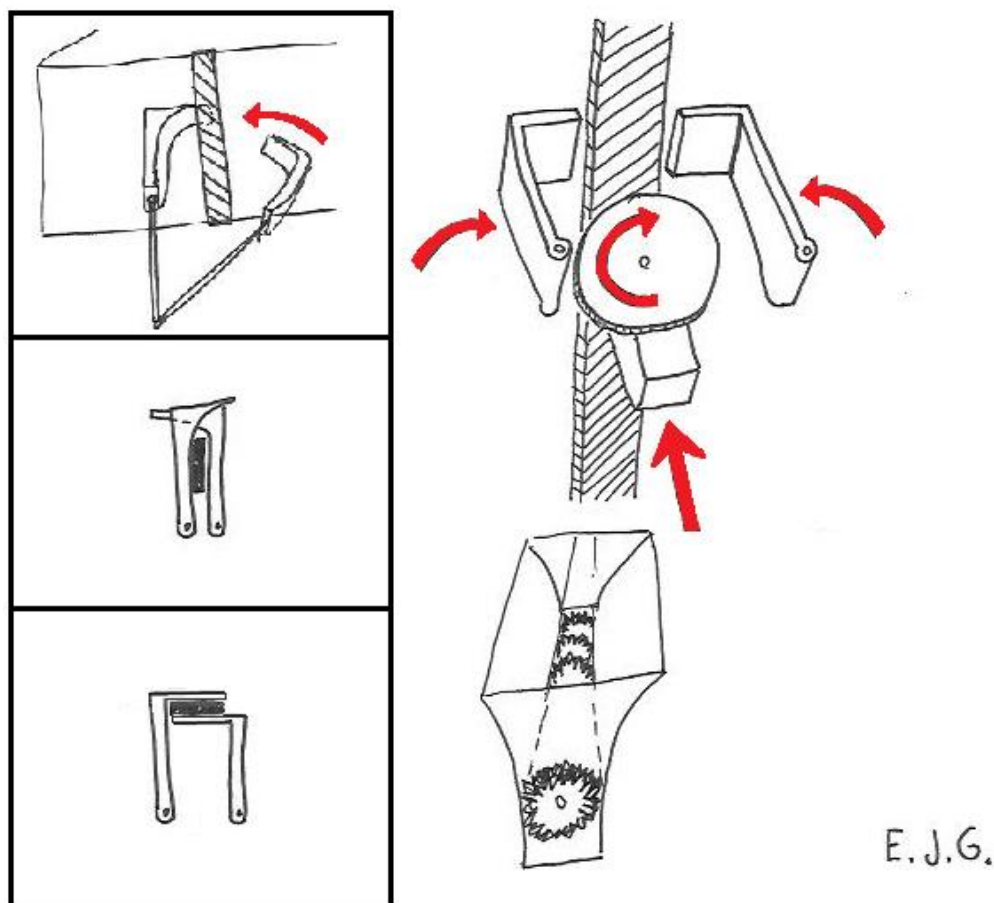
Saks er en utprøvd gjenstand som man her får tatt i bruk for å løse oppgaven. Bordet utnytter tyngdekraften for å fylle kvernen, og det blir en buffer for å øke kapasiteten på prosessen. Kvernen er lett tilgjengelig og kan kjøpes inn.

Ulemper:

Det er ikke sikkert stroppene faller ned i trakten etter de er kuttet. De kan hope seg opp i trakten eller på børsten fordi de er stive og ønsker å beholde sin naturlige form. Man må ha to separate sakser for å kutte begge stroppene samtidig.

6.4.2 Sage av, gripeverktøy og kvern

1)



Figur 6.4.2.1: Sage av, gripeverktøy og kvern

Gripende klør som sentrerer stroppen før kutting og samtidig sørger for at kutteskiven ikke går for langt inn og lager skader på kassen. Hele enheten kan enten føres inn vinkelrett fra siden, eller parallelt med siden på kassen. Gripeenheten står klar med en «åpen» klo og kassen føres parallelt langs siden. To trykksensorer er koblet til kloen som føler når den har huket tak under en stropp og avstanden mot kassen. Et knivblad kutter over stroppen. Buede hjørner på klørne sørger for å vri stoppen 90° på sideflaten, når kloen presses sammen. En annen mulighet er at stroppen holdes i klem mellom klørne, parallelt med sideflaten til kassen. Det er mulig å håndtere stoppen videre for transport dersom klørne er festet på en bevegelig arm. Armen kan trekke stroppen bort fra kassen, før klørne åpnes så stroppen faller ned i en kvern som makulerer.

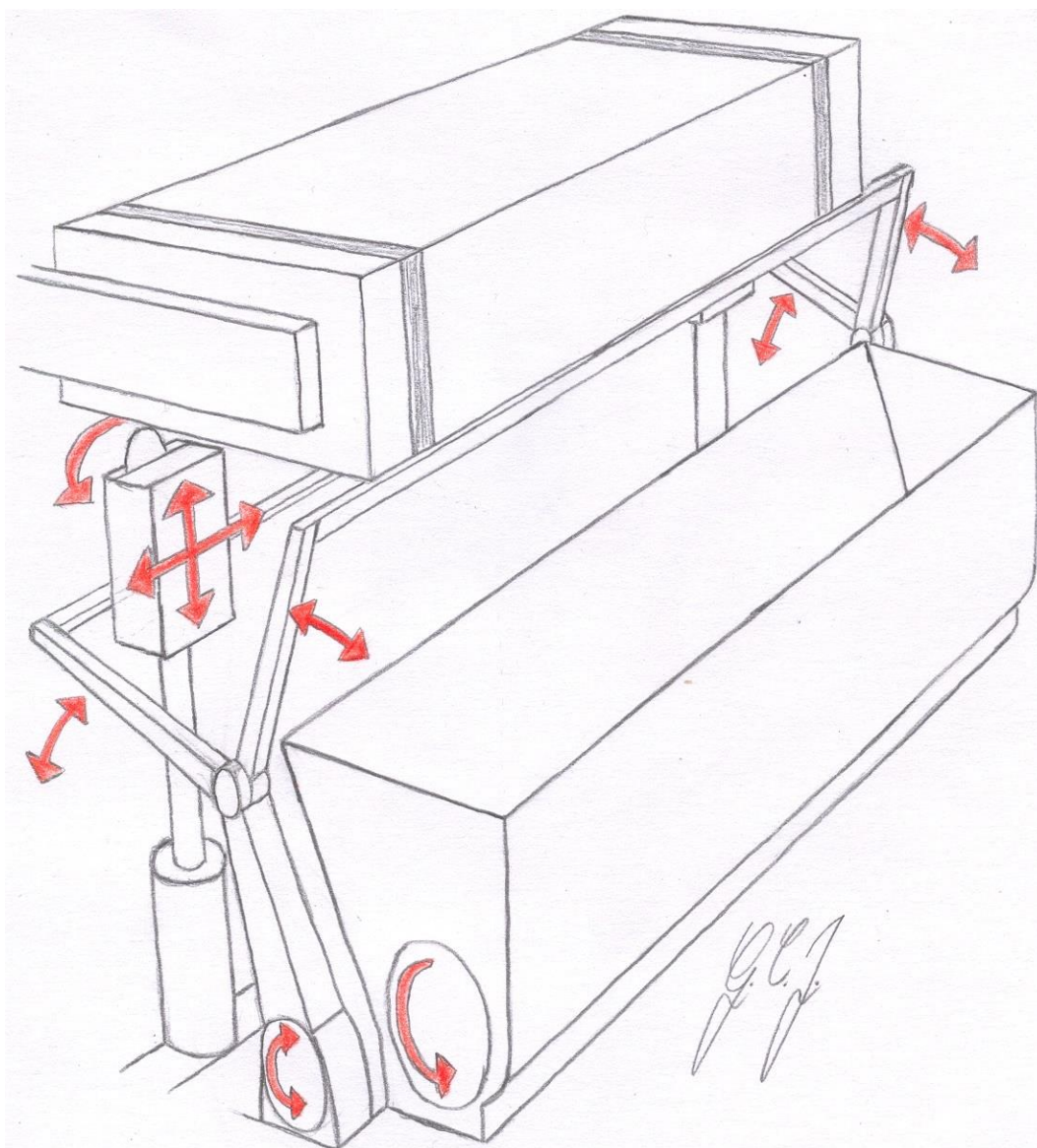
Fordeler:

Man får et godt grep om stroppen slik at man har bedre kontroll. Man slipper å trekke stroppen langt ut fra kassen. Kutteskiven holder seg lengre skarp enn en saks.

Ulemper:

Det er fare for at kloen lukkes uten at den får tak under stroppen.

2)



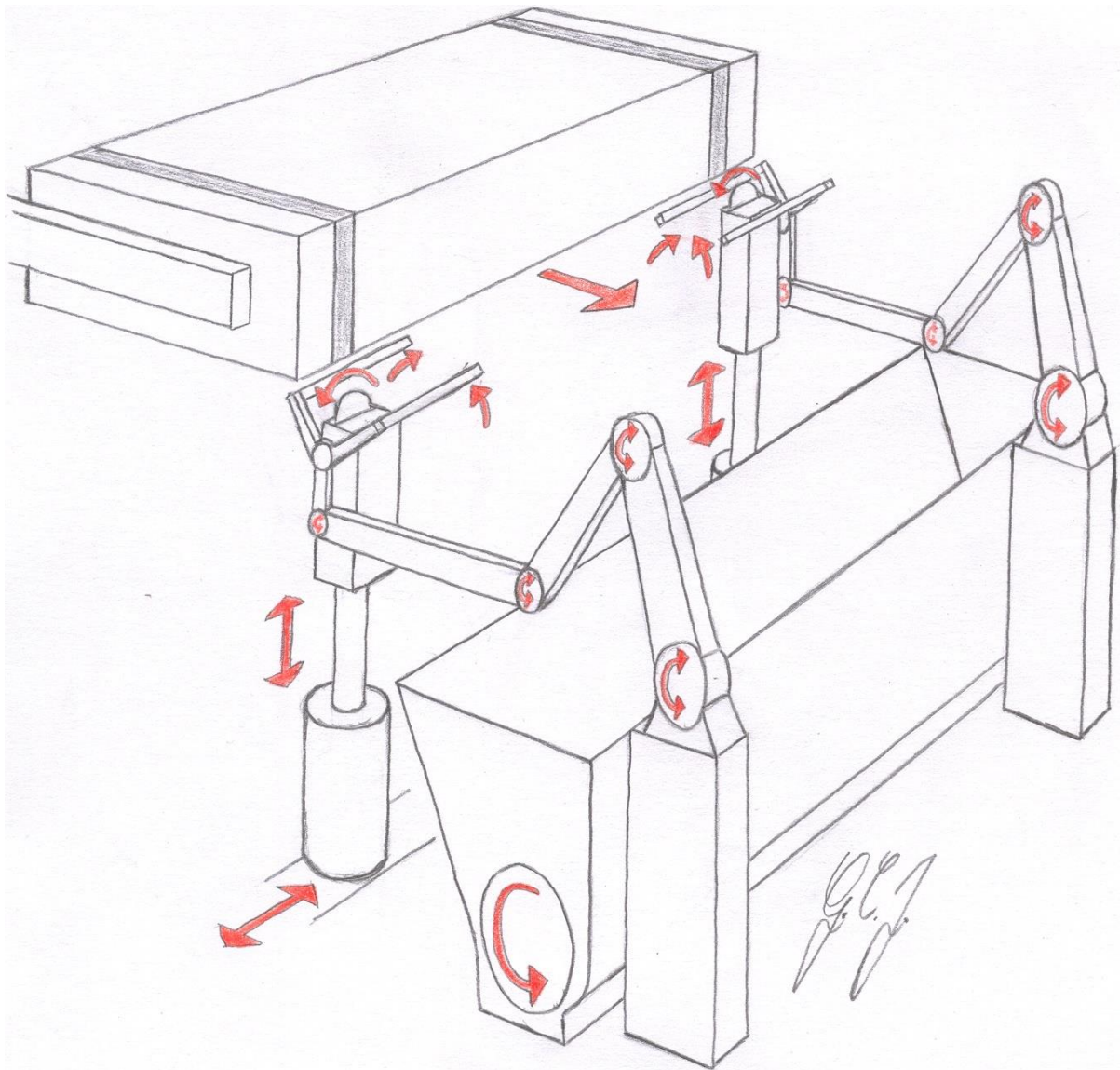
Figur 6.4.2.2: Sage av, gripeverktøy og kvern

Strukturen består av en kappeskive for hver stropp, mens det er ett gripeverktøy og en kvern for begge stroppene. Når fiskekassa kommer, står allerede gripeverktøyet og kappeskivene klare, som vist på figuren. Kappeskivene går akkurat langt nok opp til at de kapper stroppene, uten at de ødelegger kassa. Så beveger de seg i lengderetningen til kassa, slik at stroppene kappes. Etter at kappeskivene har gått litt ned igjen, beveger gripeverktøyet seg mot kverna, samtidig som det griper sammen. Da dras fiskekassa tilbake, slik at stroppen blir igjen i gripeverktøyet, og kan slippes ned i kverna.

Fordeler: Strukturen er ganske enkel, med få deler. Kappeskivene kutter presist og fort. Plasseringen av stroppene i lengderetningen og bredden til stroppene vil ikke ha noe å si.

Ulemper: Det kan være fare for at stroppene surrer seg fast i gripeverktøyet, slik at det blir vanskelig å slippe de ned i kverna.

3)



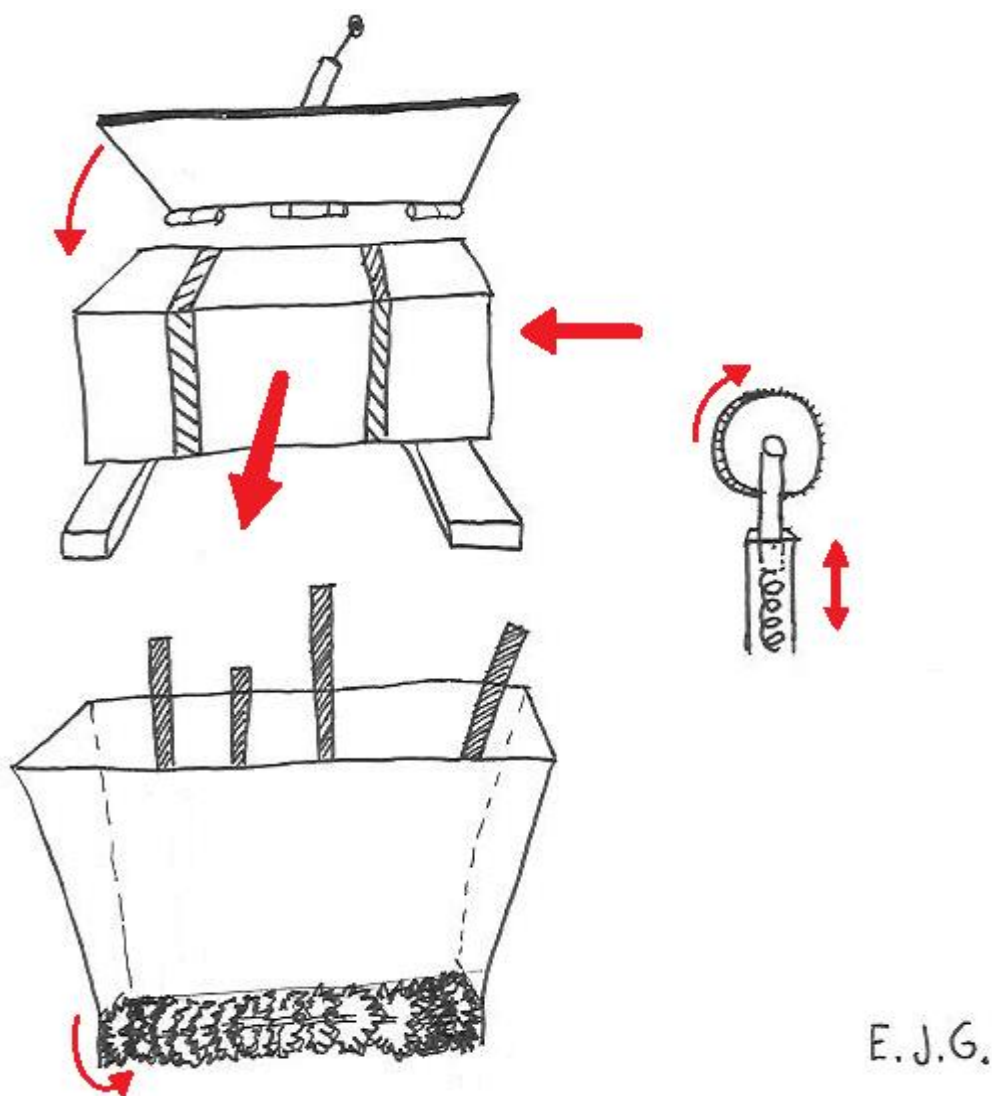
Figur 6.4.2.3: Sage av, gripeverktøy og kvern

Strukturen består av en kappeskive og ett gripeverktøy for hver stropp. Alle stroppene kommer i en felles kvern. Når fiskekassa beveger seg inn mot stroppefjernerens står allerede gripeverktøyet og kappeskivene klare, som vist på figuren. Deretter går kappeskivene akkurat langt nok opp til at de kutter stroppene og ikke kassa, før de beveger seg i lengderetningen til kassa. Når stroppene er kuttet, går kappeskivene ned. Gripeverktøyene beveger seg mot kverna, mens de etter hvert klemmes sammen slik at de får tak i stroppene. Stroppene dras av fiskekassa samtidig som den beveger seg videre. Til slutt slippes stroppene ned i kverna.

Fordeler: Gripeverktøyene vil få godt grep om stroppene. Kutteskivene kan kutte raskt og presist.

Ulemper: Løsningen er ganske komplisert, med mange armer og ledd.

4)



Figur 6.4.2.4: Kutteskive, gripeverktøy og kvern

Kassen føres over en roterende kutteskive i en jevn bevegelse, slik at stroppen kuttes. Innfestningen kan variere avstanden til kassen, slik at den ikke kutter for dypt. Eventuelt kan den være fjærbelastet. Siden stroppen er kilt fast i kassens hjørner, vil den foreløpig ikke falle av. Derfor føres kassen videre inn i en stor klo, som lukkes av en luftdrevet sylindret etter signaler fra lasersensorer. Kassen endrer straks bevegelsen i 90° retning utover, mens stroppen holdes igjen og faller ned i en kvern.

Fordeler:

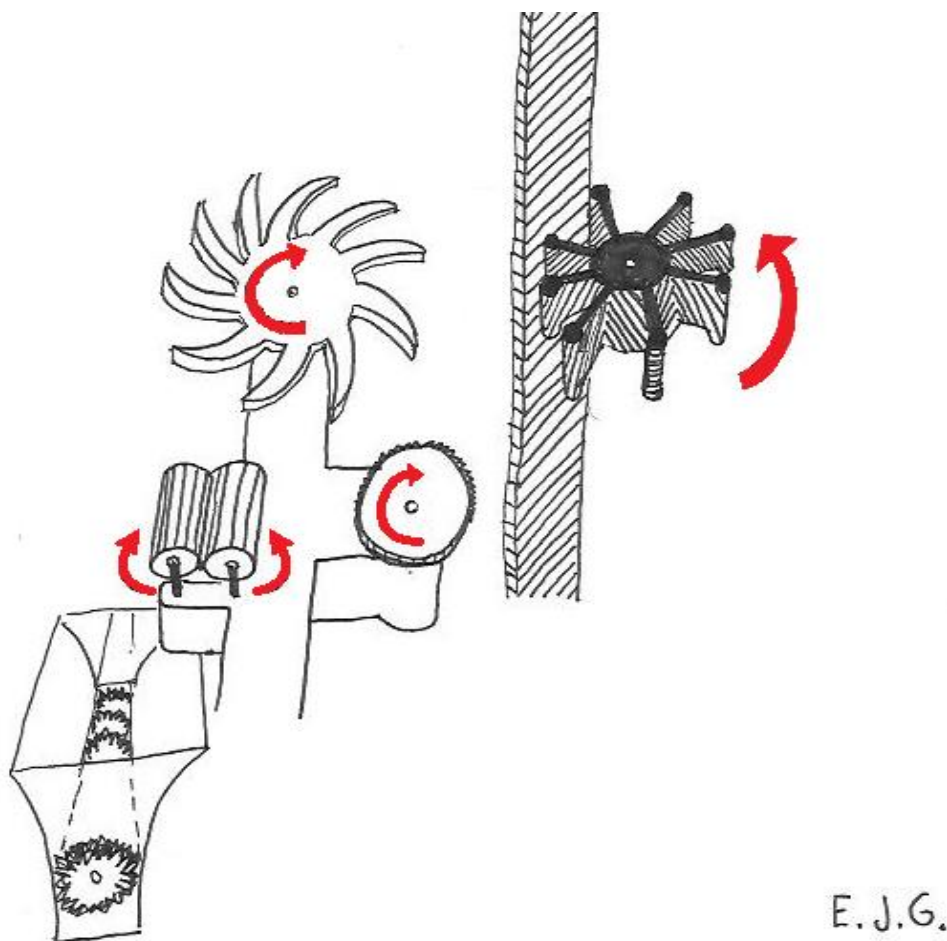
Kassen har en jevn bevegelse, som er mer effektivt.

Ulemper:

Matehastigheten ned i kvernen kan være avgjørende avhengig av kapasiteten. Friksjonen til kassen er høyere enn stroppen, så det kan bli vanskelig å få tak i stroppen.

6.4.3 Sage av, motgående ruller og kvern

1)



Figur 6.4.3.1: Sage av, motgående ruller og kvern

En impeller av myk plast-/gummiblanding, fås kjøpt i ulike størrelser og brukes vanligvis til båtmotorer. Når denne roterer og treffer en stropp er det ønskelig at stoppen løftes ut fra kassen. Da kan de roterende løfteørene gripe stoppen i en av sporene og føre den i kontakt med kutteskiven. Det er ønskelig å bruke impelleren for å behandle kassen skånsomt, men det er mulig man kan klare seg uten denne, hvis stoppen løftes direkte av løfteørene. Den gjenværende enden av stroppen føres til slutt bort til sammenkoblede ruller, som trekker den med seg ned i en kvern som makulerer.

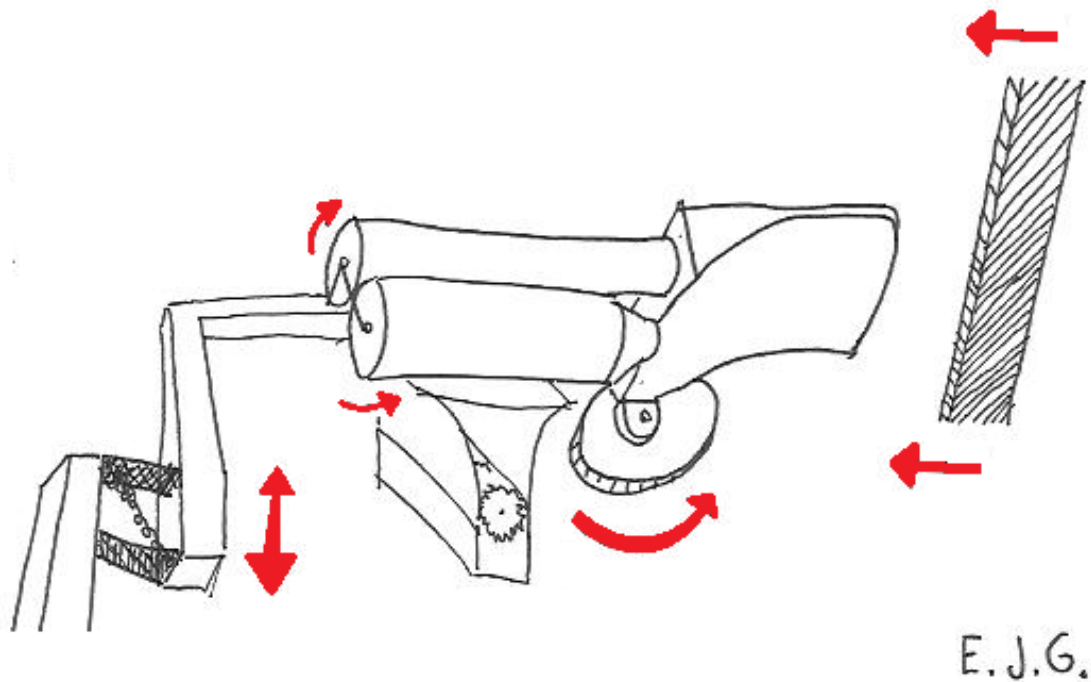
Fordeler:

Løsningen slipper å stoppe opp og kan være effektiv hvis den fungerer. Man slipper sensorer som stopper kassen på riktig sted.

Ulemper:

Det er fare for at man ikke får dratt stroppen langt nok ut fra kassen, og at skiven med løfteørene kjører seg fast. Løse stropper kan generelt kile seg fast i roterende mekanismer. Det kan være utfordrende å få stroppen til å slippe løfteørene og leveres over til rullene.

2)



Figur 6.4.3.2: Fjærbelastet spade

Spadedelen har påmontert en kutteskive som går kontinuerlig. Når stroppen er kuttet fortsetter den ene enden inn i et sett med ruller som har en åpen ende som er konisk, siden kassen føres kontinuerlig langs spaden. Et fjærbelastet ledd i opplagringen til spaden gjør at det blir minimal avstanden til kassen. Rullene mater stroppen ned i en kvern som makulerer.

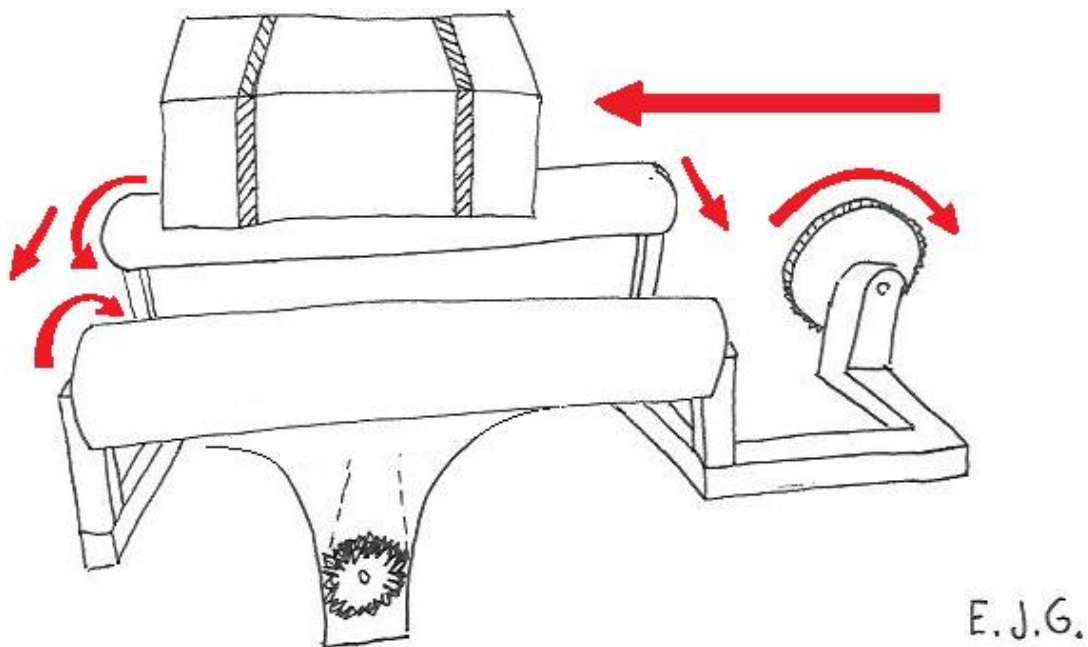
Fordeler:

Alle delene er koblet sammen i en enhet. Spaden følger konturene i kassen, og kassen beveges kontinuerlig.

Ulemper:

Kan hende man «kjører over» stroppen hvis den sitter i stramt spenn mot kassen. Kvernen må tillate at flere stropper makuleres, eller den må ha rask nok matehastighet på rullene for å kvitte seg med stroppen før den treffer neste.

3)



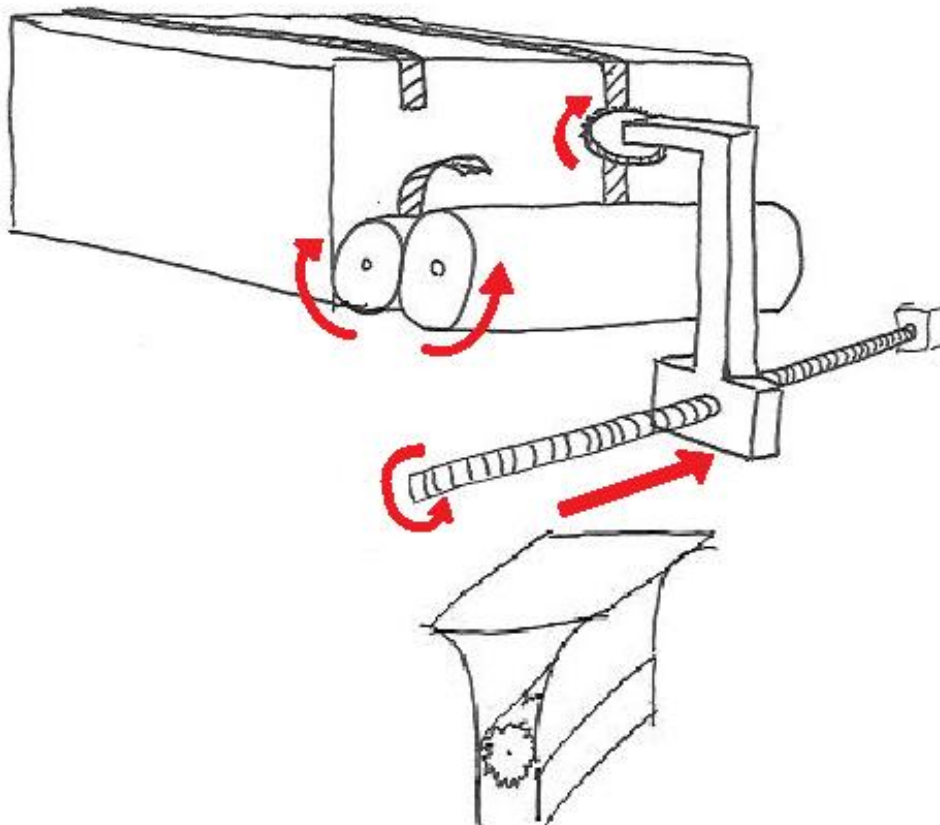
Figur 6.4.3.3: Bevegelige ruller og stasjonær kutteskive

Den fastmonterte kutteskiven spinner kontinuerlig. Kassen flyttes langs oversiden, midt på, ovenfor kutteskiven slik at stroppene kuttet. Sensorer eller fjærbelastning og begrensende kanter sørger for at kutteskiven følger kassens underside med riktig avstand. Stroppene vil holde seg på kassen grunnet spor i kassens hjørner etter stroppespennet. Når kassen så flyttes over rullene vil en sensor reagere og flytte den ene rullen mot den andre lineært og raskt ved hjelp av tannstang og elektromotor. Den ene enden på hver av stroppene blir grepet av rullene, som roterer raskt og kontinuerlig, slik at de trekkes av kassen og ned i en kvern hvor de makuleres.

Fordeler: Rask prosess hvor kassen er i bevegelse kontinuerlig og begge stropper blir fjernet hurtig samtidig. Mindre komplekst med stasjonær kutteskive.

Ulemper: Kassens bevegelse i forhold til rullene kan ikke skje for raskt.

4)



E.J.G.

Figur 6.4.3.4: Faste ruller og bevegelig kutteskive

Kassen står i ro ved enheten, mens kutteskiven lineært flyttes ved hjelp av en roterende skrue. Rullene tar tak i nedre ende av stroppene etter som de løsner pga. tyngdekraften. Etter som rullene roterer kontinuerlig med lik avstand, trengs kun driftskopling til en av de. Rullene trekker stroppene ned i en kvern hvor de makuleres.

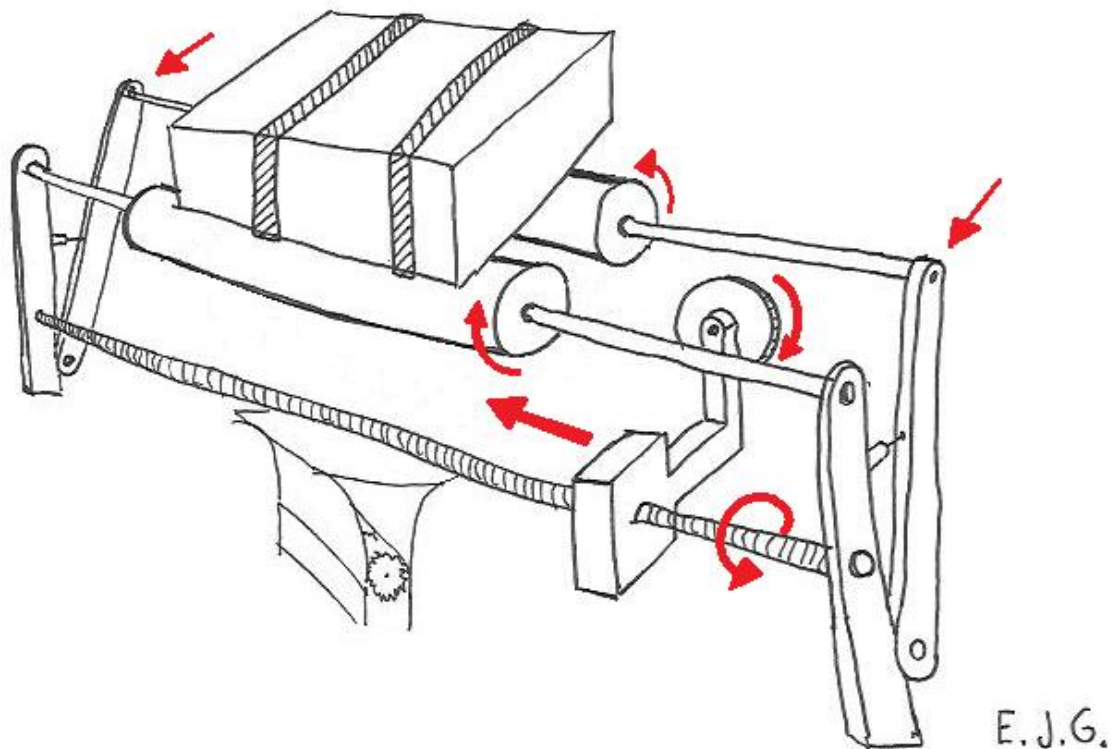
Fordeler:

Enklere konstruksjon hvis rullene er fastmonterte.

Ulemper:

Komplekst med kutteskive som beveges. Blir tregere hvis hver kasse må stoppe opp.

5)



Figur 6.4.3.5: *Bevegelige ruller og kutteskive*

Kassen står i ro over enheten, mens kutteskiven lineært flyttes langs midten av kassens underside ved hjelp av en roterende skrue. Rullene er opplagret med svingende armer i hver ende, slik at de kan gripe enden av hver stropp. Armene flyttes ved hjelp av f.eks. hydrauliske sylindere, eller remdrift fra elmotor. Siden rullene roterer raskt og kontinuerlig, vil de trekke stroppene ned i en kvern hvor de makuleres.

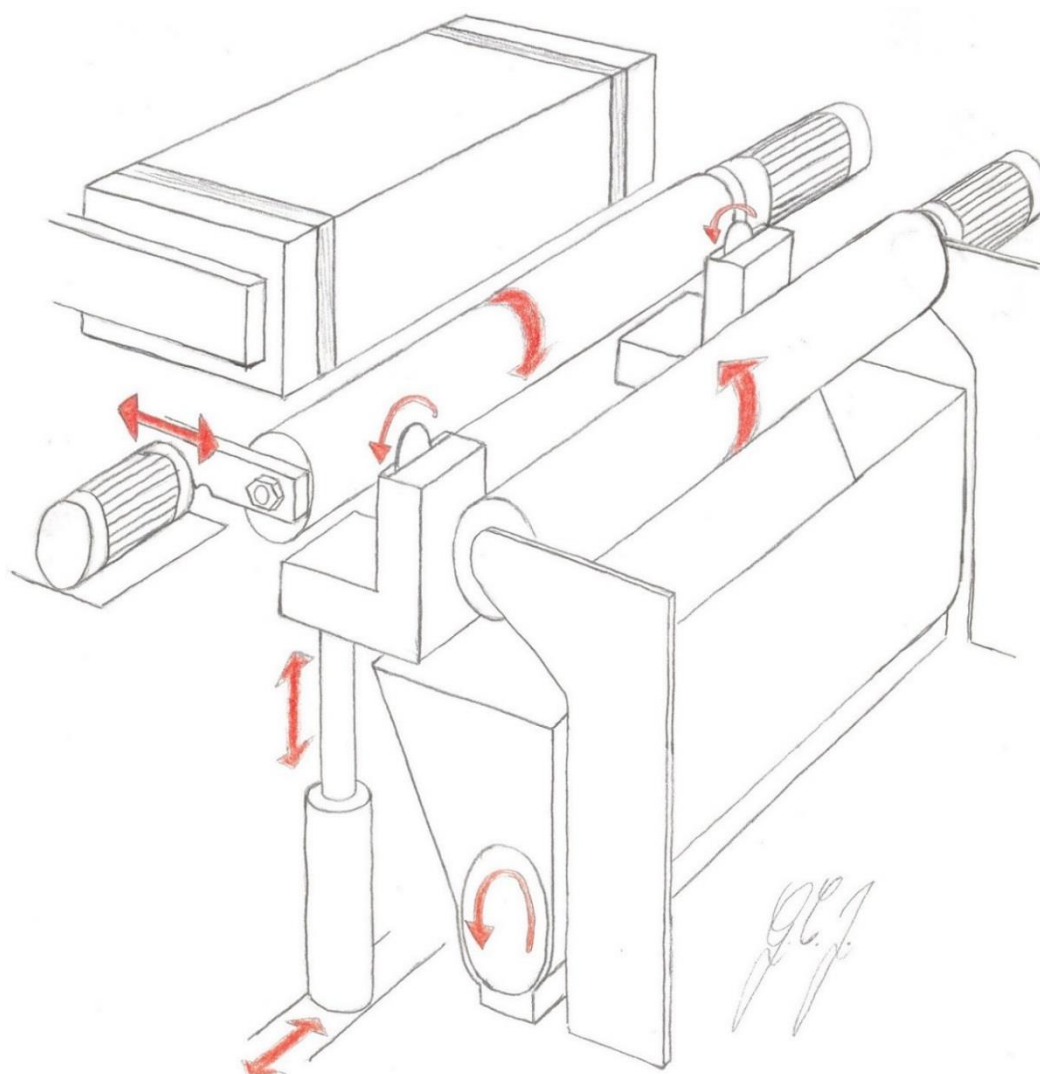
Fordeler:

Enklere å holde styr på avstander til hver kasse som kommer inn, siden hver del kan beveges uavhengig. Begge stroppene fjernes hurtig samtidig.

Ulemper:

Komplekst med kutteskive og rulle som beveges. Tregere hvis hver kasse må stoppe opp.

6)



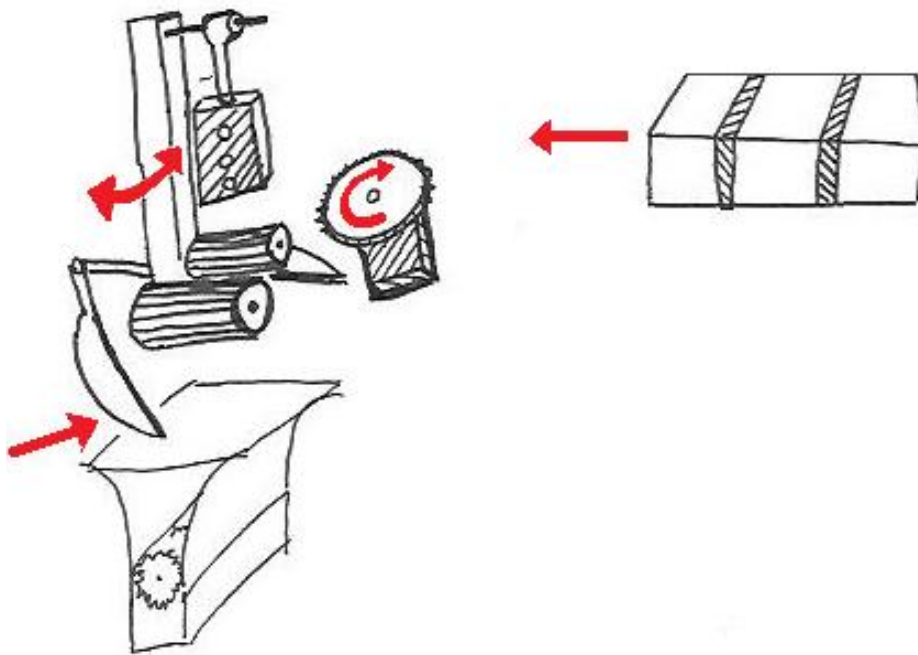
Figur 6.4.3.6: Sage av, motgående ruller og kvern

Strukturen består av en kappeskive til hver stropp, og to ruller og en kvern som er felles for begge stropene. Når fiskekassa kommer inn til stroppefjerner, står rullene og kappeskivene klare, som vist på figuren. Først går kappeskivene akkurat langt nok opp til at de kapper stropene, uten at de river løs isoporkuler fra fiskekassa. Så beveger de seg i kassas lengderetning. Når stropene er kuttet, går kutteskivene ned, slik at rullen til venstre kan bevege seg mot rullen til høyre. Begge rullene roterer kontinuerlig. Den til høyre er stasjonær, mens den til venstre kan bevege seg som figuren viser. Når den venstre rullen beveger seg mot høyre, tar den med seg stropene som henger litt ned. Etter hvert vil den nå fram til den andre rullen, og de vil få tak i stropene, slik at de rulles ned i kverna. Samtidig som de får tak i stropene kan fiskekassa bevege seg videre, slik at prosessen skjer så effektivt som mulig.

Fordeler: Svært få bevegelige deler. Ikke et problem med stor variasjon i plassering av stropene i fiskakassas lengderetning.

Ulemper: Det er usikkert hvor godt tak rullene vil få på stropene.

7)



Figur 6.4.3.7: Sage av, motgående ruller og kvern

Kassa beveger seg mot venstre, og treffer først en sensor som sørger for at den roterende kutteskiven holder riktig avstand. Kassa stanses i riktig posisjon vha. en annen sensor som føler kanten på stroppen, før stroppen kuttes over. Så flyttes en plate med mange små hull som suger luft, inntil stroppen slik at det oppstår et vakuum. Deretter vipres platen ut til to ruller, hvor stroppen kan kuttes opp i kortere biter med saks. De korte lengdene faller ned i en kvern, med bufferlager for flere stroppebiter.

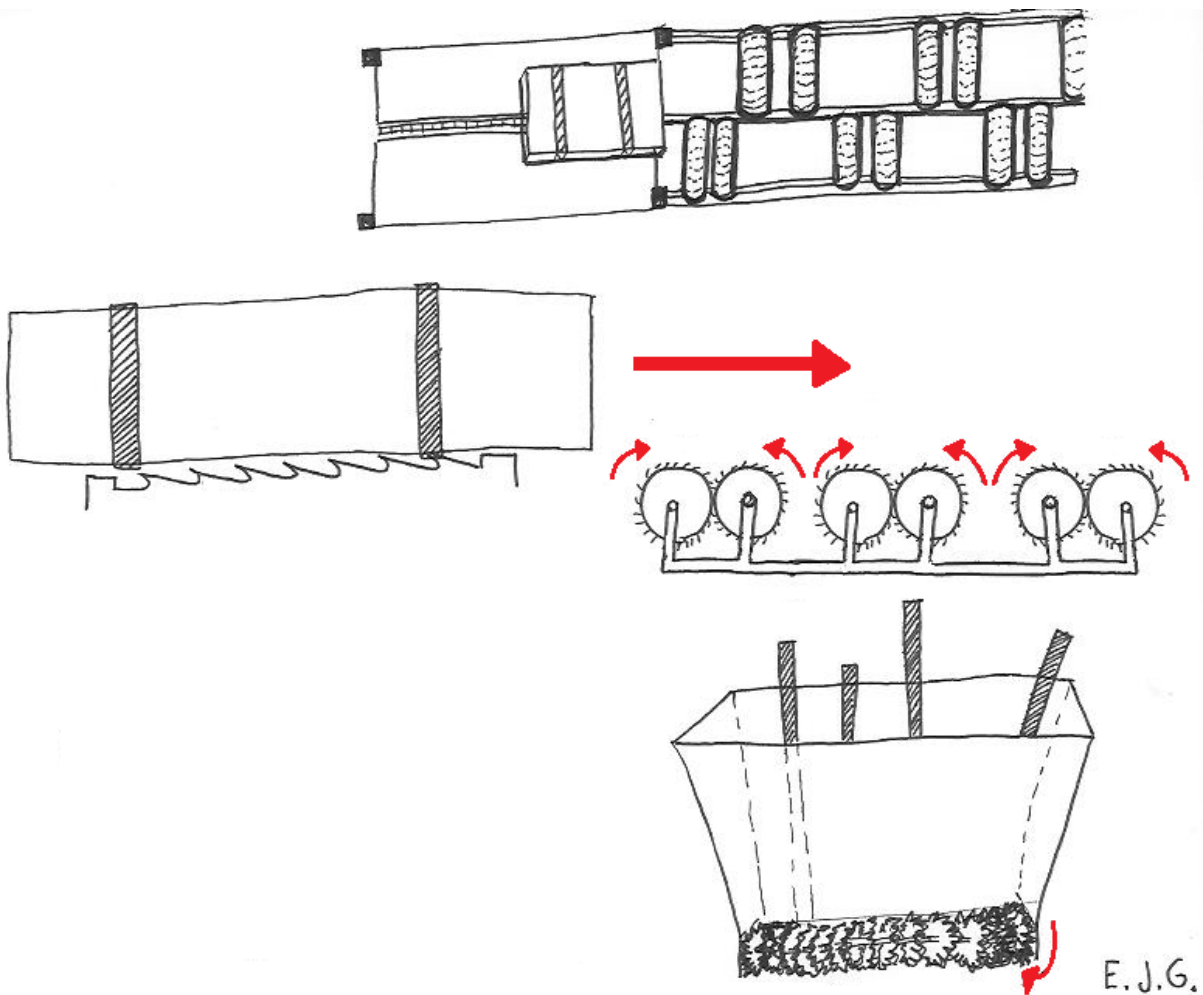
Fordeler:

Vakuumpalten griper stroppen uten å gripe på baksiden av stroppen. Rullene kontrollerer matehastigheten til stroppen.

Ulemper:

Vakuumpalten må være helt inntil stroppen for at det skal bli lufttett. Kassens bevegelse må kontrolleres med sensorer. En ekstra operasjon med vakuum gjør at det blir ekstra komplekst.

8)



Figur 6.4.3.8: Skjære av, motgående ruller og kvern

Kassen beveger seg konstant over verktøyet som står i ro. For å klippe stroppene passerer midten av kassens underside en rad med bueformede knivblader, hvor formen på bladene er litt forskjellig. Etter stroppene er kuttet vil endene henge ned pga. tyngdekraften. Deretter føres kassen over en rad med diagonalstilte ruller, som roterer kontinuerlig. Rullenes overflate har gripestruktur som enklere skal trekke stroppene ned i kvernen, hvor de makuleres.

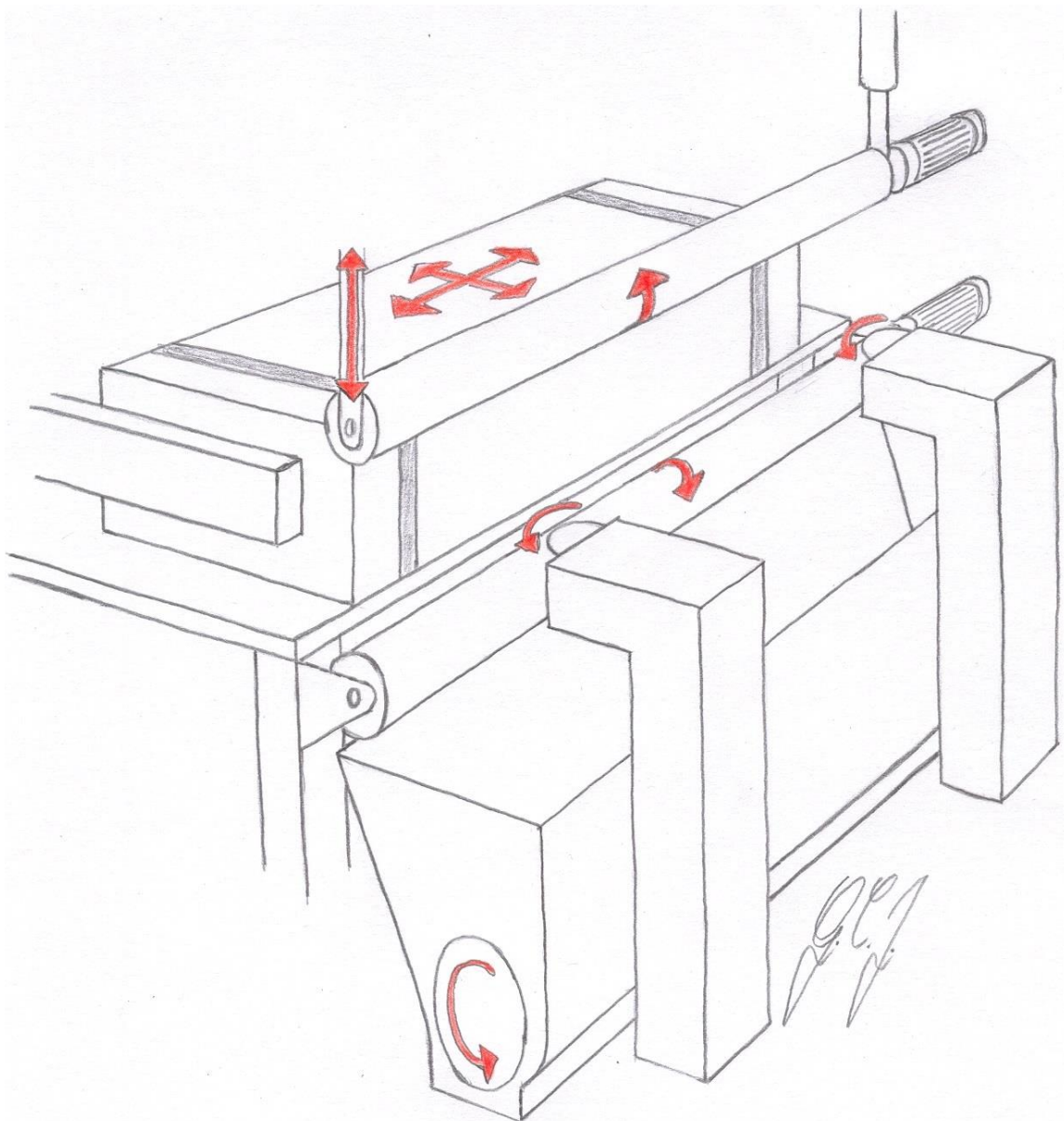
Fordeler:

Flere blader og ruller øker sannsynligheten for at stroppene kuttes og fjernes. Komponentene er stasjonære så løsningen blir mindre kompleks. Kassene kan passere effektivt.

Ulemper:

Det er ikke sikkert stroppe vil kuttes, hvis avstanden mot knivbladet er for stor. Kassen kan få større skader eller stoppe opp hvis tennene hugger seg fast i undersiden. Rullenes montering og utforming vil også ha betydning for om de fanger stroppene.

9)



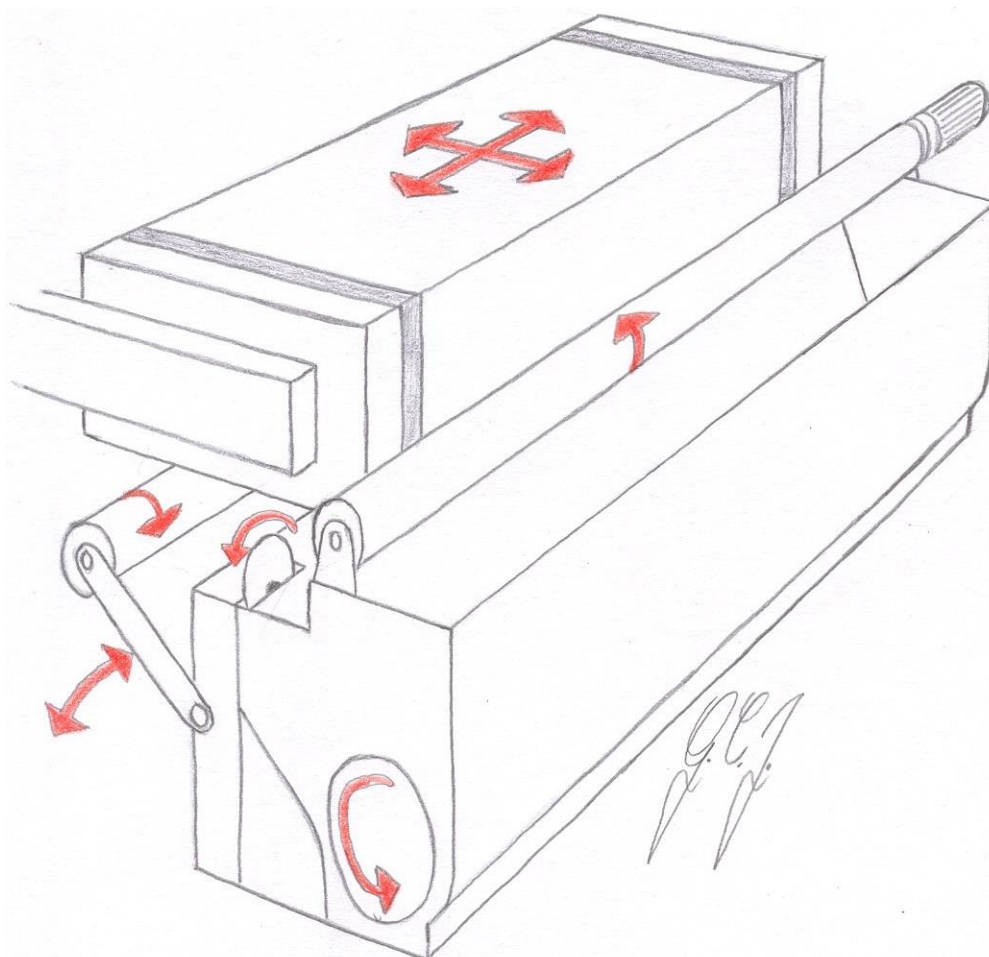
Figur 6.4.3.9: Sage av, motgående ruller og kvern

Strukturen består av motgående ruller og kutteskiver på langsiden av fiskekassa, samt et bord og en kvern. Fiskekassa holdes hele tiden mot bordet, slik at stroppene ikke skal sprette av. Først holdes fiskekassa mot kutteskivene. Deretter føres den i kassas lengderetning, langt nok til at begge stroppene blir kuttet. Når stroppene er kuttet, føres kassa tilbake. Fiskekassa er nå plassert som på tegningen over, og stroppene vil henge noe ut der de er kuttet. Den øvre rullen senkes hurtig ned mot den andre, mens begge roterer kontinuerlig. Når rullene presses sammen, får de tak om stroppene. Dermed dras begge stroppene ned i kverna.

Fordeler: Stroppene holdes på plass mellom bordet og fiskekassa. Bevegelsene i roboten som holder fiskekassa utnyttes, slik at det kreves få bevegelige deler.

Ulemper: Det er usikkert om stroppene alltid vil henge noe ut fra fiskekassa etter at de er kuttet.

10)



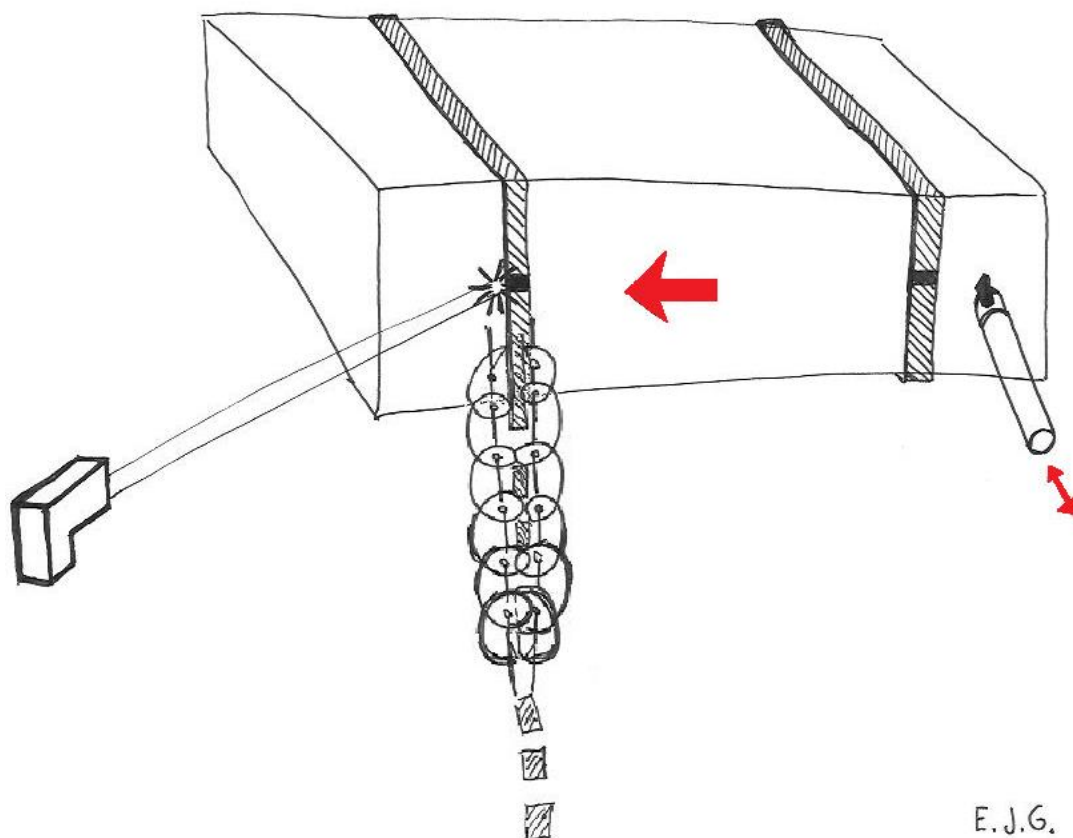
Figur 6.4.3.10: Sage av, motgående ruller og kvern

Strukturen består av motgående ruller, kutteskiver og kvern, som er plassert på undersiden av fiskekassa. Først fører roboten fiskekassa bort til stroppefjerner. Så dras den i fiskekassas lengderetning, mot høyre på figuren. Dermed kuttet stroppene på undersiden. Når stroppene er kuttet, vil alt være plassert som på figuren. Neste skritt er at fiskekassa føres opp og nærmere kverna. Til slutt vippes rullen til venstre inn mot rullen til høyre. På denne måten får de tak i stroppene, og ruller de ned i kverna. Samtidig som rullene får tak i stroppene, kan fiskekassa umiddelbart føres videre.

Fordeler: Tyngdekraften utnyttes ved at den drar stroppene noe ned. Dermed blir det lettere å få tak i de når rullen til venstre vippes inn. Strukturen er enkel med få bevegelige eller kompliserte deler.

Ulemper: Det er usikkert om stroppene alltid vil henge ned etter at de har blitt kuttet.

6.4.4 Varme, motgående ruller og kvern



Figur 6.4.4: Sort tusj, laser og ruller/kvern

Siden både kassen og stroppen er hvit, utnytter man prinsippet om emissivitet og varmestråling. En sort flate absorberer varmen bedre enn en hvit flate, hvor strålene reflekteres. En sort sprittusj eller malingspensel kan derfor lage merker i stroppene der de skal smeltes. En kraftig nok laser stilles i samme høyde som de sorte merkene, så når kassen flyttes parallelt skal kun stroppene brennes av. Rullene og kvernen er kombinert, ved at rullene har skrueregjenger. Skrueregjengene som fjerner stroppene er ikke parallelle, men nærmer seg hverandre lenger ned. Den nederste delen er skarpere enn den øverste, slik at stroppene til slutt skjæres opp i biter. De to skruene har deksler rundt seg for at stroppene skal havne mellom skruene, og for å unngå søl.

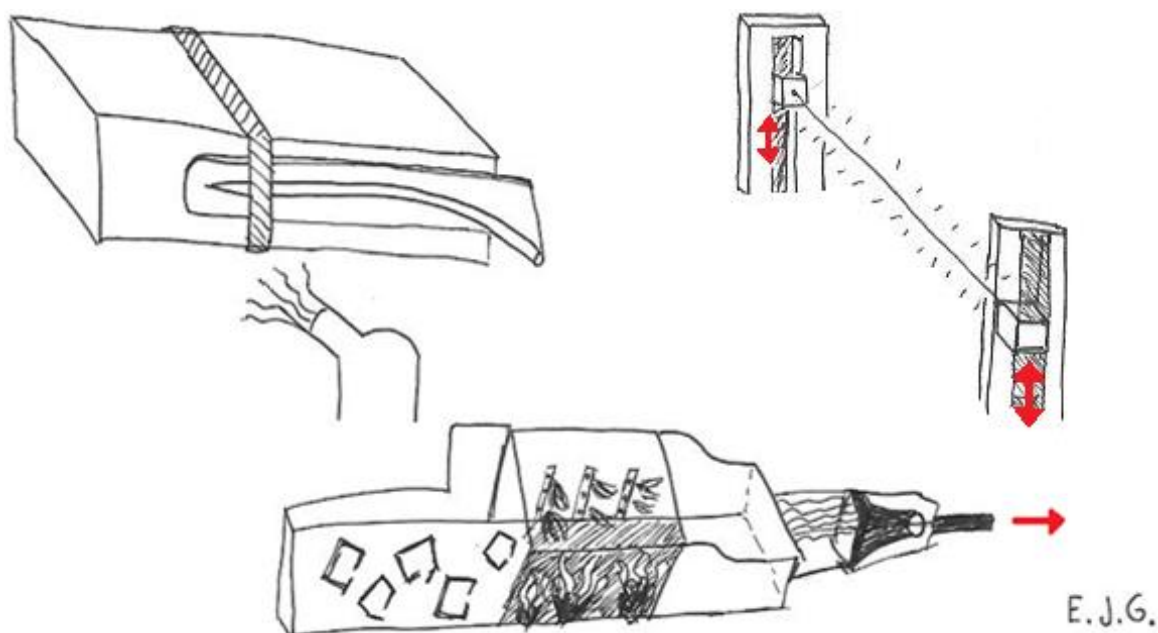
Fordeler:

Effektiv løsning med mindre grad av mekanisk berøring. Kassen kan passere i en kontinuerlig bevegelse.

Ulemper:

Det er mulig at kassens isopor likevel tar skade av laserstrålen, siden isopor smelter og trekker seg sammen ved lav temperatur, i forhold til stroppene. Den kraftige laseren kan bli kostbar. Generelt kan det oppstå brannfare. Skrueløsningen er relativt lite utprøvd, som kan være utfordrende.

6.4.5 Varme, suge og smelte sammen



Figur 6.4.5: Varme opp, suge og smelte sammen

Stroppen kuttes av en oppvarmet streng, med varmebeskyttende bakplate. Siden platen er formet som en spade, løftes stroppe ut fra esken samtidig. Dette gjøres for å slippe å bruke kassen som skjæreunderlag, samt at stroppe føres i kontakt med en støvsuger. Støvsugeren trekker av stroppe, en etter en, så de lander hele på et transportbånd hvor de først utsettes for varme høyere enn smeltetemperaturen. Deretter kan de ekstruderes ut av en dyse og brukes til noe annet. Eventuelt kan man skjære igjennom EPS kassen med en varm streng og helle ut fisken.

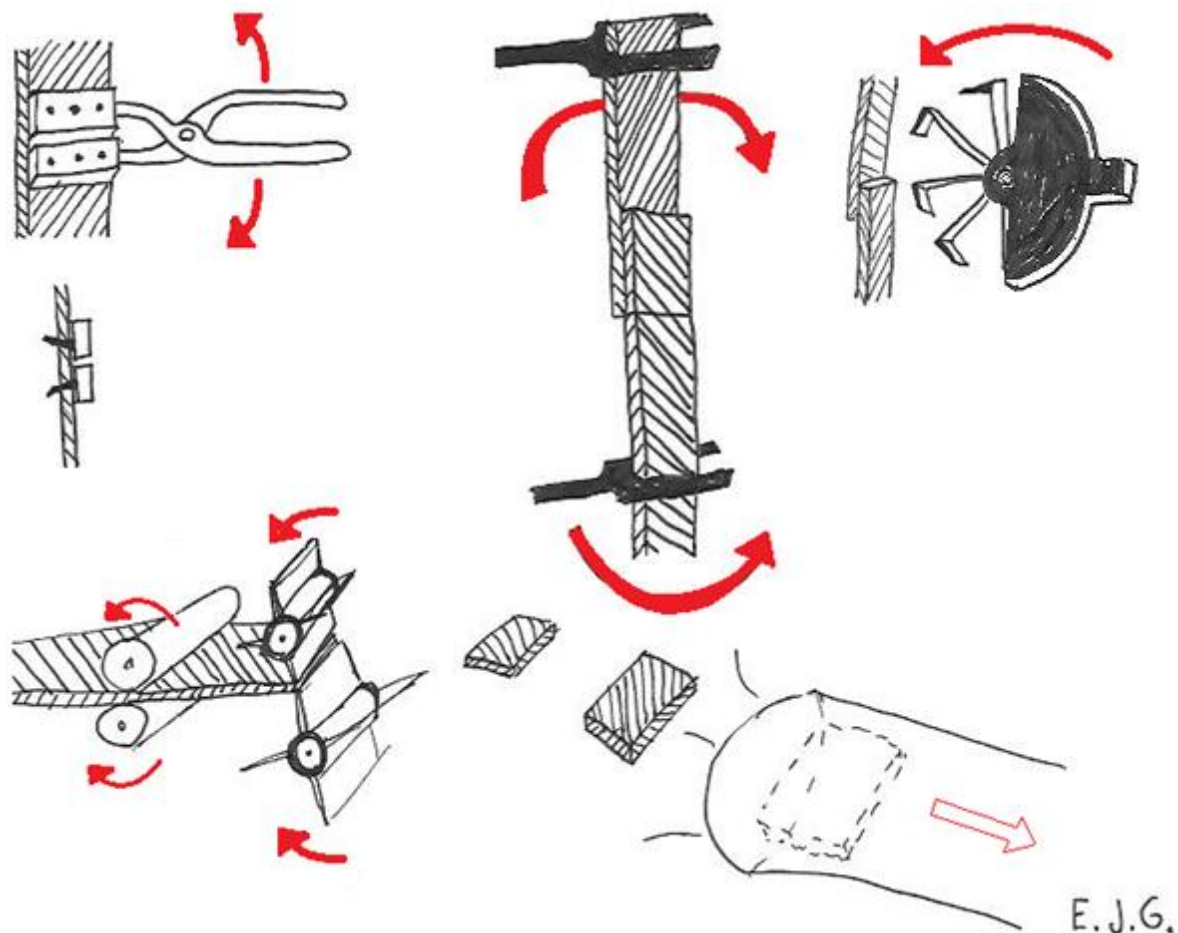
Fordeler:

Benytter kjente prinsipper fra «loddebolt» for å varme opp streng, så framstillingen blir rimelig. Plastdekselet under strengen beskytter isoporen mot varme. Energieffektivt å resirkulere direkte, hvis omstendighetene ligger til rette for det.

Ulemper:

Generelt tåler isoporkassene lite varme før de deformeres og krympes. Smeltehastigheten av plasten kan bli for treg hvis strengen er for kald. Ekstruderingsprosessen er i seg selv kostbar, så resirkuleringen blir gjerne satt bort. Hvis man skjærer av en side på kassen med en streng, må man fortsatt skille stroppe fra kassen før de kan resirkuleres.

6.4.6 Rive av, gripeverktøy og kvern



Figur 6.4.6: Rive av gripeverktøy og kvern

En tang med spesielt utformede gripekroker som presses gjennom stoppen. Krokene er skråstilt slik at de ikke faller ut. Når armene trykkes fra hverandre rives stoppen i to. Etterpå fortsetter den ene armen på tangen med stoppen videre til kuttelameller, mens den andre løsner stoppen. En annen variant kan være at to gafler skyves langs siden på kassen. Når de treffer en stropp fortsetter den ene gaffelen i en rotasjon på 180°, mens den andre står stille så det oppstår et vridemoment i stoppen. Gaflene skal plasseres i kort avstand til limeskjøten, slik at vridemomentet konsentreres. Prosessen kompliseres ytterligere om ikke limeskjøten er på samme sted på stroppene. En tredje variant kan være at roterende blader streifer langs stoppen og «splitter» opp skjøten. Kuttelamellene deler opp stoppen i små biter. Oppkuttete biter fjernes med «støvsugerprinsipp».

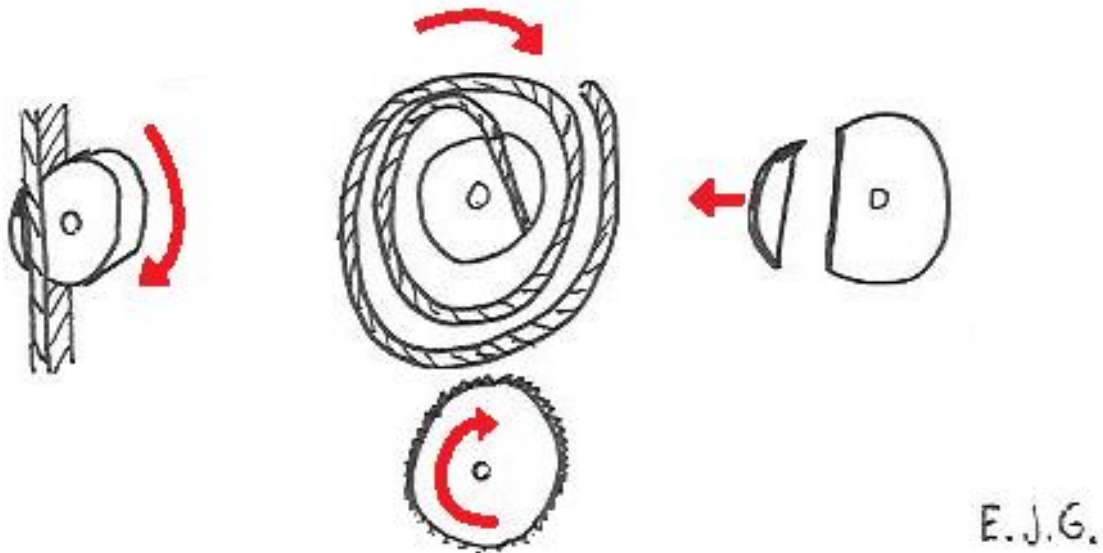
Fordeler:

Tangen trenger ikke gå på baksiden for å få tak i stoppen. Man utnytter en svakhet som allerede eksisterer på stoppen.

Ulemper:

Stroppen tåler mye, og det er liten sjanse for at man klarer å rive stoppen i to hver gang. Det er ikke sikkert at man klarer å synkront gripe med begge gaflene riktig.

6.4.7 Klippe av, motgående ruller og kvern



Figur 6.4.7: Roterende hjul med skarp kant (hybridløsning)

Hjul med et hjørne som kan gripe og slippe radielt utover. Hjørnet føres inn bak stroppen og klemmer radielt innover. Når stoppen er grepet fast, skjæres stroppen av pga. strekkspenningen som konsentreres mot en skarp kant på hjørnet. Når hjulet fortsetter rotasjonen, kveiles stroppen opp. Deretter kommer det i kontakt med et sagblad som gjør stroppen om til fint støv. Til slutt løses hjørnet på hjulet ut igjen, og den resterende biten av stroppen faller ut. Hjørnet er klar for å ta en ny stropp.

Fordeler:

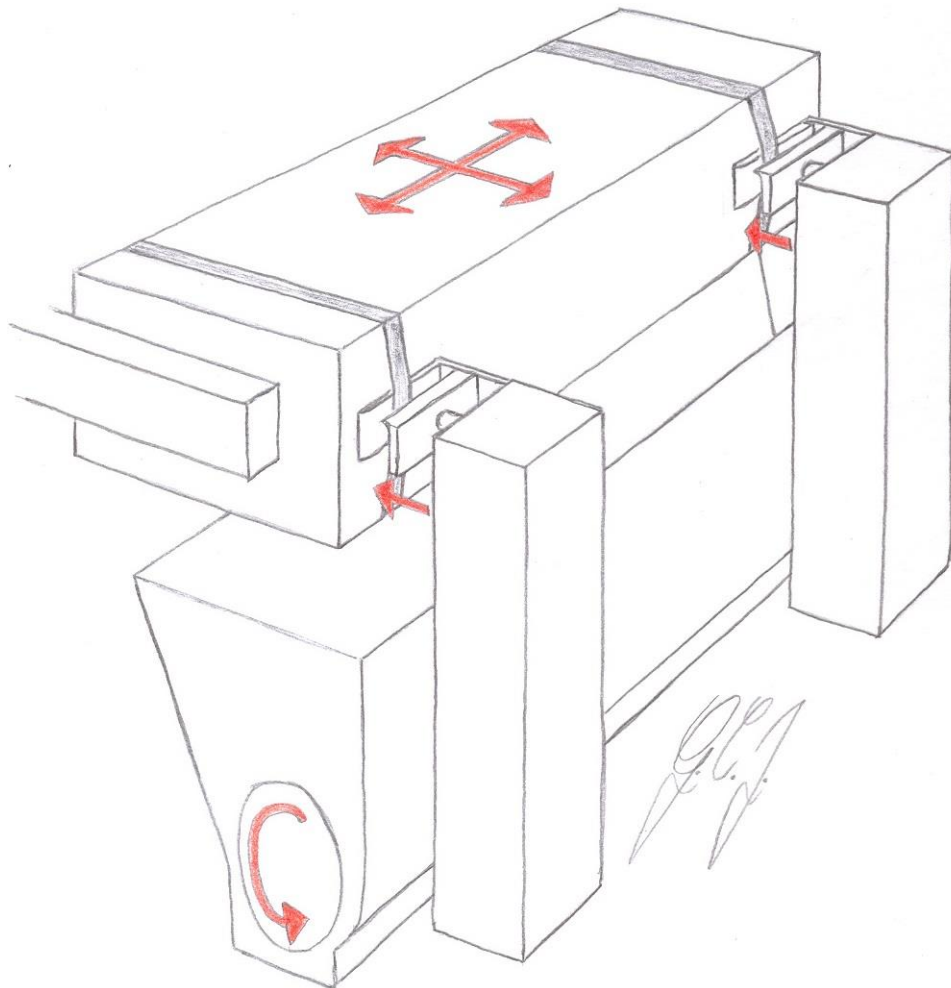
Prosessen er effektiv ved at stroppen ikke behøver å flyttes rundt.

Ulemper:

Kan være vanskelig at ikke stroppen kveiles opp skjevt utenfor hjulet. Hvis hjørnet blir sløvt er det ikke sikkert stroppen ryker.

6.4.8 Klippe av, gripeverktøy og kvern

1)



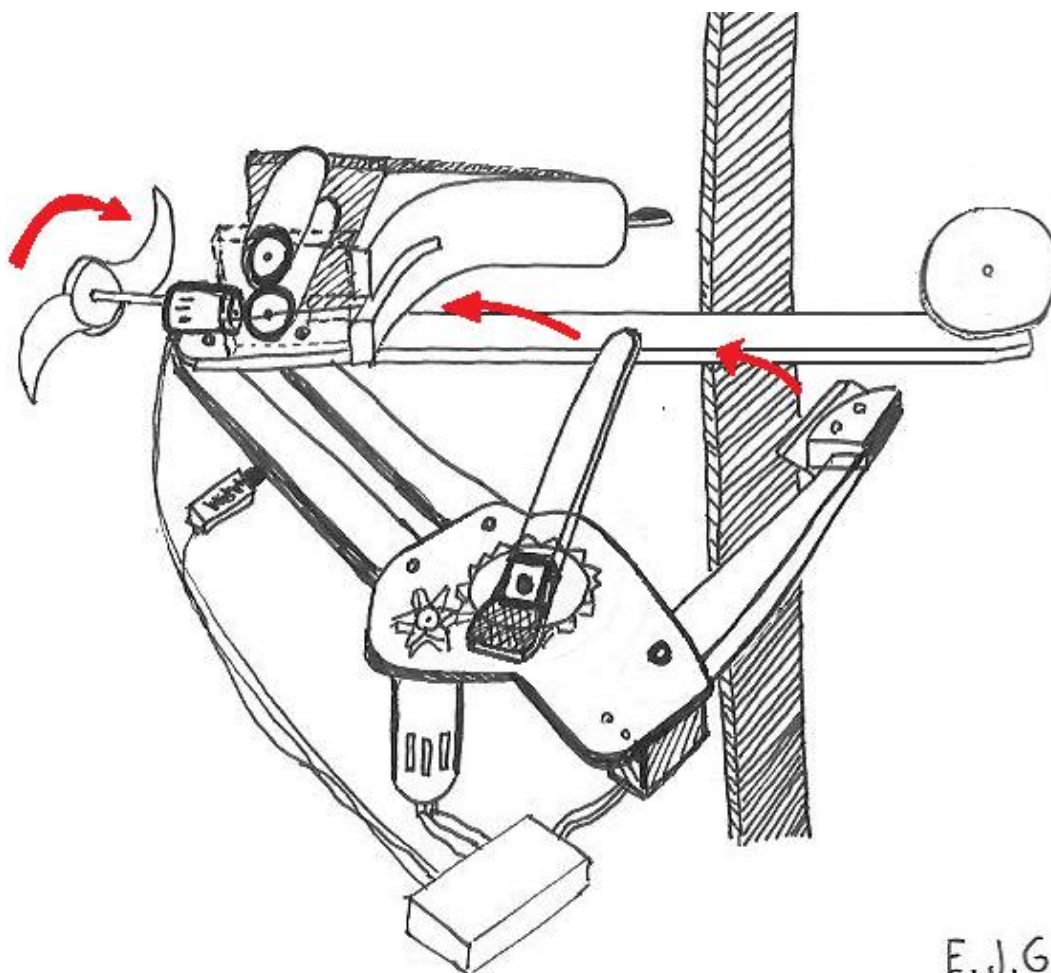
Figur 6.4.8.1: Klippe av, gripeverktøy og kvern

Strukturen består av klippe- og gripeverktøy, som er plassert ved langsiden av fiskekassa. Under er det en kvern. Først føres fiskekassa inntil gripeverktøyene. Deretter føres den i fiskekassas lengderetning, slik at gripeverktøyene får tak i stroppene. Nå er alle delene plassert som på figuren. Så presses gripeverktøyene sammen, slik som pilene viser. Øverst på gripeverktøyene er det plassert kniver, slik at stroppene gripes og kuttes i samme prosess. Når stroppene er grepet, føres fiskekassa videre og stroppene slippes ned i kverna.

Fordeler: Det klippes og gripes i en prosess. Enkel konstruksjon, med få deler.

Ulemper: Usikkerhet rundt mulighetene for å føre gripeverktøyene bak stroppene.

2)



Figur 6.4.8.2: Klippe av, gripeverktøy og kvern

Gripeverktøyet dempes mot kassens overflate, hvor dybdehjulet sørger for at kloen ikke havner bortenfor kassens side, når kassen skal føres langs verktøyet. Opplagringen på dempingen hengsler også bakover når den fanger en stropp. Stroppen kommer på oversiden av spaden hver gang takket være en hakepik i front av spadeflaten, som skjærer seg et lite stykke ned i isoporen. Opplagringen er også i kontakt med en sensor som sier fra og sender strøm til en servo på motstående klo, som raskt lukker seg, griper og samtidig klipper av stroppen med et knivblad. Etter stroppen er grepet har man kontroll på hvor den er. Da kan en metallpinne knekke og dra den med seg igjennom et spor på spadeflaten. Metallpinnen har en motvekt for å unngå harmoniske svingninger, og den drives av en elmotor med tannhjulsutveksling for å senke hastigheten. Bak sporet venter to roterende ruller som metallpinnen akkurat går klar, som mater stroppen videre mot roterende kuttelameller. Både rullene og kuttelamellene kan drives av samme elmotor. Kvernen kan evt. være ekstern og kjøpes ferdig.

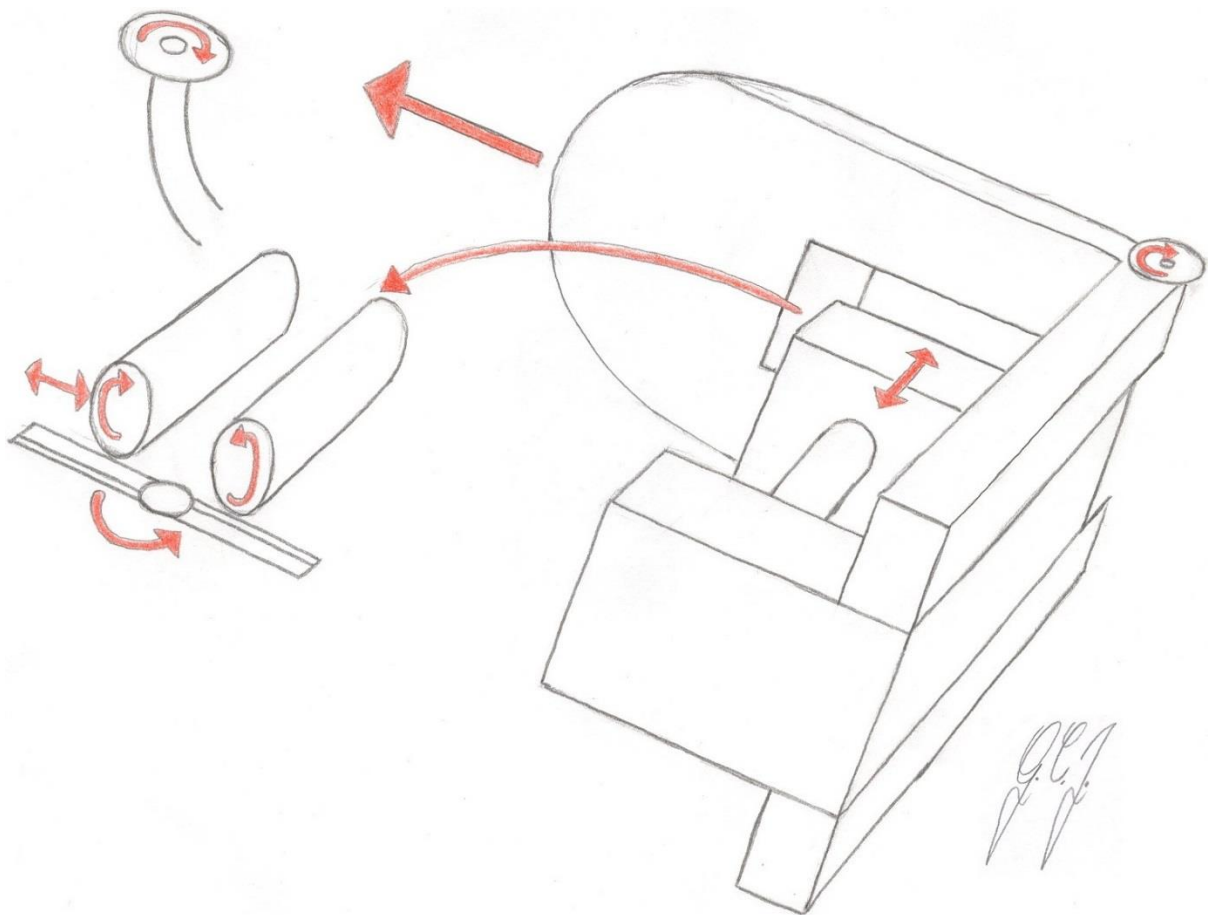
Fordeler:

Løsningen er adaptiv og kompakt. Stroppen kvernes opp «på stedet». Den har ikke for mange sensorer.

Ulemper:

Krever at man utnytter styrken i materialene riktig.

3)



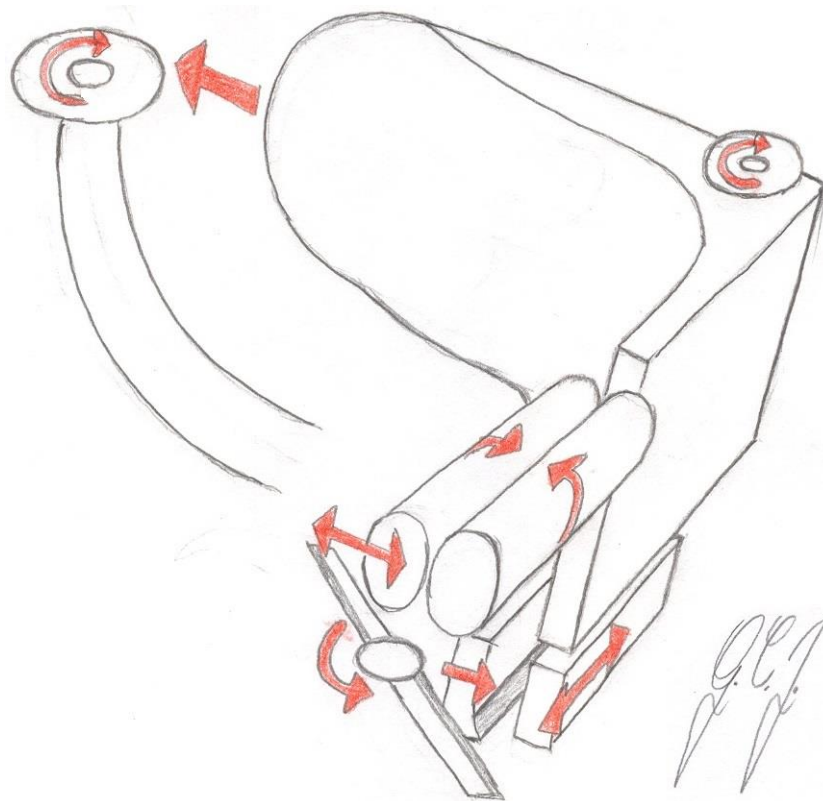
Figur 6.4.8.3: Klippe av, gripeverktøy og kvern

Strukturen består av spade, gripeverktøy, ruller, dybdehjul og kutteblader. Hele mekanismen står i ro, mens fiskekassa beveger seg i lengderetningen. Mens spaden beveger seg langs kassa, sørger dybdehjulet for at den først treffer sideflaten, og deretter fortsetter uten å grave seg ned eller steile. I tillegg er det en hakepik i fronten av spaden, som sørger for at stroppene alltid kommer på oversiden av spaden. Når stroppen kommer over spaden og til slutt butter, registreres dette av en sensor, og robotarmen stopper opp. Samtidig presses en gripeklo ned mot stroppen, som i tillegg kutter den i nedre del av gripekloen. Så fort stroppen er kuttet svinger gripekloen 90° bort til rullene. Da kan robotarmen bevege seg videre, slik at neste stropp kan fanges opp av spaden så snart som mulig. Når gripekloen har svingt bort til rullene, går rullene sammen. Når rullene har tak i stroppen, begynner kuttebladene å rotere. Så kan gripekloen slippe stroppen og svinge 270° tilbake til der den startet. Samtidig mates den første stroppen ved hjelp av rullene, og kuttes ved hjelp av kuttebladene. Så snart neste stropp gripes av gripekloen, kan fiskekassa bevege seg videre. Prosessen er lik for begge stroppene.

Fordeler: Løsningen vil fjerne stroppene uavhengig av hvor de sitter. Stroppen gripes og kvernes samme sted. Løsningen er kompakt.

Ulemper: Det tar lengre tid å ta en stropp om gangen. Den første stroppen vil dras noe i lengderetningen til fiskekassa.

4)



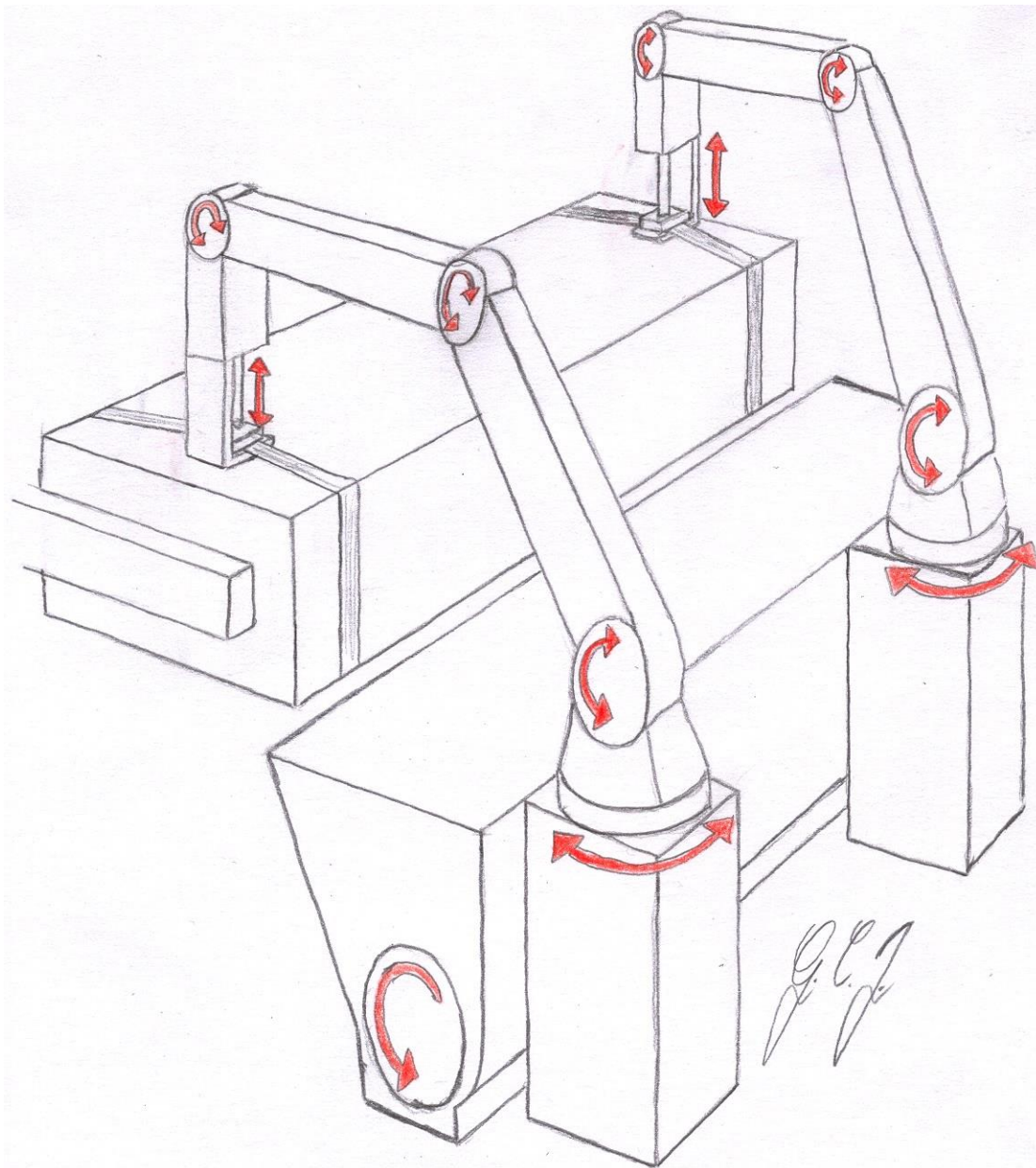
Figur 6.4.8.4: Klippe av, gripeverktøy og kvern

Strukturen består av spade, gripeverktøy, ruller, kutteblader og dybdehjul. Roboten beveger fiskekassas langsiden langs spaden. Dybdehjulet sørger for at spaden treffer langsiden, og for at den ikke graver seg ned eller steiler. Når stroppen fanges opp av spaden, glir den inn i gripekloen. En sensor registrerer at spaden fanger opp stroppen, og robotarmen stopper. Så gripes og klippes stroppen i en prosess. Deretter beveger gripekloen seg vekk fra kassa, slik at stroppen kommer mellom rullene. Når stroppen er fjernet fra spaden, kan kassa bevege seg videre slik at neste stropp kan fanges opp. Rullene presses mot hverandre, slik at stroppen holdes fast. Så klippes stroppen ved hjelp av kuttebladene. Når stroppen er kuttet, slipper gripekloen opp, og beveger seg tilbake til der den startet. Så mater rullene stroppen videre, mens den kuttes av kuttebladene. Prosessen gjentas for den andre stroppen.

Fordeler: Løsningen vil fjerne stroppene uavhengig av hvor de sitter. Stroppen gripes og kvernes samme sted. Løsningen er kompakt.

Ulemper: Det tar lengre tid å ta en stropp om gangen. Den første stroppen vil dras noe i lengderetningen til fiskekassa.

5)



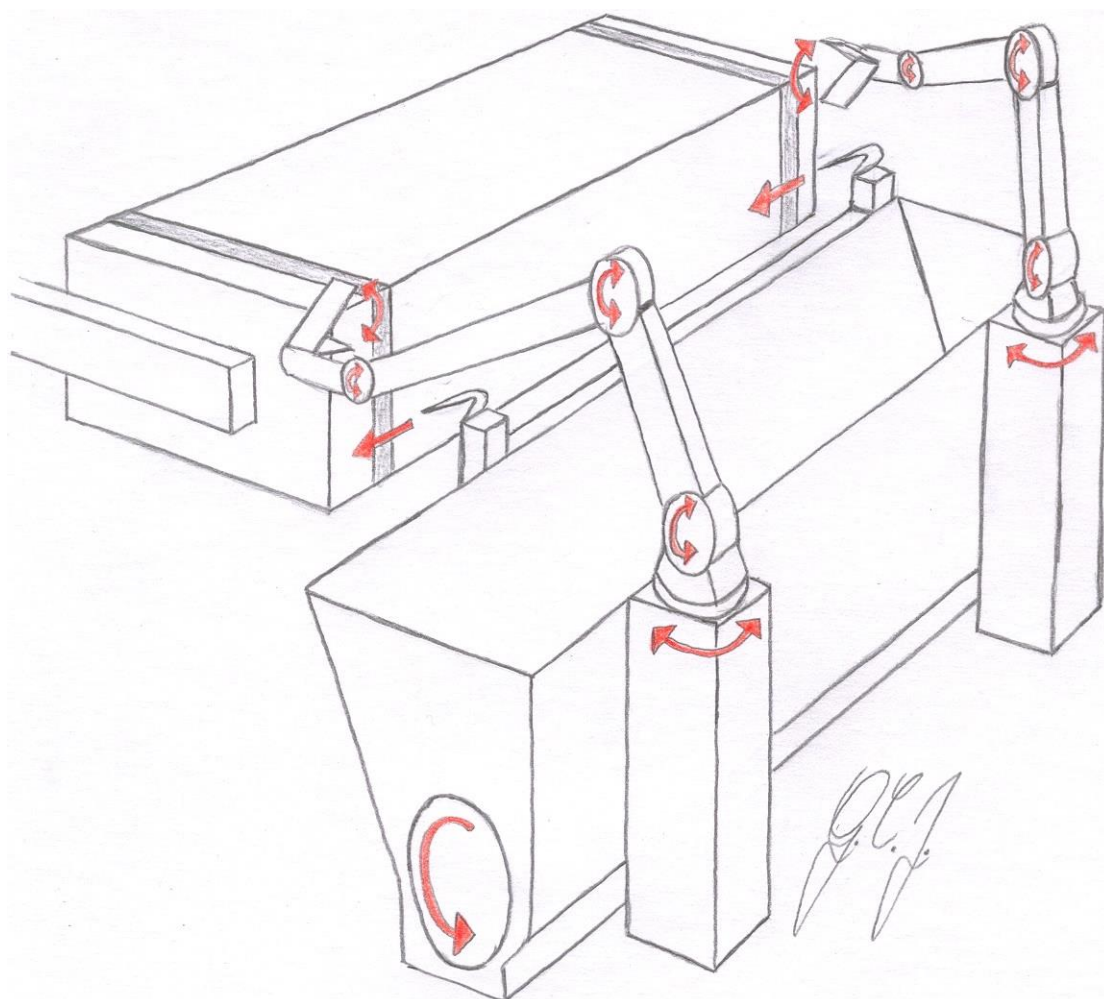
Figur 6.4.8.5: Klippe av, gripeverktøy og kvern

Strukturen består av ett klippeverktøy og ett gripeverktøy for hver stropp, mens begge stroppene kommer i samme kvern. Når fiskekassa kommer til stroppefjernerens, kjøres gripeverktøyene under stroppene enten over eller på siden av kassa. Deretter presses stroppen fast samtidig som den kuttes ved hjelp av en kniv på verktøyet som presses ned. Så dras stroppen av fiskekassa, samtidig som fiskekassa beveger seg videre. Til slutt slippes stroppene ned i kverna.

Fordeler: Enkel konstruksjon med få deler. Stroppene klippes og gripes i en prosess.

Ulemper: Siden stroppeplasseringen i lengderetningen på fiskekassene varierer, kan det bli det en utfordring å få verktøyene til å treffe stroppene og ikke rive de av.

6.4.9 Skjære av, gripeverktøy og kvern



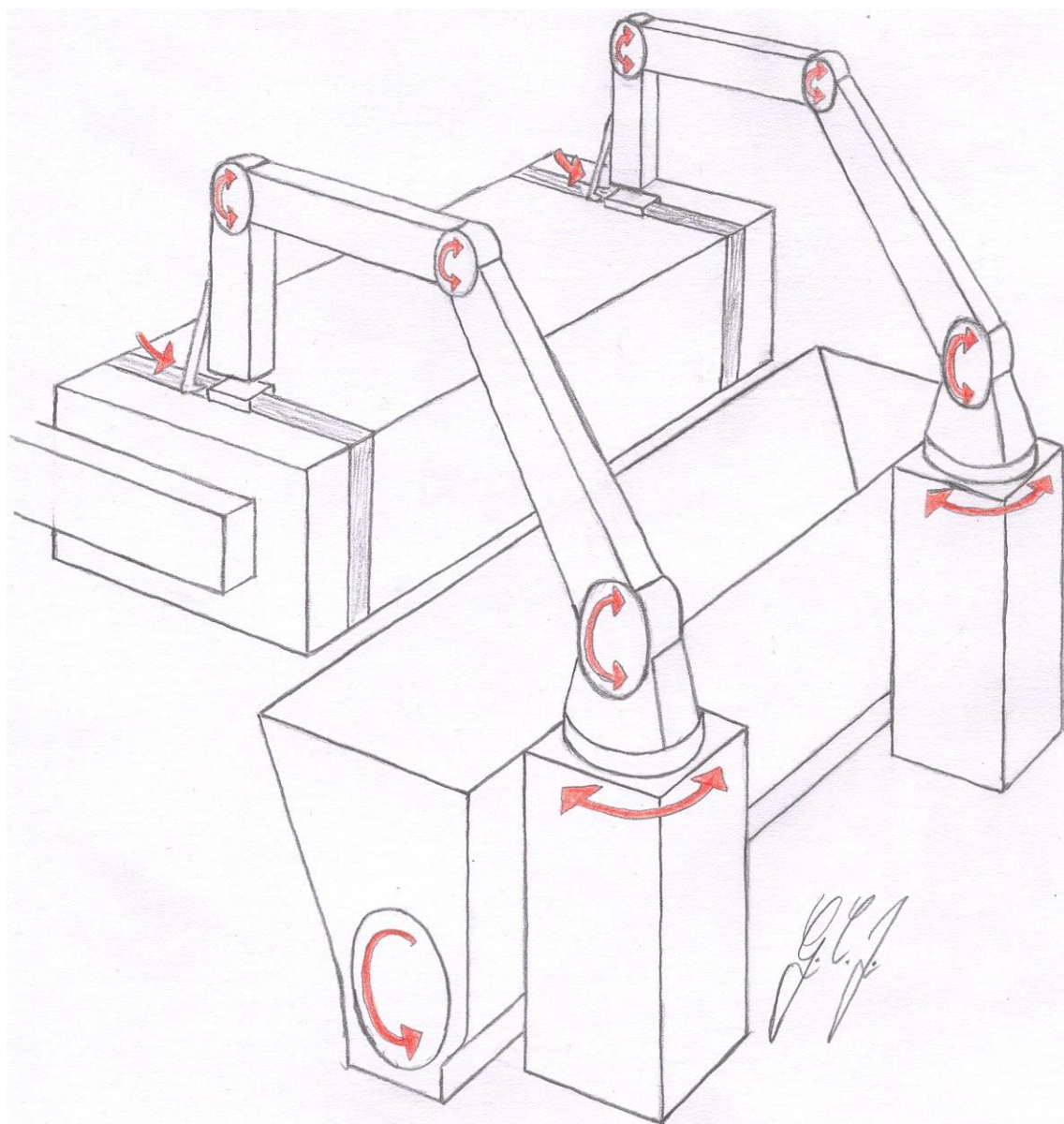
Figur 6.4.9: Skjære av, gripeverktøy og kvern

Når fiskekassa kommer, står maskinen klar som på figuren. Prosessen starter med at knivene går inntil fiskekassa, før de beveger seg langs fiskekassas lengderetning. Når knivene har kuttet stroppene, beveger gripeverktøyene seg i retning senter av forsiden til kassa. Når de treffer stroppene, griper de tak og drar de av fiskekassa. Samtidig beveger fiskekassa seg videre. Til slutt slippes stroppene ned i kverna.

Fordeler: Relativt få bevegelige deler. Gripeverktøyene får godt grep om stroppene.

Ulemper: Knivene kan rive løs isoporkuler fra fiskekassene. Det kan vise seg å være vanskelig å få tak i stroppene med gripeverktøyene.

6.4.10 Klippe av, elektromagnet og kvern



Figur 6.4.10: Klippe av, elektromagneter og kvern

Strukturen består av en magnet og ett klippeverktøy til hver stropp. Alle stroppene kommer i samme kvern. Robotarmene står klare når kassa beveger seg inn til stroppefjernerens, som vist på figuren. Først justerer robotarmene seg riktig, slik at magnetene plasseres over stålskjøtene, deretter slås elektromagnetene på. Så løftes stroppene litt opp, og klippeverktøyet kutter over de. Samtidig som robotarmene drar stroppene vekk fra fiskekassa, begynner kassa å bevege seg videre. Til slutt slippes stroppene ned i kverna.

Fordeler: Effektiv måte å gripe og slippe stroppene på. Ikke fare for at stroppene henger seg fast i noe gripeverktøy. Klippeverktøyet kan klippe raskt og enkelt.

Ulemper: Fungerer kun dersom stroppene har stålskjøter. Robotarmene må finne fram til skjøtene.

6.5 Felttesting av idéer

De ulike idéene vi har kommet fram til, bygger på antagelser om hva som vil fungere. I denne felttesten er hensikten å teste de ulike idéene og prinsippene. Dermed blir det lettere å se hvilke idéer som bør utvikles videre, og hvilke som bør utelukkes.



Figur 6.5: Forsøk utført med stropp, fiskevekt og saks i bilde A, og med stropp, fiskevekt og støvsuger i bilde B

Utstyr:

Kjøkkensaks (Fiskars), fiskevekt (Rapala), loddebolt 15W, loddebolt 80W, EPS kasser, metallspenner, PET stropp på rull, spenne-tang, strammeverktøy for stropp, støvsuger, skyvelære og målebånd.

Hensikt:

Gjøre relevante tester for senere vurdering av idéer og prinsipper.

Utførelse:

Verktøy for å montere stropper samt relevante kasser og lokk, ble lånt ut av Dynatec AS. Kassene viste seg å ha ulik utforming, siden de kom fra to forskjellige produsenter; «Vartdal Airbox» og «BEWI». Hvert forsøk ble gjentatt 3 ganger og gjennomsnittet til målingene ble notert. Kraftmålinger er oppgitt i kg, på grunn av fiskevektens skala.

Tabell 6.5: Resultater fra felttesting.

Utførte øvelser:	Observasjoner:
Måle tverrsnittet og lengde til stropp.	Denne stroppen var 15 mm x 0,3 mm. Lengden var 1200 mm.
Måle maksimal dybde eller avstand som stropp bygger ut fra kasse på de ulike flatene.	Sideflate: 0,7 mm. Underside: 3 mm (spor langs kanten) Overside: 3 mm (flenser på lokket)
Måle avstand til stroppen når man trykker inn kassen midt på de ulike flatene.	Sideflate: 14 mm Underside: 30 mm Overside: 40 mm
Hvor mye kraft som kreves for å trekke ut stroppen 15 mm fra kassen.	Sideflate: 1,5 kg Underside: 0,4 kg Overside: 0,2 kg
Finne forholdet mellom tykkelsen på lokk og kasse.	I dette tilfellet var lokket 2/3 av tykkelsen til kassen.
Finne avstand på sporet mellom lokk og kasse. (Se om det er plass til kutteskive.)	I dette tilfellet var avstanden 0 – 0,3 mm, altså regnes det som helt inntil.
Se om det eksisterer dreneringshull i kassen, eller hvordan overflatefinishen er.	I dette tilfellet var kassen helt tett. Det er også sammenfallende spor mellom lokket og kassen.
Se hvor kassen løftes, og hvilke flater man kan jobbe på.	Endeflatene er brukt under transport. Overflaten er fri, utenom når lokket tas av. Langsiden er fri hele tiden.
Måle dimensjonene på kasse med lokk.	790 x 395 x 195 + 25 mm (l x b x h _{kasse} + h _{lokk})
Måle hvor stor kraft som kreves for å klippe stropp, når momentforhold på saks er 1:1.	Kraften ble i dette tilfellet målt til å være 2,5 kg i snitt. Saksen var meget skarp.

Tabell 6.5: Fortsettelse

Se om det er raskere å smelte stropp med loddebolt som avgir flere watt. Se på hvor enkelt kassen smelter. Kan smeltet stropp feste seg i kasse.	Det gikk like fort å smelte uavhengig av effekten til loddeboltene, men matehastigheten gikk raskere når skjærespissen var tynnere. Stroppen smeltet og trakk seg sammen meget enkelt. Stroppen smeltet ikke fast i kassen, selv om man prøvde.
Se på hvor mye som skal til for å dra av stroppen med metallspenne.	Midt på overflaten: 3,2 kg Midt på sideflaten: 1,2 kg
Se på hvor mye som skal til for å dra av stroppen uten metallspenne.	Midt på overflaten: 1,1 kg Midt på sideflaten: 0,6 kg
Måle hvor flensen på lokket som stroppen kan festes over er plassert.	Mellom 100 – 320 mm fra hver ende på kassen, i lengderetningen.
Kutte stropp, og se hvor langt ned fra kassens underside endene henger etterpå.	Mellom 50 – 100 mm, når man kuttet på midten under kassen.
Undersøke mulighetene for å bruke vakuum for å suge stroppen av kassen. Testen gjøres ved å tre stroppen inn i et støvsugerrør, og se hvor stor kraft stroppen suges inn med ved hjelp av en fiskevekt.	Støvsugeren slet med å suge tak i stroppen. Selv om en meter med stropp hadde kommet inn i støvsugerrøret klarte vi bare å komme opp i 0,01 kg på fiskevekten.

Konklusjon:

Dersom det skal benyttes stropper med andre dimensjoner enn i forsøket, vil mange av verdiene i tabellen over bli noe annerledes. Dersom noen fabrikker bruker andre typer stropper, kan det være aktuelt med testing av stropper i andre dimensjoner. Eksisterer det stropper med andre festesystemer enn metallspenne, må vi undersøke om disse har negative konsekvenser for designet, f.eks. når man drar av stroppene. Målingene ble gjort uten fisk eller is i kassen, noe som kan ha innvirkning på resultatene. F.eks. kan ikke kassen trykkes like mye inn på de ulike flatene når det er innhold i den. Når stroppen trekkes av, kreves det omtrent dobbelt så stor kraft dersom metallspennen følger med rundt. Det er fordi stroppen har en tendens til å skjære seg inn i hjørnene på kassen, samt at det blir en uheldig knekk der metallspennen sitter, slik at den hefter seg fast i fiskekassa. Testen med støvsuger viste at en støvsuger kan suge inn en løs stropp. Likevel fikk den ikke godt tak i stroppen, og det trengs en svært kraftig støvsuger for å dra stroppen av en fiskekasse.

7. Valg av idé

I dette kapitlet vurderes først de mest tilfredsstillende løsningene fra kapittel 6, og deretter ses det på mulighetene for å forbedre disse. Dermed kommer vi til slutt fram til en endelig idé. I delkapittel 7.1 velges altså hvordan hver av funksjonene til stroppefjerner skal gjøres/løses (prinsipiell struktur), mens i 7.2 velges hvordan disse løsningene settes sammen til en maskin (kvantitativ struktur).

7.1 Valg av prinsipiell struktur

Prinsipiell struktur velges ved å se på løsningene (kvantitative strukturer) vi kom fram til i kapittel 6. Ved valg av prinsipiell struktur må det tas hensyn til de ønskede egenskapene i avsnitt 5.2, da disse skal legges til grunn for alle beslutninger og valg som gjøres under konstruksjonsarbeidet. Vurdering av de ulike kvantitative strukturer fra avsnitt 6.4 har foregått i møter med kontaktpersonene på Dynatec AS.

Vi hadde møte med Tore Enes fredag 22.01.2016, og med Josef Filtvedt onsdag 27.01.2016. På disse møtene la vi fram arbeidet med idéene, og til slutt de foreløpig utarbeidede løsningene (kvantitative strukturer). Dermed kom vi fram til noen løsninger (kvantitative strukturer) som vi ønsket å gå videre med. De var lagd ut fra to ulike prinsipielle strukturer, og vi vurderte de mot hverandre som to grupper med kvantitative strukturer. Hensikten var å velge hvilken av de prinsipielle strukturer som var best, ved å se på de kvantitative strukturer vi hadde klart å lage ut fra de. Mange av de andre kvantitative strukturer kunne vi jobbet videre med, men vi droppet de fordi vi har hatt andre strukturer som i større grad har oppfylt de ønskede egenskapene. Følgende to prinsipielle strukturer ble ansett som mest aktuelle, og vurdert opp mot hverandre:

1) Sage av, motgående ruller og kvern

Innenfor denne prinsipielle strukturen ønsket vi å gå videre med de kvantitative strukturer 3, 9 og 10. Disse løsningene ble valgt framfor de andre fordi de utnytter bevegelsen i robotarmen, og derfor blir mindre komplekse.

11) Klippe av, gripeverktøy og kvern

De kvantitative strukturer vi ønsket å gå videre med innenfor denne prinsipielle strukturen, var nummer 2, 3 og 4. De ble valgt ut fordi de utnytter bevegelsen i robotarmen, slik at løsningene har færre bevegelige deler. I tillegg er de små og kompakte, slik at de koster mindre å produsere og tar mindre plass. Det er også lettere å koble fra og ta med seg små løsninger inn på et verksted, når de skal vedlikeholdes. Disse kvantitative strukturer har det til felles, at det er ønskelig med kun en enhet som klipper og resirkulerer begge stropene. Hvilket vil gjøre løsningene halvparten så komplekse og kostbare å produsere.

For å vurdere disse to prinsipielle strukturene mot hverandre, satte vi opp en tabell med alle de ønskede egenskapene. Videre skrev vi opp hvor godt hver av de prinsipielle strukturene oppfylte hver enkelt ønskede egenskap. Det ble kun sett på hver av de prinsipielle strukturene ut fra de seks kvantitative strukturene som vi hadde valgt å gå videre med.

Tabell 7.1: Sammenlikning av hvor godt hver av de prinsipielle strukturene oppfyller de ønskede egenskapene.

	Sammenlikning av oppfyllelse av ønskede egenskaper	
Ønskede egenskaper	1) Sage av, motgående ruller og kvern	11) Klippe av, gripeverktøy og kvern
Driftssikkerhet	Løsningen avhenger av at stroppene spretter noe ut fra siden av kassen når de kuttes, men det er usikkert om dette alltid vil være tilfellet.	Løsningen avhenger av at man får tak under stroppene. Enten ved å skjære seg inn i kassa, eller løfte stroppene med trykkluft.
Robusthet	Enkel, stor og solid enhet.	Enheten skal ha sikkerhetsfunksjoner som løpehjul og mekanisme som stopper verktøyet dersom det setter seg fast.
Syklustid	Raskere prosess av at begge stroppene kuttes og gripes samtidig. Syklustiden vil forlenges noe av at kassa må beveges en del fram og tilbake, for at stroppene skal kuttes og gripes.	Syklustiden forlenges noe av at én og én stropp kuttes og gripes. Prosessen blir mer effektiv av at kassa beveger seg kontinuerlig i én retning.
Pris	Det kreves store maskindeler, hvilket blir dyrere både ved prototypeproduksjon og produksjon for salg. Det kan kjøpes ferdig masseprodusert kvern for stropper.	Små og kompakte løsninger med færre komponenter, som blir billigere å produsere.
Sikkerhet	Enheten skal stå innenfor et sikkerhetsområde	
Levetid	Begge løsninger kan ha god levetid	
Vedlikehold	Større løsninger vil bli vanskeligere å flytte for vedlikehold. Dersom deler må byttes, vil de være større og mer kostbare.	Da disse løsningene er mindre vil det være lett å lage en hurtigkobling for vedlikehold. Dermed kan service gjøres på verksted.
Vaskbar	Må vaskes på stedet, da løsningene er store og vanskelige å flytte.	Små løsninger med hurtigkobling kan tas av når de skal vaskes.
Fleksibilitet	Vanskeligere å implementere en stor løsning i eksisterende anlegg.	Kompakt løsning som er lett å implementere i eksisterende anlegg.

Tabell 7.1: Fortsettelse

Kompleksitet	For disse løsningene kreves en tilleggsfunksjon som flytter stroppene til en kvern, noe som gjør at kompleksiteten blir større.	Kverning er inkludert i strukturene. Løsningene krever mer ingeniørarbeid.
Energiforbruk	Stor enhet, som er mer energikrevende. Kvern i kontinuerlig drift, med stort energiforbruk.	Mindre enhet, som er tilpasset oppgaven. Stopper og starter mellom hver syklus.

Vi kom til slutt fram til at de tre kvantitative strukturene innenfor 11) klippe av, gripeverktøy og kvern var de beste løsningene. Altså skal stroppene klippes, gripes og kvernes. Under har vi satt opp hovedpunktene som førte til at valget ble slik:

- Fiskekassa trenger kun å bevege seg i en retning.
- Liten og kompakt enhet gir lavere pris
- Mulighet for hurtigkobling for service og vedlikehold.
- Klipping, griping og kverning gjøres innenfor et mindre område.

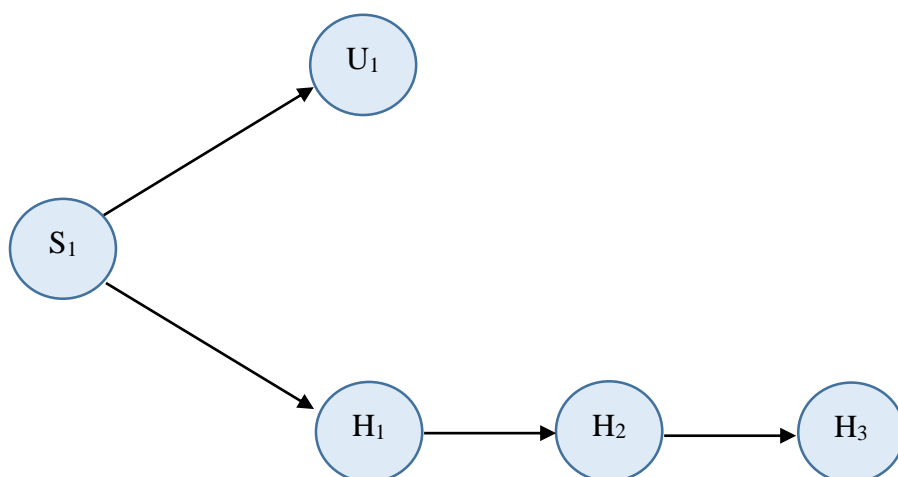
7.2 Valg av kvantitativ struktur

Etter at vi hadde bestemt oss for at stroppene skal klippes av, gripes og kvernes (prinsipiell struktur), valgte vi å se litt mer på mulighetene for å forbedre løsningene. Alle strukturene har til felles at de kutter stroppene ett sted, så flyttes de til et annet sted der de kvernes. Det var fullt mulig å gjøre det på den måten, men løsningene var noe tidkrevende og komplekse. Altså eksisterte det et forbedringspotensiale, og et produktutviklingsproblem som måtte løses. Når nye produkter utvikles er det lett å bli påvirket av eksisterende produkter. Metodene i «*An Introduction to TRIZ*», kan være en hjelp til å «*tenke utenfor boksen*».

7.2.1 Beskrivelse av problemet og ideell løsning

For å beskrive problemet, ble SUH-metoden benyttet. Den er beskrevet i «*An Introduction to TRIZ*». Der ses det på nyttige og skadelige effekter av løsningen.

- S: System
- U: Nyttig effekt (Useful effect)
- H: Skadelig effekt (Harmful effect)



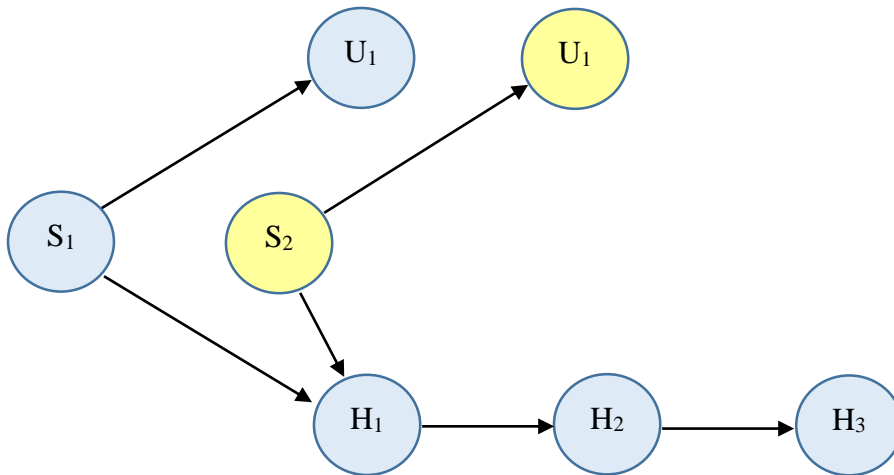
Figur 7.2.1.1: SUH-modell for kvantitative strukturer 2, 3 og 4 innenfor prinsipiell struktur 11.

- S₁: Implementere kverning av stropper i systemet
- U₁: Stroppene kuttes opp
- H₁: Stroppene må flyttes
- H₂: Større kompleksitet
- H₃: Tidkrevende prosess

Under hele produktutviklingsprosessen er målet å øke graden av idealitet. Den er definert som summen av systemets nyttige effekter, delt på summen av systemets skadelige effekter. Målet er å skape et produkt med bare nyttige effekter, uten noen effekter som er skadelige. Altså vil det ideelle være en situasjon der funksjonen til maskinen eksisterer, mens maskinen selv ikke gjør det ²⁾.

$$Idealitet = I = \frac{\sum U_i}{\sum H_j}$$

En vanlig måte å løse en slik problemstilling på, er at man ser på den siste skadelige effekten, som i dette tilfellet er H₃. Deretter finner man en løsning på at prosessen tar for lang tid, for eksempel ved at stroppen flyttes raskere til kverna. Hvilket vil løse problemet med for stort tidsforbruk. På en annen side vil kompleksiteten fortsatt være stor, og kanskje til og med øke. I tillegg kan det oppstå flere skadelige effekter som må løses, slik at kjeden i figur 7.2.1.1 vil bli enda lengre. Derfor skal man se på den første skadelige effekten, slik at hele kjeden med skadelige effekter fjernes. I dette tilfellet vil det si H₁, altså at stroppene må flyttes. Det betyr at det må utvikles en løsning, som kverner stroppene på samme sted som de blir grepet tak i og klippet. Dermed er hele problemet med å flytte stroppene fjernet. Under er det en ny SUH-modell, der stroppene kvernes samme sted som de gripes og klippes. I dette tilfellet er S₁ byttet ut med S₂, slik at man unngår hele kjeden med skadelige effekter.



Figur 7.2.1.2: SUH-modell for forbedret kvantitativ struktur.

- S₁: Implementere kverning av stropper i systemet
- S₂: Kverne stroppene på samme sted som de gripes og klippes
- U₁: Stroppene kuttes opp
- H₁: Stroppene må flyttes
- H₂: Større kompleksitet
- H₃: Tidkrevende prosess

7.2.2 Løsning ved abstrahering

Videre ble en metode som heter «*Principle of Solution by Abstraction*» benyttet. Problemet må først abstraheres, ved at det beskrives med to av Altshullers parametere. I dette tilfellet kunne flere parametere være aktuelle, og flere av de ble undersøkt ²⁾. Følgende to parametere ga løsningen som til slutt ble brukt:

- Sløsing med tid
- Kompleksiteten til enheten

En vanlig tilnærming blant ingeniører er at man finner et kompromiss mellom disse to parametere. For eksempel kan man gjøre produktet mer komplisert, slik at det blir raskere eller sparer tid. I «*An Introduction to TRIZ*» blir slike kompromisser ikke sett på som oppfinnelser. Der omtales det kun som en oppfinnelse dersom løsningen klarer å forbedre begge parametere samtidig. Neste trinn i framgangsmåten er å slå opp i en tabell, og finne hvilke oppfinnelsesprinsipper som gjelder for disse parametere. De er svært generelle, og de relevante må derfor velges ut. Følgende oppfinnelsesprinsipp var aktuelt i dette tilfellet:

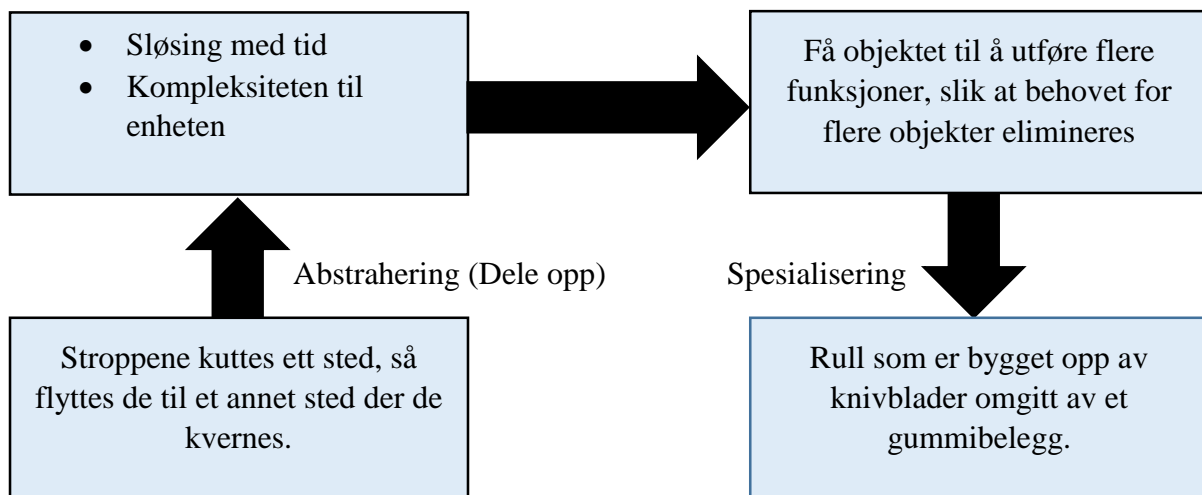
«Universality

- a. Få objektet til å utføre flere funksjoner, slik at behovet for flere objekter elimineres.

Eksempler:

1. Sofa som konverteres fra sofa om dagen til seng om natten.
2. Minivansete som kan tilpasses for å sitte i, sove i eller legges ned for varetransport.

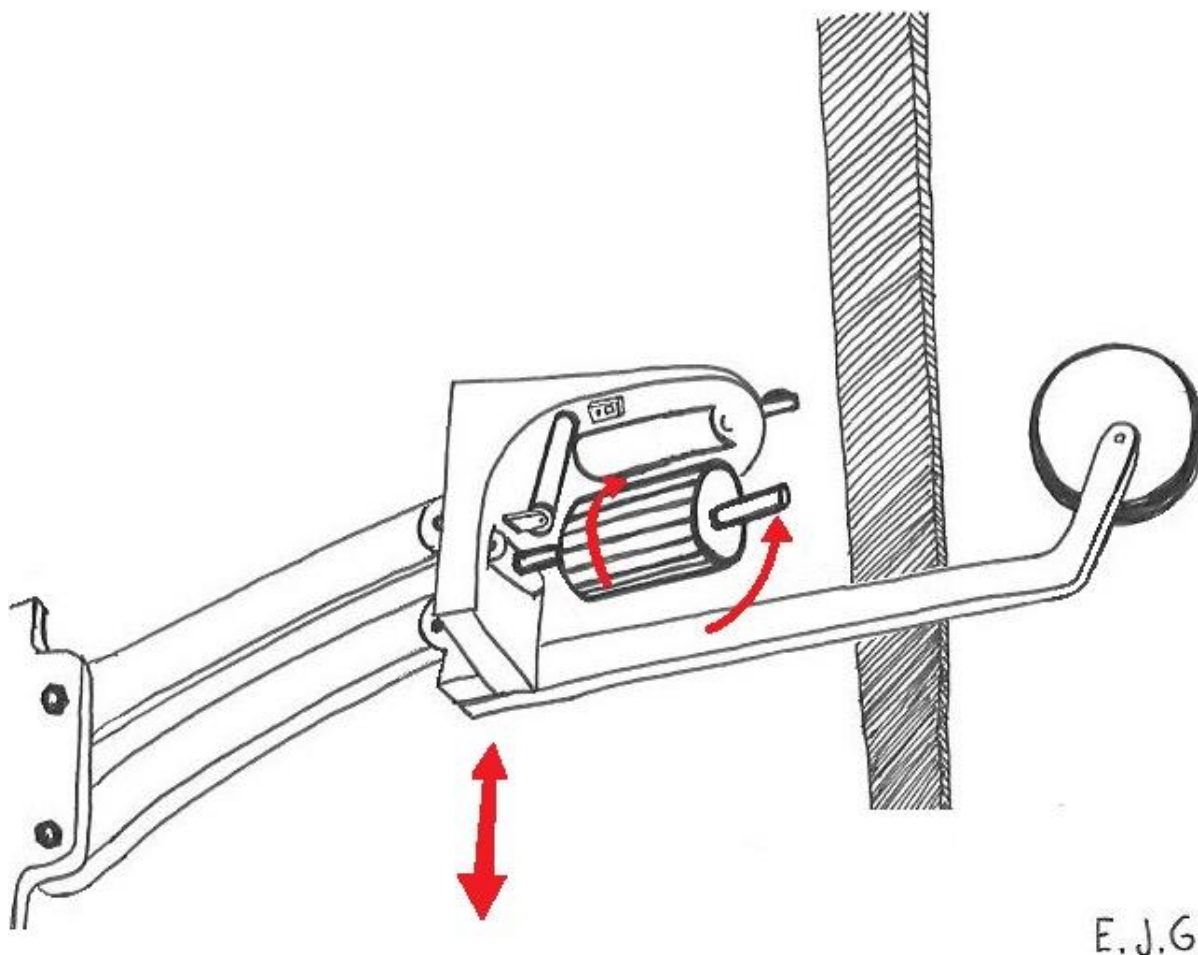
Dette prinsippet får konstruktøren til å vurdere mulighetene for å utvikle et verktøy som har flere funksjoner, slik at man eliminerer behovet for flere verktøy. Altså måtte vi se på mulighetene for å konstruere ett verktøy som klipper, griper og kverner på ett sted. Dette førte til at kvantitativ struktur 5, innenfor klippe av, gripeverktøy og kvern, ble utviklet. Altså en løsning med en rull som er bygget opp av knivblader omgitt av et gummibelegg. Da kan stroppen gripes og kuttet samtidig. Når stroppen er kuttet vil den samme rullen også drives rundt og trekke stroppen av kassa, og samtidig kutte den opp i mindre biter. Der blir alle prosessene gjort på ett sted og med ett verktøy. Dermed ble begge Altshillers parametere forbedret, da produktet ble både mindre komplisert og raskere. Figur 7.2.2 viser hvordan vi gikk fram gjennom prinsippet med løsning ved abstrahering.



Figur 7.2.2: Løsning ved abstrahering

7.3 Endelig idé (kvantitativ struktur)

03.02.2016 hadde vi møte på Dynatec AS med Josef Filtvedt, Tore Enes og Geir Terjesen. Under møtet kom vi fram til at kvantitativ struktur 5, innenfor klippe av, gripeverktøy og kvern, var den mest ideelle løsningen. Den skiller seg fra de andre tre kvantitative strukturene, ved at den har lavere grad av kompleksitet. I motsetning til de andre, bruker den det samme verktøyet til å gripe, klippe og kverne/kutte opp stroppene. Det eksisterer en viss usikkerhet vedrørende hvor lav syklusetid som vil bli oppnåelig, og derfor kan det bli aktuelt med to slike enheter. Likevel er det ønskelig med kun en, da kompleksiteten og kostnadene ved produksjon vil bli halvert.



Figur 7.3: Klippe av, gripeverktøy og kvern

Hele verktøyet er fjærbelastet mot kassen i tilfelle ujevnheter eller ulike kassedimensjoner. Dybdehjulet sørger for at kloen ikke havner bortenfor kassens side, når kassen skal føres langs verktøyet. Stroppen kommer på oversiden av spaden hver gang takket være en rytter i front av spadeflaten, som skjærer seg et lite stykke ned i isoporen. Evt. kan det brukes en dyse som blåser luft. Når stroppen glir langt nok inn over en rulle, som sitter felt inn i spadens overflate, sier en sensor i fra at den motgående rullen skal lukkes radielt sammen. Siden rullen som beveges er bygget opp av knivblader omgitt av et gummibelegg, vil stroppen gripes og kuttet samtidig slik at kassen kan holdes i kontinuerlig bevegelse. Når stroppen er kuttet vil den bevegelige rullen også drives rundt og trekke stroppen av kassen, og samtidig kutte den opp i mindre biter. Rullene presses sammen med lufthydraulikk som enkelt kan varieres til påkrevd trykk for at gummibelegget hele tiden komprimeres og knivene faktisk kutter opp stroppen. En ekstra rulle står i tillegg vertikalt plassert, slik at stroppen kan rulle mot et hjørne innerst i verktøyet. Denne rullen kan ha trykkfølsom opplagring som sier fra hvis spennet i stroppen blir for stort, og at rullene da skal stoppe og løse ut stroppen som en sikkerhetsfunksjon.

Fordeler: Stroppen kvernes opp «på stedet». Den har ikke for mange sensorer.

Ulemper: Løsningens funksjoner er lite utprøvd. Har ikke kapasitet til mer enn én stropp om gangen, så to enheter kan være aktuelt.

8. Grunnlag form

Når formen til et produkt skal bestemmes, må det ses på både totalform og elementform. Totalform fastlegges vekselvis med elementform. Hvilke krav som stilles til totalformen, avhenger av hva slags produkt det dreier seg om. Dersom estetiske kriterier har stor grad av betydning (bil, båt, fotoapparat osv.), må elementenes form innrettes etter totalformen. Har tekniske og økonomiske kriterier størst vekt (forgasser, girkasse, satellitt osv.), må elementform gå foran totalformen. I vårt tilfelle har det estetiske liten grad av betydning, altså vil vi først se på hvordan hvert element bør utformes. Kriteriene som legges til grunn for utformingen på elementnivå, er først og fremst funksjon, styrke og framstilling. Noe som gjøres ved beregninger, skissering og tegninger ¹⁾. Siden enheten ikke er masseprodusert, er det ikke lønnsomt å gjøre et stort og nøyaktig beregningsarbeide for å redusere materialkostnader. Derimot er det et ønske at beregnede spenninger skal ligge med god margin innenfor hva materialet tåler. Dette er av hensyn til kundenes tillitt til at Dynatecs produkter holder en høy standard kvalitetsmessig. Kostnadene ved eventuell nedetid i fabrikker og ved reparasjoner, er også svært betydelige sammenliknet med noe økte materialkostnader ved overdimensjonering. Dersom det brukes mye tid på å gjøre svært nøyaktige beregninger og tester for å spare materialkostnader, vil besparelsene i dette tilfellet trolig være mindre enn kostnadene ved å utføre beregningene.

8.1 Syklustid

Hele syklusen med å fjerne to stropper fra en fiskekasse, kan ses på som en prosess sammensatt av en rekke delprosesser. For å få en oversikt over hva som må gjøres, har vi satt opp en liste med alle delprosessene. Her ses det på prosessen fra fiskekassa er ved stroppefjernerens, og fram til den skal bevege seg videre. Hele prosessen må ikke ta mer enn 3 sekunder, altså maks syklustid. Hensikten er å anslå hvor raske de ulike delprosessene må være, for å oppnå denne syklustiden. Videre må det vurderes om tidene er oppnåelige, eller om det blir nødvendig med to enheter. Dette er vurderinger som kan gjøres etter at det er gjort tester av prototypen. Kassa beveger seg kontinuerlig, men vi har kun skrevet opp bevegelse av kassa som delprosesser når den beveger seg uten at det foregår andre delprosesser samtidig. Når hele fiskekassa har beveget seg langs verktøyet, kan den forflytte seg videre, uavhengig av om den siste stroppen er kvernet ferdig eller ikke. Det bør plasseres en sensor foran på spaden, slik at det registreres når stroppene fanges opp. Dermed vet rullene når de skal klemmes sammen. Dersom stropp 2 skulle være plassert svært nærme stropp 1, kan denne sensoren gi roboten beskjed om å stoppe. Da unngår man at stropp 2 fanges opp før stropp 1 er ferdig kvernet. Dette vil også sikre en velfungerende prosess, selv om det skulle være flere enn 2 stropper på fiskekassene.

1. Fiskekassa beveger seg
2. Stropp 1 gripes og kuttet
3. Stropp 1 kvernes
4. Fiskekassa beveger seg
5. Stropp 2 gripes og kuttet
6. Stropp 2 kvernes*

*Tiden der stropp 2 kvernes regnes bare fram til hele fiskekassa har beveget seg langs verktøyet, da det er denne tiden som er relevant for syklustiden.

Videre har vi satt opp en tabell med verdier for hvor lang tid hver delsyklus kan ta. Tallene er svært omtrentlige, og vi har tatt utgangspunkt i at stroppene er plassert omtrent der de vil være i de fleste tilfellene. Tidene mellom der stroppene gripes og kvernes er avhengige av hverandre. Dersom for eksempel begge stroppene er plassert nærme endene av fiskekasse, vil t_1 og t_6 bli svært små, mens t_4 bli stor.

$$t_1 + t_4 + t_6 = 1,8 \text{ s}$$

Tabell 8.1: Anslått tid for hver delprosess. Tidene er i sekunder (s).

Delprosess	1	2	3	4	5	6
Anslått tid	0,5	0,1	1	0,9	0,1	0,4

8.2 Eksperimentelt fastlagte verdier



Figur 8.2.1: Motstanden til ulike kniver mot fiskekasse



Figur 8.2.2: Friksjonskoeffisient stål mot fiskekasse



Figur 8.2.3: Friksjonskoeffisient stropp mot gummi

Utstyr: Avbitertang, fiskevekt, EPS kasser, metallspenner, PET stropp på rull, spenne-tang, strammeverktøy for stropp, skyvelære, linjal, metallbiter i tykkelse 0.5, 1, 2 og 3 mm, kniver (avrundet egg; med og uten tagger), fruktkniv (rett egg), vekter 0.5 og 2.5 kg, festerigg for rytter, glideflate av stål, glideflate av plast, kompressor, luftslange, regulerbar dyse,

Hensikt: Se på relevante caser til idéen (kvantitativ struktur) som er valgt. Få informasjon til valg av form på rytter, og finne friksjonskoeffisient mellom EPS kasse og ulike materialer. Få informasjon som er hensiktsmessig for rullen som skal skjære over, trekke av og makulere stroppene.

Utførelse: Før forsøkene ble det gjort et forarbeid hvor det ble lagd en enkel konstruksjon som holder metallbiter og kniver fast (kalt rytter) i konstant skjæredybde ned i kassen. Underlag som holder ulike vekter ble også forberedt, hovedsakelig i materialene plast (PE) og stål. Dermed kan det gjøres ulike målinger for å bestemme friksjonskoeffisienter mer nøyaktig. Overflatestrukturen er relativt glatt på begge. Hvert forsøk blir gjentatt 5 ganger og det føres opp en middelværdi fra målingene. Kraftmålinger blir oppgitt i kg, pga. fiskevektens skala.

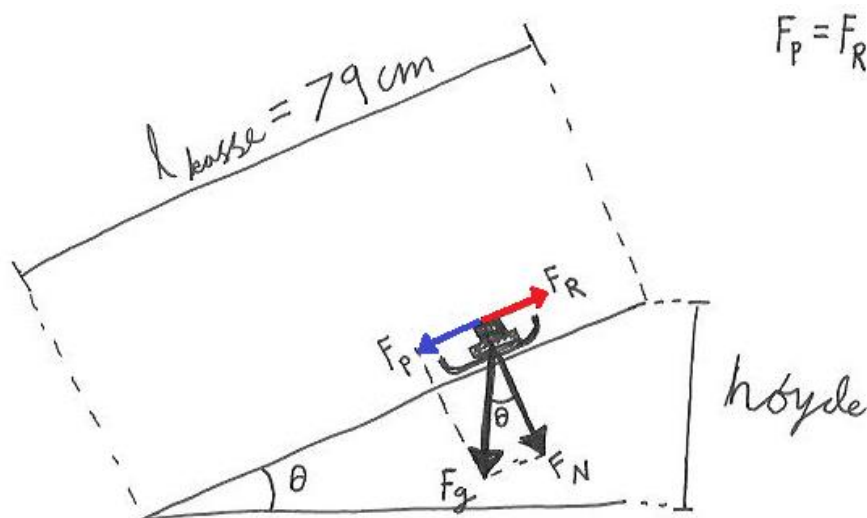
Tabell 8.2.1: Resultater fra felttest del 2

Utførte øvelser:	Observasjoner:
Manuelt skjære med ulike ryttere, med spissen først. Se hvor dypt man kan skjære før det løsner isoporkuler, og om knivene kan hukes under en stropp.	Taggete, avrundet kniv: 5 mm (små spon) Glatt, avrundet kniv: 4-5 mm (større spon) Glatt, rett kniv: 1 mm (store isoporkuler) Uslipte plater: < 1 mm (store isoporkuler) Alle klarte å huke under en stropp.

Tabell 8.2.1: Fortsettelse

<p>Måle trekraft og observere bevegelse når festerigg med ulike ryttere festes med ulik dybde, og dras parallelt med kassen. Gjøre en måling uten rytter, siden festeriggen også har glidefriksjon mot kassen.</p>	<p>Uten rytter: 1,8 kg Glatt, avrundet kniv: 2 mm dybde – 2,5 kg – Ingen spon 5 mm dybde – 6 kg – hakkete gange, butter Taggete, avrundet kniv: Samme som «glatt, avrundet kniv». Uslipt plate med 1 mm tykkelse: 2 mm dybde – 5 kg – ruller opp isoporkuler</p>
<p>Blåse med luftdyse og måle stroppens avstand ut fra kassen. Se hvilken avstand og vinkel som er gunstig.</p>	<p>I dette tilfellet gikk stroppen ut 2 mm maksimalt. Vi fikk best resultat med 45° vinkel og 40 mm avstand fra stroppen langs kassa. Målingene var generelt varierende.</p>
<p>Hvor mye kraft som kreves for å trekke ut stroppen fra kassen, midt på sideflaten. Stroppen ble strammet maksimalt, som førte til avvik fra første forsøk.</p>	<p>10 mm: 1,8 kg 15 mm: 3,9 kg 20 mm: 6,7 kg 25 mm: 8,6 kg</p>
<p>Legge vekter på 0,5 og 2,5 kg med ulike underlag på en glatt side av EPS kassen, og heve kassen. Måle de ulike høydene hvor vektene begynner å gli. Veie underlagene.</p>	<p>Vekt metallunderlag: 0,2 kg Vekt plastunderlag: 0,02 kg Høyde metallunderlag 0,5 kg: 26,3 cm Høyde metallunderlag 2,5 kg: 23,8 cm Høyde plastunderlag 0,5 kg: 19,8 cm Høyde plastunderlag 2,5 kg: 17,4 cm</p>
<p>Se på hvor mye som skal til for å dra av stroppen på skrå, uten metallspenne.</p>	<p>Midt på sideflaten: 2,1 kg (maksverdi)</p>
<p>Måle hvor stor kraft som kreves for å klippe stropp med avbiter, når momentforhold er 4:23. Først hele stroppen, deretter deles den opp i mindre deler. Kreftene som oppgis er omregnet til det som virker på stroppene, og de er et snitt av fem målinger per forsøk.</p>	<p>1 stropp: 98 kg ½ stropp: 46 kg ¼ stropp: 23 kg</p>
<p>Legge ulike vekter på stroppene, og bruke gummi som underlag. Deretter tiltes gummiunderlaget til stroppene og vektene begynner å gli, og høyden til enden av underlaget noteres. $A_{\text{stropp}} = 3150 \text{ mm}^2$</p>	<p>Høyde med 0,5 kg: 91 cm Høyde med 2,5 kg: 92 cm</p>

Beregning:



Figur 8.2.4: Her ser man en oversikt over de statiske kreftene når vekten står i ro. Når vekten begynner å gli, er parallellkraften F_P litt større enn friksjonskraften F_R .

Tabell 8.2.2: Beregningsformler med resultater for friksjonskoeffisienter, ulike underlag mot fiskekasse. l_{underlag} er 79 cm. Benytter formel 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 og 4.5.

Beskrivelse	$\varphi = \sin^{-1}(\text{høyde} / l_{\text{kasse}})$	$F_N = mg \cos(\varphi)$	$F_R = mg \sin(\varphi)$	$\mu = F_R / F_N$
Metallunderlag 0,7 kg	19,4°	6,5 N	2,3 N	0,353
Metallunderlag 2,7 kg	17,5°	25,3 N	8,0 N	0,316
Plastunderlag 0,52 kg	14,5°	4,9 N	1,3 N	0,259
Plastunderlag 2,52 kg	12,7°	24,1 N	5,4 N	0,226

Tabell 8.2.3: Beregningsformler med resultater for friksjonskoeffisienter, stropper mot gummiunderlag. l_{underlag} er 132 cm. Benytter formel 4.1, 4.2, 4.3, 4.4 og 4.5.

Beskrivelse	$\varphi = \sin^{-1}(\text{høyde} / l_{\text{underlag}})$	$F_N = mg \cos(\varphi)$	$F_R = mg \sin(\varphi)$	$\mu = F_R / F_N$
0,5 kg	43,6	3,6 N	3,4 N	0,95
2,5 kg	44,2	17,6 N	17,1	0,97

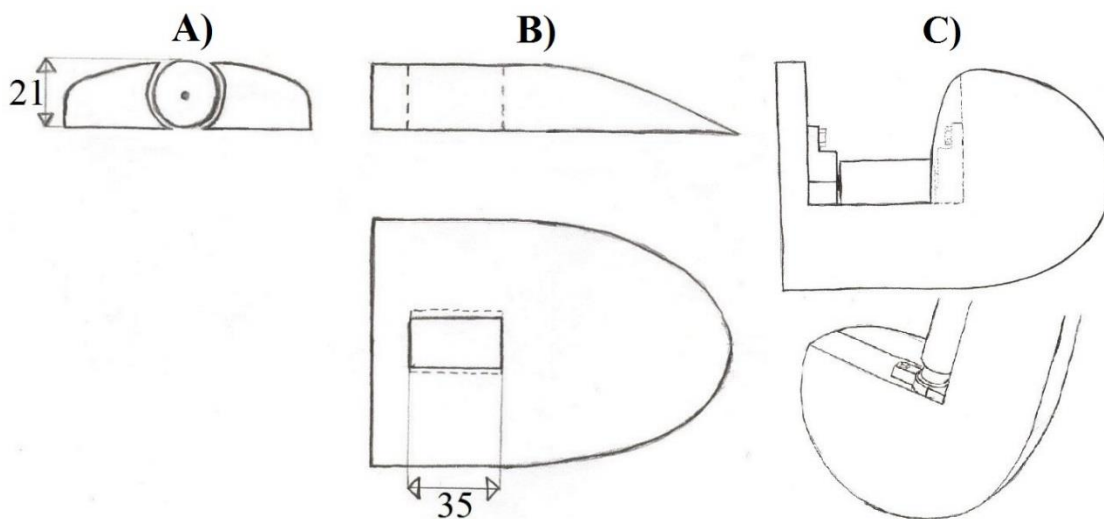
Konklusjon: Avrundede kniver fungerer bedre enn rette kniver med butt spiss. Dette kan skyldes at delen av den avrundede kniven som går ned i kassen er skarp, inkludert fronten. Knivblad med taggete egg ga ca. samme resultater som glatt egg. Man klarte å huke stroppen selv om knivbladet ikke gikk ned i kassen, men det er en fordel å ha en sikkerhet mot ujevnheter i kassens overflate. Skjæredybde mindre enn 5 mm er å foretrekke. Uslipte plater fungerte generelt dårlig, da det krever en viss egg på bladet for å kutte igjennom kulene som EPS kassen består av, istedenfor å raspe de av. Luftdysen fungerte, men man fikk varierende målinger, som

tilsier at det kan bli usikkert å bruke dette istedenfor rytter. Det krevdes nesten 4 ganger så høy kraft når man drar stroppen av på skrå, som rett utover. Dette kan til dels skyldes at den skjærer seg inn i kassens hjørner, samt at kraftretningen er endret. Hoveddelen av konstruksjonen burde være av et sterkt materiale, siden forsøket med tangen viste at det kreves en stor kraft for å kutte over stroppen. Stål kan derfor foretrekkes framfor plast. Likevel viste testen med friksjonskoeffisienten at plast har noe lavere friksjon enn stål, så det kan bli fordelaktig å ha et ekstra glidelag i plast inn mot EPS kassen. Om dette blir nødvendig kommer an på overflatearealet og presskraften inn mot kassen som vil lage en bremsekraft. Dette kan i verste fall kan gi hoppende gange siden verktøyet skal være fjærbelastet.

8.3 Vurdering av brukspåkjenninger

I dette avsnittet er hensikten å komme fram til relevante caser for dimensjonering. Hver del blir tegnet, og utforming av de ulike delene blir bestemt. Deretter vurderes brukspåkjenninger. Belastningene er resultater fra felttestingen i avsnitt 7.2.

8.3.1 Utforming av spade



Figur 8.3.1: A) Snitt av spaden og nedre rull. B) Utforming av spaden. C) En potensiell løsning for å unngå at biter av stroppen setter seg fast. (Mål i mm)

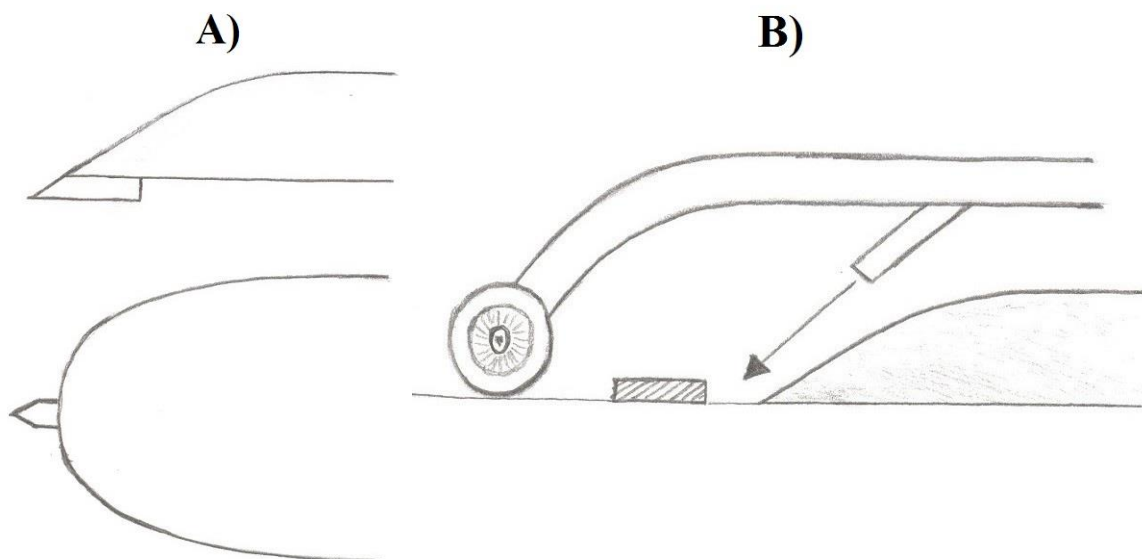
Det er gunstig med stor kontaktflate mellom rullene og stroppene, slik at det kreves mindre kraft for å gripe de. Altså er det en fordel med store ruller. Siden rullene skal rulle mot hverandre har vi valgt å la den nedre rullen være sylindrisk, og ikke konisk slik som det ble vurdert først. Dermed er det kun selve spaden som løfter stroppen fra fiskekassa. Størrelsen på den nedre rullen avhenger av hvor langt ut fra sideflaten stroppen kan dras. Testen viste at det måtte dras med en kraft på 66 N (6,7 kg) for å dra stroppen 20 mm ut fra sideflaten. Kraften er avhengig av hvor stram stroppen er, men stroppen var svært stram under testingen. Det blir også lagt til grunn, at kassen ville gitt etter og gjort stroppen slakkere dersom den hadde blitt strammet enda mer. Da vi anser 20 mm rull som en grei størrelse, og vi heller ikke ønsker å påføre kassa større skade enn nødvendig, har vi valgt å bruke denne diameteren på den nedre rullen. Da selve spaden skal føre stroppene over den nedre rullen, blir også høyden på spaden minst 20 mm. Vi har valgt å lage spaden 21 mm høy, slik at det blir 1 mm klaring under rullen.

Rullen ville ikke tatt skade av å gli mot fiskekassa, men det ville blitt tyngre å drive den rundt mens stroppene fjernes.

Erfaringer har vist at når man skal plukke opp noe på denne måten, er det gunstig med en utforming som vist i figur 8.3.1 ⁴⁾. Tegning A i figur 8.3.1 viser et snitt av spaden der den nedre rullen er. Spaden utformes slik at den rundes av på hver side. En slik utforming er mer gunstig enn en flat, fordi det vil føre til mindre stramming av stroppene.

Etter hvert som rullene snurrer, vil stroppene kuttes opp. Dermed eksisterer det en mulighet for at stroppene kan sette seg fast mellom den nedre rullen og spaden. C i figur 8.3.1 viser et forslag til løsning på dette problemet. Der er idéen å fjerne hele området ved siden av rullen. Da vil det ikke være fare for at stroppene satt seg fast mellom spaden og den nedre rullen. Løsningen vi har valgt å gå for, er å gjøre mellomrommene mellom spaden og rullen svært små. Altså vil den endelige utformingen bli som A og B i figur 8.3.1. Siden stroppene er svært stive og har en viss tykkelse, vil det ikke være fare for at de setter seg fast med denne løsningen. Fordelene er at spaden vil bli stivere og sterkere, samtidig som stroppen får en større og jevnere overflate å gli mot.

8.3.2 Rytter og dybdehjul



Figur 8.3.2: A) Løsningen med å bruke en rytter for å få tak under stroppen. B) Alternativ løsning der det benyttes trykkluft for å blåse opp stroppen fra kassa. Pilen viser hvordan det kan blåses for å løfte stroppen. Plassering av dybdehjulet.

Det har blitt vurdert to ulike løsninger for å få spaden under stroppen. I felttesten kom vi fram til at det er mulig å blåse stroppen noe opp fra fiskekassa ved hjelp av trykkluft. Fordelen er at det aldri vil rives løs noen isoporkuler. Ulempen er at metoden er noe komplisert. Det må blåses ganske kraftig for å løfte stroppen, altså vil det bli ganske energikrevende å blåse hele tiden. Derfor er det nødvendig med en sensor som registrerer når stroppen er rett foran spaden, slik

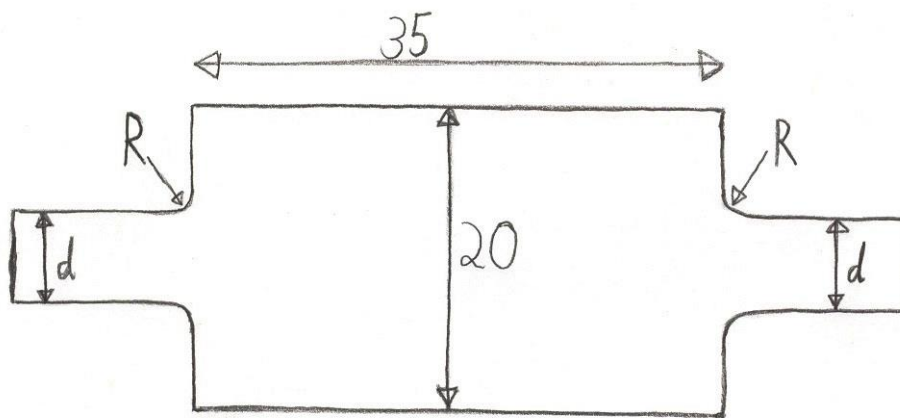
at det blåses til riktig tidspunkt. I tillegg kreves en aktuator, i form av en ventil som åpner når sensoren sender et elektrisk signal, og diverse utstyr for tilførsel av luft.

Den andre løsningen er å bruke en rytter i forkant av spaden. Dette er en svært enkel løsning, og felttesten i avsnitt 6.5 viste at det lar seg gjøre uten at et betydelig antall isoporkuler løsner. Derfor har vi valgt å bruke denne løsningen.

Rytteren må være spiss i forkant og ha en knivegg på undersiden, slik at den skjærer seg gjennom isoporkassa. På oversiden bør den ha en flatside, slik at stroppene ikke ryker. Altså bør utformingen være som tuppen på en speiderkniv.

Foran spaden skal det være et dybdehjul, slik at spaden hele tiden holder riktig høyde i forhold til fiskekassa. Dette er ekstra viktig med en gang fiskekassa kommer inntil spaden, slik at spaden ikke butter i fiskekassa. Kraften på dybdehjulet blir den samme som fra opplagringa, altså 20 N. Fordi det er fare for støt, har vi valgt å gange kraften med to, altså benyttes 40 N i utregningene.

8.3.3 Utforming av nedre rull



Figur 8.3.3: Utforming av nedre rull. (Mål i mm)

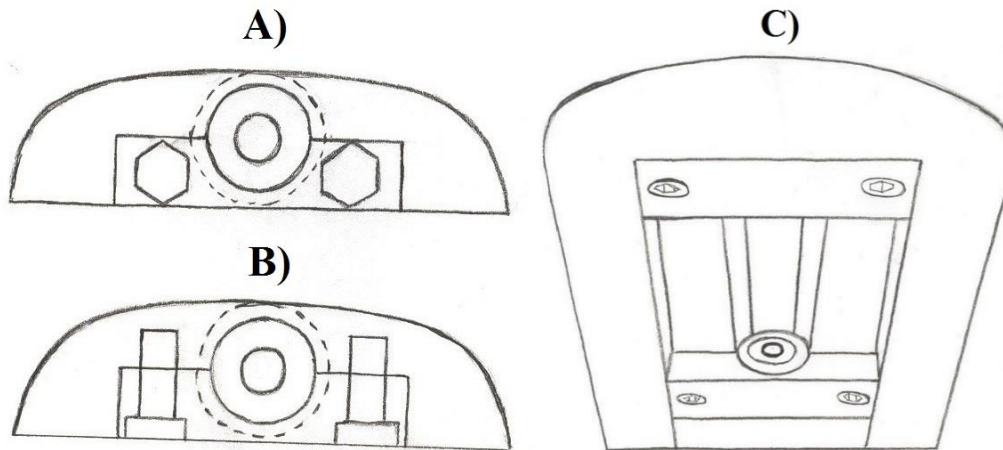
Den nedre rullen skal ha en diameter på 20 mm der den er i kontakt med knivrullen. Lengden på denne delen av rullen skal være 35 mm. I hver ende skal det krympes på lagre. Derfor må diameter i hver ende (nominelt mål) være samme som indre diameter til lagrene. Dette er en roterende maskindel, og vil derfor være utsatt for dynamisk belastning. Altså må det beregnes sikkerhet mot utmatting. Siden den nedre rullen hele tiden er i kontakt med knivrullen, er det fare for at det kan bli slitt i overflaten. Derfor kan det være aktuelt å herde den, eller eventuelt dreie ned og sprøyte på et hardt belegg ved termisk sprøyting.

8.3.4 Opplagring av nedre rull

Det skal krympes på et lager i hver ende av den nedre rullen. Ytterdiameteren må ikke være større enn 15 mm, slik at det blir plass til både lagre og lagerhus i spaden. I tillegg bør innerdiameteren være størst mulig, slik at rullen ikke blir for svak i endene. Lagrene må tåle statisk og dynamisk last på opp mot 500 N hver, på grunn av press fra knivrullen der det varierer

hvor lasten opptrer. I tillegg må de tåle hastigheten som skal til for å kutte opp en 1,2 m lang stropp på 1 sekund. Det bør også velges lager med lavest mulig friksjon og som er vedlikeholdsfrie.

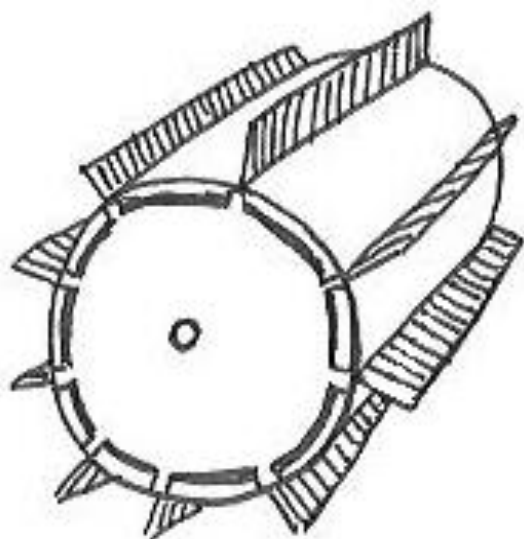
8.3.5 Innfesting av lagre til nedre rull



Figur 8.3.5: Viser hvordan lageret festes til spaden ved hjelp av lagerhus som skrues fast. A) Løsning med horisontale skruer. B) Løsning med vertikale skruer. C) Spaden fra undersiden, der lagrene er montert med lagerhus skrudd fast med vertikale skruer.

Den ene halvdelen av lagrene skal sitte mot en halvsirkel i spaden, og den andre skal sitte mot løse lagerhus. Lagerhusene skal skrues fast i spaden. Det har blitt vurdert skruer som skrues horisontalt (A i figur 8.3.5), og skruer som skrues vertikalt (B i figur 8.3.5). Det vil bli benyttet skruer som skrues vertikalt, da disse vil bli lettere å komme til ved montering/demontering. Skruene må forsenkes slik at de ikke kommer i konflikt med fiskekassa.

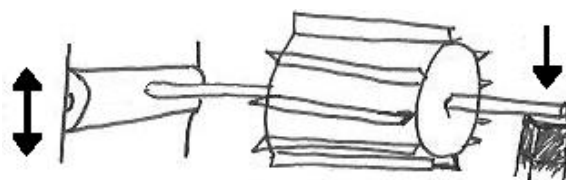
8.3.6 Knivrulle



Figur 8.3.6.1: Vinkelrette knivblader

Utgangspunktet er at man ser for seg en rulle som kutter opp stropen ved hjelp av knivblader som roterer. Eggen skal ha en form tilsvarende en avbitertang hvor vinkelen er butt, istedenfor en skarp spiss vinkel som på en saks. Designet baserer seg altså ikke på skjærkrefter, men høy klemkraft for brudd i stropen. Knivbladene blir da mindre materialsensitive, og man slipper unødig slitasje. For at ikke stropen skal glippe mellom kuttene, har man et gummibelegg på rulleflaten, som komprimeres mot stropen.

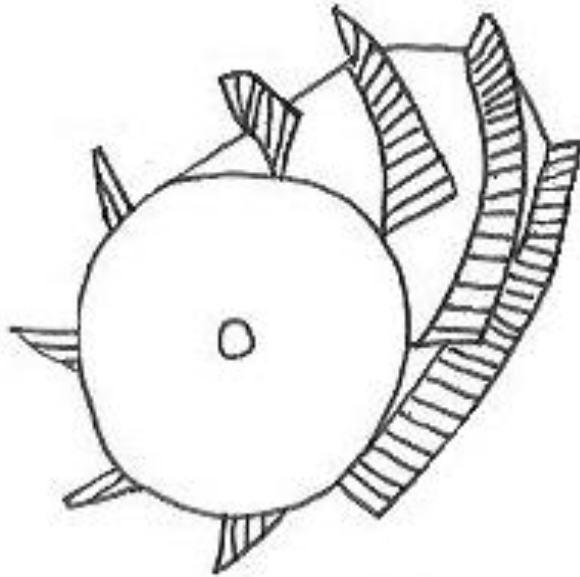
En ulempe med designet på figur 8.3.6.1 er at man kan få ujevn gange hvis gummibelegget komprimeres for mye i forhold til knivbladene slik at radien blir forskjellig. Gummibelegget kan også glippe hvis radien på rullene blir liten. En annen utfordring med designet, som observeres under felttesting, er at kraften påkrevd for å kutte stropen er relativt stor. Man antar også at stroppens tynne tverrsnitt vil få konsekvenser i form av strenge toleranser for avstand mellom knivbladene, slik at man kan overføre mest mulig krefter mot stropen.



Figur 8.3.6.2: Høydejustering og mothold

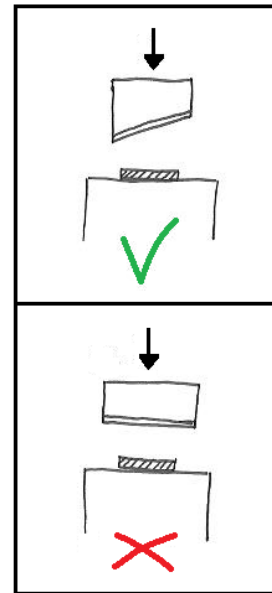
For å få kraften mer jevnt fordelt kan man ha en form for regulerbar høydejustering innerst ved den dreibare opplagringen, sånn at avstanden kan kalibreres etter behov (slik som vist med den venstre pila på figur 8.3.6.2.) En opplagring hvor armen roterer i et ledd med offset hull kan også være ønskelig.

Kraften som klemmer rullene sammen kommer fra en lufthydraulisk sylinder, hvor klemkraften økes ved å øke lufttrykket. Det er ønskelig at mest mulig av klemkraften går med på å kutte stropen, for å gjøre kuttene effektivt. Hvis man øker klemkraften for mye, kan knivbladene klemmes forbi den motgående rullen, og man kan få ujevn gange og mer slitasje. For å løse dette dilemmaet er mothold for å begrense bevegelsen en god løsning. Men er motholdet f.eks. plassert innerst ved opplagringen eller ytterst på aksel (som vist på figur 8.3.6.2), kan man fortsatt få nedbøying i akselen, eller slark i lagerpasninger. Motholdet bør derfor være en del av knivbladene, eller så nærme dem som mulig.



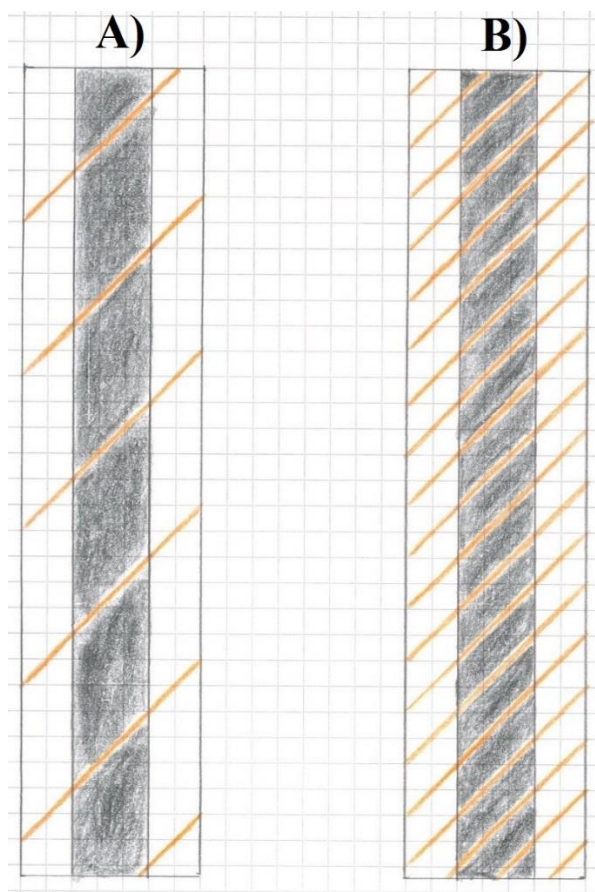
Figur 8.3.6.3: Skråstilte knivblader

På figur 8.3.6.3 ser man utformingen på knivbladene som er ønskelig. De er skråstilt i forhold til rullen, slik at de hele tiden er i kontakt med den motgående rullen. Samtidig skal de også være i konstant inngrep mot stroppen, slik at et nytt knivblad tar tak i den før en bit blir kuttet over. Hvis dette lykkes kan man kanskje klare seg uten gummibelegget, noe som ville forenklet konstruksjonen. En annen fordel ved dette designet er at stroppen blir presset mot enden på rullen, da man kan anta at det oppstår slipp mellom stroppen og knivene. Dette medfører at stroppen holdes i hjørnet mot den minste rullen, som står vinkelrett på den store.



Figur 8.3.6.4: Hvordan oppnå høyere kjerv

Figur 8.3.6.4 viser prinsippet bak de skrå knivene. Man ønsker høyest mulig trykkspenning, men kraften bør ikke bli unødig stor. Når rullen roterer vil bare en liten del av knivene være i kontakt om gangen, slik at samme kraft får et mindre areal, noe som øker trykket. Samtidig øker kjervfaktoren ved at starten på kuttet initieres i hjørnet på stroppen. (Løsningen minner litt om en pizzaskjærer.) Hver egg bør være svakt elipsoformet. Bladene bør overlape fra et hjørne slutter til neste starter, for riktig mothold. Det burde også tas hensyn til stroppens bredde når man velger vinkelen til bladene, slik at den ikke løsner mellom kuttene.



Figur 8.3.6.5: Periferien til knivrullen. Oransje streker er kniver, og svart tykk stripe er stropp.
A) Med gummi. B) uten gummi.

Det har blitt gjort vurderinger på om det er nødvendig med gummi mellom knivene på knivrullene. Figur 8.3.6.5 viser omtrent hvor mange kniver som kreves på knivrullene, med en vinkel på 45° . Dersom det ikke skal være gummi mellom rullene, må alltid en kniv være i kontakt med stroppen, slik at den ikke glipper ut av rullene. Da bør knivene sitte tettere, slik som på figur 8.3.6.5.B). Dersom det er gummi mellom rullene, vil friksjonskraften fra gummien holde fast stroppen mellom hvert kutt. Dermed kan antallet kniver reduseres, men avstanden bør likevel være liten nok til at knivene overlapper slik som på figur 8.3.6.5.A). Fordi gummi gjør at antallet kniver kan reduseres betydelig, har vi valgt å gå videre med løsningen med gummi. Vi tror også at gummien vil få bedre tak i stroppene enn knivene.

8.3.7 Oppsummering

Her har vi valgt å oppsummere og sette inn de viktigste relevante påkjenningene for stroppefjernereren i en tabell.

Tabell 8.3.7: Påkjenninger for stroppefjernereren.

Type påkjenning	Størrelse
Kraft mellom motgående ruller (Plasseringen varierer)	500 N
Kraft fra fjæringen ved innfestingen	20 N
Kraft på dybdehjulet	40 N

8.4 Materialer

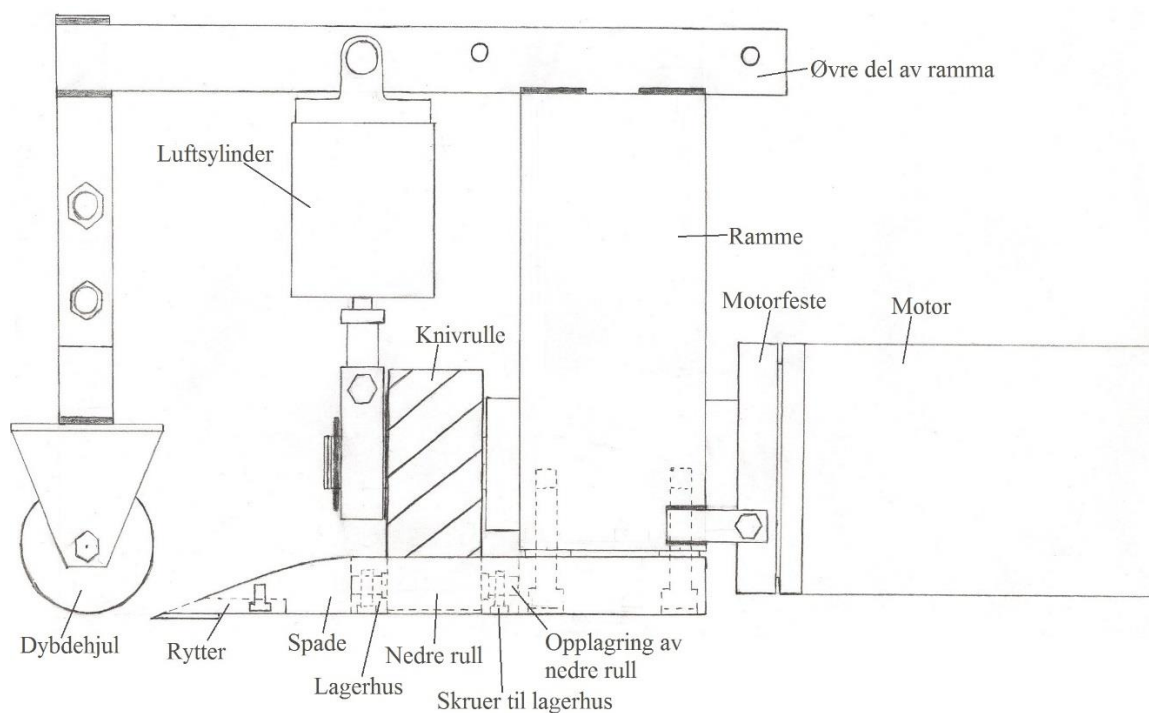
Det skal benyttes et materiale som er korrosjonsbestandig i et romtemperert miljø, som kan inneholde vann og salt. Vi har derfor valgt å benytte syrefast stål EN 1.4404. For at knivene på knivrullen ikke skal bli unødvendig sløve må det brukes et herdbart stål. Rustfrie legeringer med Krom, Nikkel og Molybden EN 1.4542 blir derfor brukt, som nitritherdes. Da knivrullen skal herdes, er det usikkert om det er nødvendig med et hardere materiale til den nedre rullen. Derfor velger vi å benytte EN 1.4404 for prototype, slik at det kan testes hvorvidt dette er et hardt nok materiale. Dersom testene viser at EN 1.4404 er tilfredsstillende, er det både billigere og sikrere mot utmatting enn et hardere materiale.

Tabell 8.4: Verdier for syrefast 1.4404 fra Outokumpu ⁶⁾.

Stålbetegnelse		Outokumpu typiske verdier				Hardhet Brinell
EN	ASTM	R _e [MPa]	R _m [MPa]	E [GPa]	σ_D' [MPa]	
1.4404	316L	280	578	200	274	170

8.5 Dimensjonering

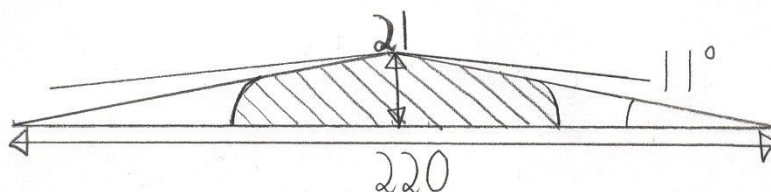
I dette avsnittet benyttes brukspåkjenningene vi kom fram til i avsnitt 8.3 til å dimensjonere de ulike komponentene. Størrelsen til mange av komponentene er avhengige av hverandre, og vi har derfor gått litt fram og tilbake når vi har dimensjonert. Rekkefølgen på avsnittene under står i forhold til rekkefølgen på avsnittene i 8.3. For alle skruehulldiametere er diameter for fin boring benyttet ²⁶⁾. Figur 8.5 viser stroppefjernerer ferdig montert, der alle delene har riktig størrelse i forhold til hverandre.



Figur 8.5: Stroppefjernerer ferdig montert, men uten opplagring med fjæring.

8.5.1 Utforming av spade

Hensikten med spaden er å løfte stroppen over den nedre rullen. For at ikke stroppen skal strammes mer enn nødvendig, vil den mest gunstige vinkelen være slik at stroppen er helt rett fra senter og ut til sidene av kassa. Dette er illustrert i figur 8.5.1.1. Det skraverte området er et snitt av spaden der den nedre rullen er plassert.



Figur 8.5.1.1: Mest gunstig vinkel på spaden.

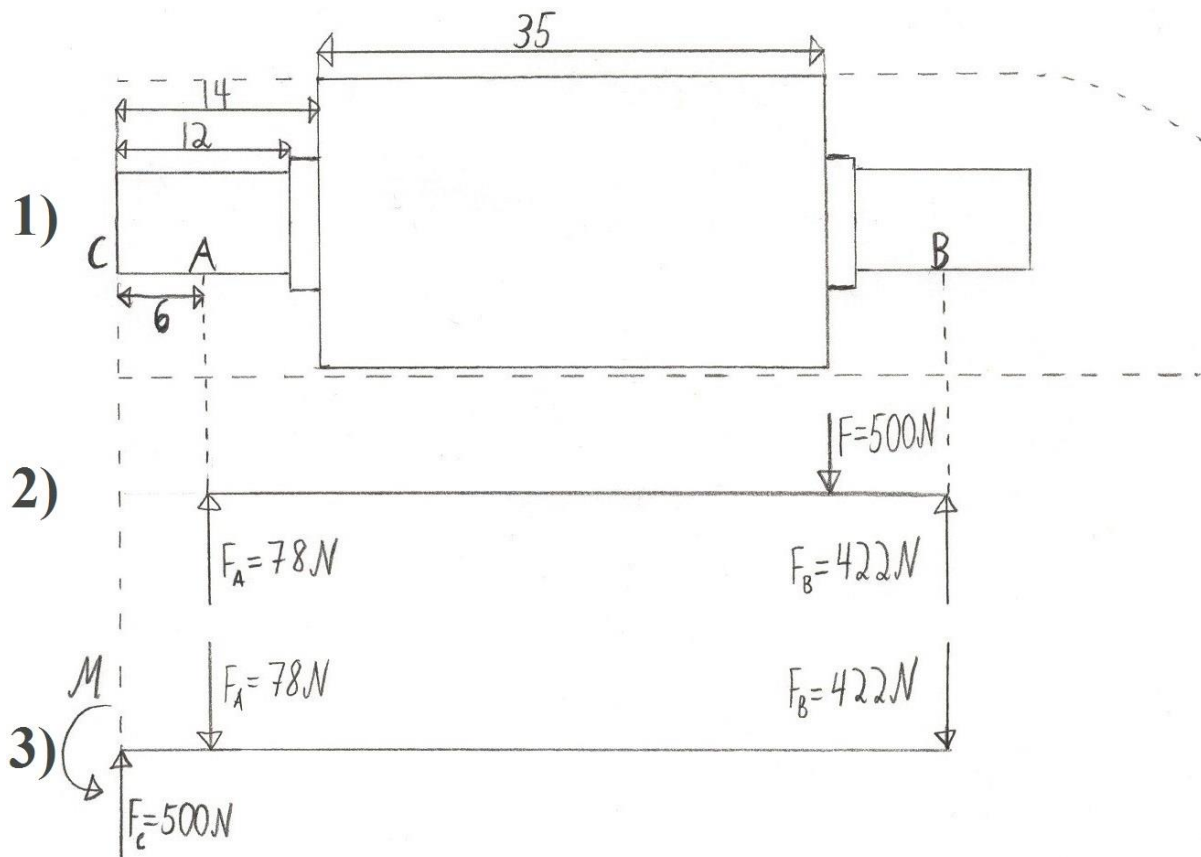
-Beregner ideel vinkel α på spaden:

$$\tan \alpha = \frac{21}{110} \quad (4.3A)$$

$$\alpha = 11^\circ$$

For å stramme stroppen minst mulig er den mest ideelle vinkelen på spaden 11° . Dette er en forholdsvis stor vinkel, slik at spaden vil bli betydelig lavere på sidene enn i midten. Hvilket vil gjøre det vanskeligere å få plass til skruene til lagerhusene og styreplata. Det er også nødvendig med en viss flate på midten av spaden, slik at man ikke risikerer at stroppen hekter seg fast i den nedre rullen når den glir innover spaden. Derfor har vi valgt å redusere vinkelen til 6° . De øvre strekene på figur 8.5.1.1 viser hvordan vinkelen på spaden blir når vi setter den til å være 6° .

Tegning 1 i figur 8.5.1.2 viser den nedre rullen og selve spaden. Spaden er tegnet med stiplede linjer. Tegning 2 i figur 8.5.1.2 viser kreftene som virker på den nedre rullen, altså klemkraften fra knivrullen og opplagerkreftene. Tegning 3 i figur 8.5.1.2 viser kreftene som virker på spaden, altså opplagerkreftene til rullen og innfestingen i bakkant av spaden. Påkjennningene på spaden vil komme fra lagerkreftene til den nedre rullen, når den presses ned av knivrullen. Den nedre rullen er lagret opp i hver ende, og lagerkreftene regnes derfor som midt på i hver av endene der diameteren er 7 mm. Noe som tilsvarer 6 mm fra hver ende. Disse punktene har vi valgt å kalle A og B. Det skal presses ned med en kraft på 500 N på spaden, og bøyepeningen vil bli størst lengst inn på spaden. Dette punktet kaller vi C. Siden knivene er skrå, vil plasseringen av klemkraften variere. Den største bøyepeningen i spaden vil opptre når klemkraften på 500 N er plassert lengst fram på rullen, altså slik som på figur 8.5.1.2.



Figur 8.5.1.2: 1) Nedre rull og spade. 2) Opplagerkreftene F_A og F_B og klemkraften F fra knivrullen som virker på den nedre rullen. 3) Kraftene som virker på spaden, altså opplagerkreftene F_A og F_B og momentet M og kraften F som virker ved innfestingen av spaden.

-Beregner opplagerkreftene F_A og F_B :

$$M_A = F_B \cdot 51 \text{ mm} - F \cdot 43 \text{ mm} \quad (4.6A)$$

$$0 = F_B \cdot 51 \text{ mm} - 500 \text{ N} \cdot 43 \text{ mm}$$

$$F_B = \frac{500 \text{ N} \cdot 43 \text{ mm}}{51}$$

$$F_B = 422 \text{ N}$$

$$F_A = F - F_B$$

$$F_A = 500 \text{ N} - 422 \text{ N}$$

$$F_A = 78 \text{ N}$$

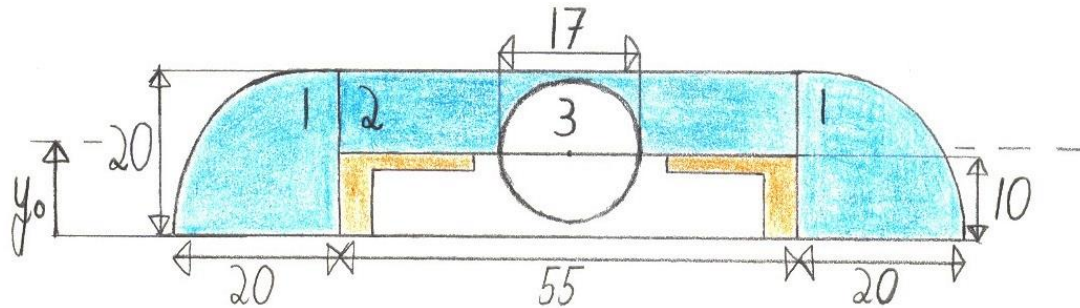
-Beregner bøyemoment lengst inn på spaden:

$$M_b = F_A \cdot 6 \text{ mm} + F_B \cdot 57 \text{ mm}$$

$$M_b = 78 \text{ N} \cdot 6 \text{ mm} + 422 \text{ N} \cdot 57 \text{ mm}$$

$$M_b = 24522 \text{ Nmm}$$

Når arealet og annet arealmoment skal beregnes, gjøres en konservativ tilnærming som vist i figur 8.5.1.3. Det beregnes areal og annet arealmoment for det blå området i figur 8.5.1.3. Det oransje området vil også motvirke bøyemomentet, men tas ikke med i beregningene. Altså gjøres en konservativ tilnærming, slik at utregningene blir noe enklere. Det hvite området går bort til lager og lagerhus, og vil derfor ikke motvirke bøyemomentet. Hver av sidene, altså område 1, beregnes som kvartsirkler. Overflaten regnes som flat, og 20 mm brukes derfor som tykkelse. Område 2 beregnes som rektangel, og deretter trekkes område 3 fra som en halvsirkel.



Figur 8.5.1.3: Snitt av spaden ved opplagring/innfesting. Blått område benyttes som areal i videre beregninger. (Mål i mm)

-Beregner tyngdepunktsaksen y_0 for blått område på figur 8.5.1.3:

$$y_0 = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 - A_3 y_3}{A_1 + A_2 - A_3} \quad (4.7A)$$

$$y_0 = \frac{\left(\frac{\pi \cdot 20^2}{2} \cdot \frac{4 \cdot 20}{3 \cdot \pi}\right) + (10 \cdot 55 \cdot 15) - \left(\frac{\pi \cdot 8,5^2}{2} \cdot \left(10 + \frac{4 \cdot 8,5}{3 \cdot \pi}\right)\right)}{\left(\frac{\pi \cdot 20^2}{2}\right) + (10 \cdot 55) - \left(\frac{\pi \cdot 8,5^2}{2}\right)}$$

$$y_0 = 11,3 \text{ mm}$$

-Beregner annet arealmoment for område 1 om tyngdepunktsaksen til område 1, og deretter om tyngdepunktsaksen y_0 for blått område ved hjelp av Steiners sats³³⁾:

$$I_1 = \left(\frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi}\right) R_1^4 \quad (4.8A)$$

$$I_1 = \left(\frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi}\right) 20^4 = 17561 \text{ mm}^4$$

$$i = \left|y_0 - \frac{4R_1}{3\pi}\right| \quad (4.9A)$$

$$i = \left|11,3 - \frac{4 \cdot 20}{3\pi}\right| = 2,82 \text{ mm}$$

$$I_{1y} = I_1 + A_1 i^2 \quad (4.10A)$$

$$I_{1y} = I_1 + \frac{\pi R_1^2}{2} i^2$$

$$I_{1y} = 17561 + \frac{\pi \cdot 20^2}{2} \cdot 2,82^2 = 22550 \text{ mm}^4$$

-Beregner annet arealmoment for område 2 om tyngdepunktsaksen til område 2, og deretter om tyngdepunktsaksen y_0 for blått område ved hjelp av Steiners sats:

$$I_2 = \frac{B \cdot H^3}{12} \quad (4.11A)$$

$$I_2 = \frac{55 \cdot 10^3}{12} = 4583 \text{ mm}^4$$

$$i = |y_0 - 15|$$

$$i = |11,3 - 15| = 3,69 \text{ mm}$$

$$I_{2y} = I_2 + A_2 i^2 \quad (4.10B)$$

$$I_{2y} = 4583 + 55 \cdot 10 \cdot 3,69^2$$

$$I_{2y} = 12088 \text{ mm}^4$$

-Beregner annet arealmoment for område 3 om tyngdepunktsaksen til område 3, og deretter om tyngdepunktsaksen y_0 for blått område ved hjelp av Steiners sats:

$$I_3 = \left(\frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi} \right) R_3^4 \quad (4.8B)$$

$$I_3 = \left(\frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi} \right) 8,5^4 = 573 \text{ mm}^4$$

$$i = \left| y_0 - \left(\frac{4R_3}{3\pi} + 10 \right) \right| \quad (4.9B)$$

$$i = \left| 11,3 - \left(\frac{4 \cdot 8,5}{3\pi} + 10 \right) \right| = 2,30 \text{ mm}$$

$$I_{3y} = I_3 + A_3 i^2 \quad (4.10C)$$

$$I_{3y} = I_3 + \frac{\pi R_3^2}{2} i^2$$

$$I_{1y} = 573 + \frac{\pi \cdot 8,5^2}{2} \cdot 2,30^2 = 1174 \text{ mm}^4$$

-Beregner annet arealmoment for område farget blått:

$$I_{tot} = I_{1y} + I_{2y} - I_{3y}$$

$$I_{tot} = 22550 + 12088 + 1174$$

$$I_{tot} = 33464$$

-Beregner areal:

$$A = A_1 + A_2 - A_3$$

$$A = \frac{\pi \cdot R_1^2}{2} + l \cdot b - \frac{\pi \cdot R_3^2}{2} \quad (4.12A, 4.13A)$$

$$A = \frac{\pi \cdot 20^2}{2} + 55 \cdot 10 - \frac{\pi \cdot 8,5^2}{2}$$

$$A = 1065 \text{ mm}^2$$

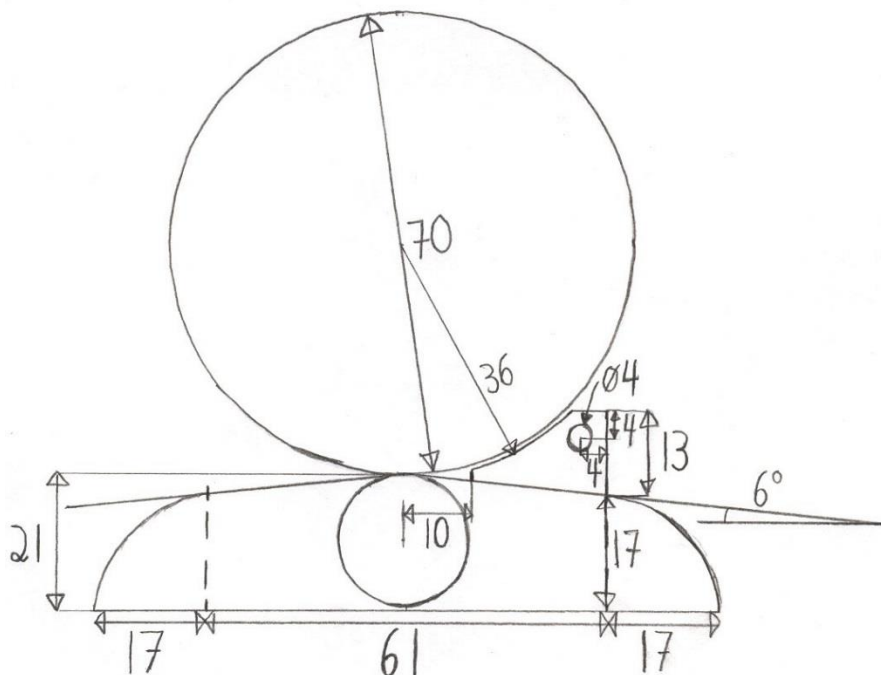
-Beregner største bøyespenning:

$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot y}{I} \quad (4.14A)$$

$$\sigma_b = \frac{24522 \cdot 11,3}{33464}$$

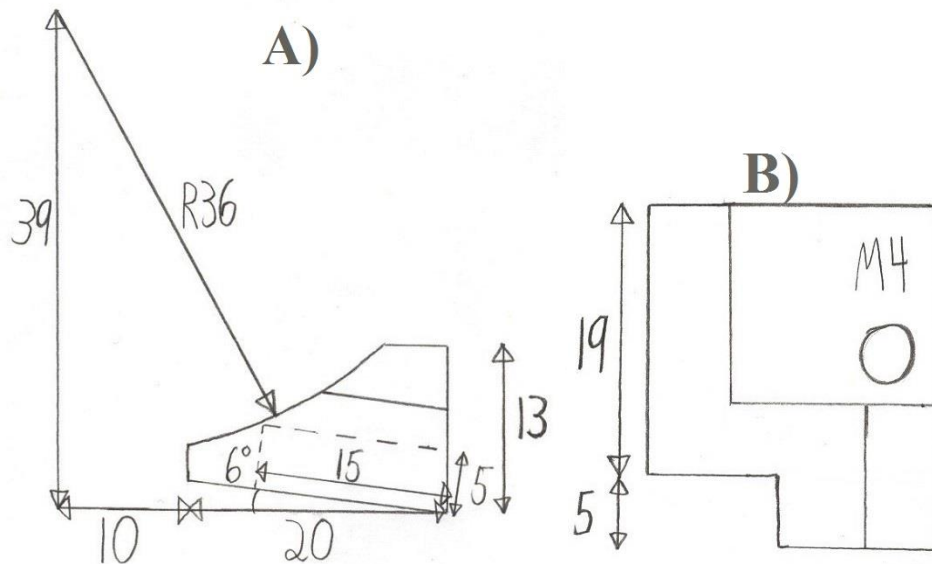
$$\sigma_b = 8,28 \text{ MPa}$$

Største bøyespenning er lavere enn flytegrensen 280 MPa.



Figur 8.5.1.4: Snitt av spaden, som viser utforming av spaden og størrelsen på rullene. I tillegg viser figuren plasseringen av platen som skal styre stroppen inn mellom rullene. (Mål i mm)

Når stroppen rulles inn mellom de motgående rullene, er det fare for at den kan komme inn litt skjevt. Grunnen til dette er at stroppefjernerer beveger seg videre, slik at stroppen kan henge litt igjen i fiskekassa. I tillegg kan det hende at stroppen dras litt mot den ene siden på grunn av de skrå knivene på knivrullen. Løsningen på dette er å lage en styreplate, slik som på figur 8.5.1.5. Den formes slik at det er 1 mm klaring mellom plata og knivrullen. Denne delen skal freses ut, og det bores hull til M4 skrue.

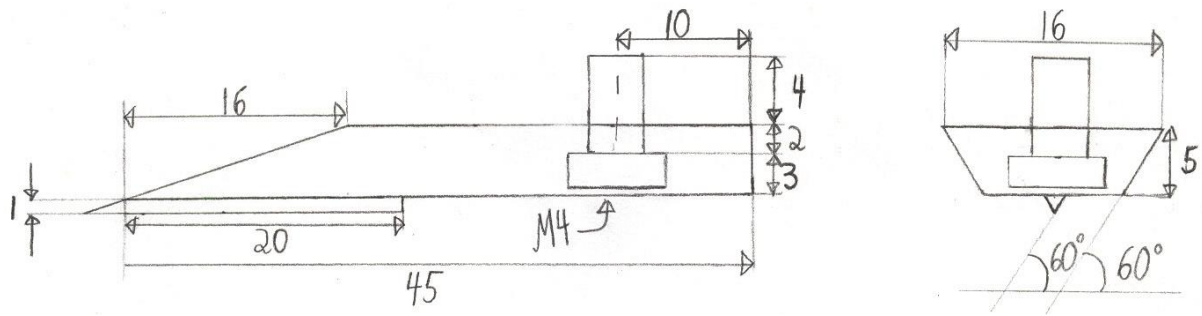


Figur 8.5.1.5: Viser styreplaten som skal styre stroppen mellom rullene. A) Platen sett forfra B) Platen sett ovenfra. (Mål i mm)

For å feste styreplaten til spaden, skal det benyttes en 8 mm lang M4 innvendig sekskantskrue ¹⁰⁾. Anbefalt tiltrekkingsmoment for skruen er 5,3 Nm ¹³⁾.

8.5.2 Rytter

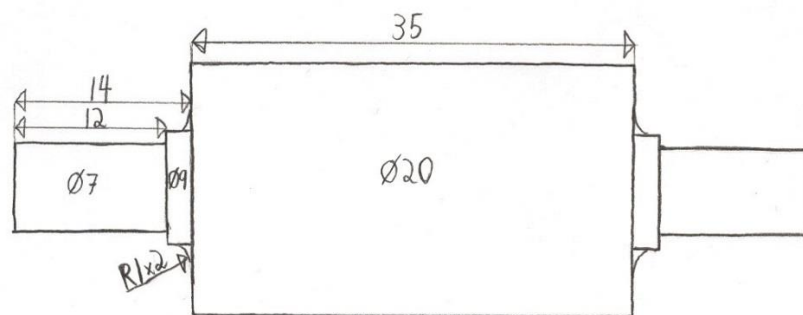
Figur 8.5.2 viser utformingen av rytteren. Den skal felles inn i spaden, og den skal være utbyttbar. Det eneste som stikker på undersiden av spaden, er selve kniven. På tegningen under er kniven tegnet slik at den går 1 mm ned i fiskekassa. Det ideelle er at kniven stikker akkurat langt nok ned i fiskekassa til at alle stroppeene fanges opp, men ikke så langt ned at den river løs isoporkuler. Derfor er dette noe som bør testes, og en av grunnene til at rytteren skal være utbyttbar. Dersom 1 mm viser seg å være for liten dybde, kan man for eksempel øke til 1,5 eller 2 mm. Rytteren er utformet slik at sporet i spaden kan freses ut med en 16 mm og 60 graders svalehalefres. Skruen som rytteren skrues fast med er en M4 sylinderskrue med innvendig sekskant og lavt hode fra Tingstad AS. Siden rytteren er innfelt i spaden, vil kreftene tas opp rundt den og ikke av skruen. Antar $\mu' = 0,2$ og velger tiltrekkingsmoment 5,3 Nm i henhold til anbefaling fra Tingstad AS ¹³⁾. Det er ikke gjort noen håndberegninger på rytteren, da det kreves praktisk testing for å se om den fungerer tilfredsstillende.



Figur 8.5.2: Utforming av rytter. (Mål i mm)

8.5.3 Utforming av nedre rull

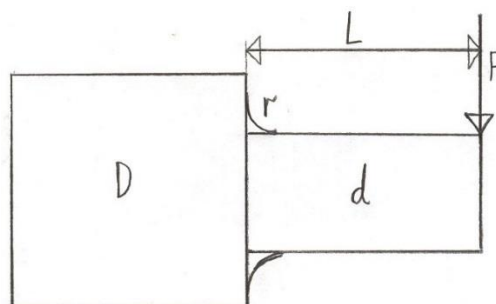
Endene på rullen må tilpasses lageret. Derfor er de to minste diameterne valgt ut fra henholdsvis innerdiameteren til lageret og minste anbefalte diameter fra SKF som må være for å holde lageret på plass. For at ikke akselen skal gni mot lageret og lagerhuset er det 2 mm på hver side der diameteren er 9 mm. Materialet i akselen er EN 1.4404. Opplagerkreftene ble beregnet i starten av avsnitt 7.5.1. F_A er 78 N og F_B er 422 N.



Figur 8.5.3.1: Utforming av nedre rull. (Mål i mm)

Sikkerhet mot utmatting i overgang mellom Ø7 og Ø9

Her benyttes en metode der ulike modifieringsfaktorer multipliseres med utmattingsgrensen til materialet, for å se hvilken utmattingsgrense som gjelder for dette tilfellet ¹²⁾.



Figur 8.5.3.2: Beregner sikkerhet mot utmatting.

Tabell 8.5.3.1: Verdier for akselen.

D	d	r	L	F
9 mm	7 mm	0,3 mm	6 mm	422 N

-Beregner formfaktoren K_t :

$$\frac{r}{d} = \frac{0,3}{7} = 0,043$$

$$\frac{D}{d} = \frac{9}{7} = 1,29$$

$$K_t = 2,10$$

-Beregner kjervfaktoren K_f :

$$a_f = 0,0254 \left(\frac{2070}{R_m} \right)^{1,8} \quad (4.15A)$$

$$a_f = 0,0254 \left(\frac{2070}{578} \right)^{1,8} = 0,252 \text{ mm}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a_f}{r}} \quad (4.16A)$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0,252}{0,3}} = 0,543$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (4.17A)$$

$$K_f = 1 + 0,543 \cdot (2,10 - 1) = 1,60$$

-Velger overflateruhetens gjennomsnittlige profilhøyde $R_a = 1,6 \mu\text{m}$. Verdien velges ut fra det fineste man kan oppnå ved normal dreining ¹¹⁾. Beregner overflatefaktoren:

$$C_F = 1 - 0,22(\log R_a)^{0,64} \cdot \log R_m + 0,45(\log R_a)^{0,53} \quad (4.18A)$$

$$C_F = 1 - 0,22(\log 1,6)^{0,64} \cdot \log 578 + 0,45(\log 1,6)^{0,53} = 0,974$$

- Siden akseldiameteren er mindre enn 10 mm, settes størrelsesfaktoren lik 1

$$C_s = 1$$

- Er konservativ og benytter lastfaktor for høyfaste og herdede stål:

$$C_L = 0,75$$

- Miljøfaktoren C_E er ikke relevant siden stålet er rustfritt.

- Beregner den dimensjonerende utmattingsgrensen:

$$\sigma_D = \frac{\sigma_D' \cdot C_F \cdot C_S \cdot C_L}{K_f} \quad (4.21A)$$

$$\sigma_D = \frac{274 \cdot 0,974 \cdot 1 \cdot 0,75}{1,60} = 125 \text{ MPa}$$

-Beregner bøyemoment ved kjerv:

$$M_b = F \cdot L \quad (4.6B)$$

$$M_b = 422 \text{ N} \cdot 6 \text{ mm}$$

$$M_b = 2532 \text{ Nmm}$$

-Beregner nominell bøyespenning:

$$\sigma_{nb} = \frac{M_b \cdot y}{I} \quad (4.14B)$$

$$\sigma_{nb} = \frac{M_b \cdot d \cdot 64}{\pi \cdot d^4 \cdot 2} \quad (\text{Setter inn 4.22})$$

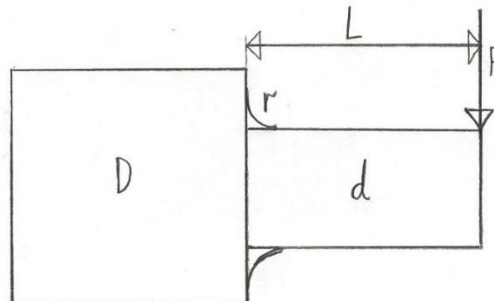
$$\sigma_{nb} = \frac{32 \cdot M_b}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_{nb} = \frac{32 \cdot 2532}{\pi \cdot (7)^3} = 75,19 \text{ MPa}$$

$\sigma_D > \sigma_{nb}$ altså er det ikke fare for utmatting ved overgangen mellom Ø7 og Ø9.

Sikkerhet mot utmatting i overgang mellom Ø9 og Ø20

Her benyttes en metode der ulike modifieringsfaktorer multipliseres med utmattingsgrensen til materialet, for å se hvilken utmattingsgrense som gjelder for dette tilfellet ¹²⁾.



Figur 8.5.3.3: Beregner sikkerhet mot utmatting.

Tabell 8.5.3.2: Verdier for akselen.

D	d	r	L	F
20 mm	9 mm	1 mm	8 mm	422 N

-Beregner formfaktoren K_t :

$$\frac{r}{d} = \frac{1}{9} = 0,111$$

$$\frac{D}{d} = \frac{20}{9} = 2,22$$

$$K_t = 1,75$$

-Beregner kjervfaktoren:

$$a_f = 0,0254 \left(\frac{2070}{R_m} \right)^{1,8} \quad (4.15B)$$

$$a_f = 0,0254 \left(\frac{2070}{578} \right)^{1,8} = 0,252$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a_f}{r}} \quad (4.16B)$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0,252}{1}} = 0,798$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (4.17B)$$

$$K_f = 1 + 0,798 \cdot (1,75 - 1) = 1,60$$

-Velger overflateruhetens gjennomsnittlige profilhøyde $R_a = 1,6 \mu\text{m}$. Verdien velges ut det fineste man kan oppnå ved normal dreining¹¹⁾. Beregner overflatefaktoren:

$$C_F = 1 - 0,22(\log R_a)^{0,64} \cdot \log R_m + 0,45(\log R_a)^{0,53} \quad (4.18B)$$

$$C_F = 1 - 0,22(\log 1,6)^{0,64} \cdot \log 578 + 0,45(\log 1,6)^{0,53} = 0,974$$

- Siden akseldiameteren er mindre enn 10 mm, settes størrelsesfaktoren lik 1

$$C_S = 1$$

- Er konservativ og benytter lastfaktor for høyfaste og herdede stål:

$$C_L = 0,75$$

- Miljøfaktoren C_E er ikke relevant siden stålet er rustfritt.

- Beregner den dimensjonerende utmattingsgrensen:

$$\sigma_D = \frac{\sigma_D' \cdot C_F \cdot C_S \cdot C_L}{K_f} \quad (4.21B)$$

$$\sigma_D = \frac{274 \cdot 0,974 \cdot 1 \cdot 0,75}{1,60} = 125 \text{ MPa}$$

-Beregner bøyemoment ved kjerv:

$$M_b = F \cdot L \quad (4.6C)$$

$$M_b = 422 \text{ N} \cdot 8 \text{ mm}$$

$$M_b = 3376 \text{ Nmm}$$

-Beregner nominell bøyespenning:

$$\sigma_{nb} = \frac{M_b \cdot y}{I} \quad (4.14C)$$

$$\sigma_{nb} = \frac{M_b \cdot d \cdot 64}{\pi \cdot d^4 \cdot 2} \quad (\text{Setter inn 4.22})$$

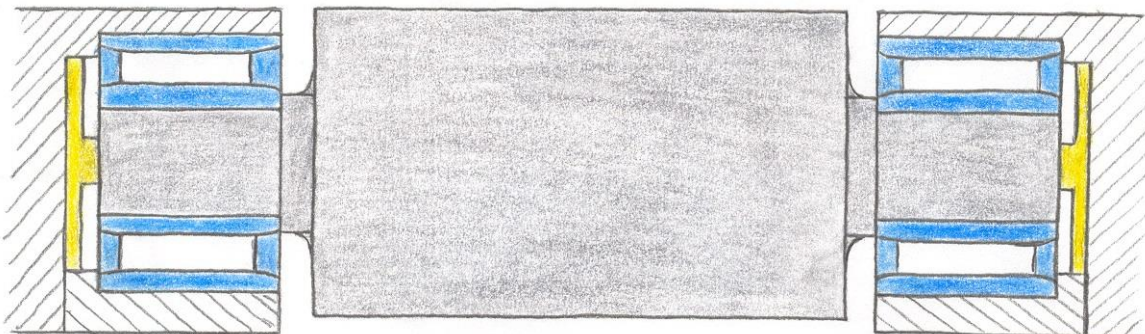
$$\sigma_{nb} = \frac{32 \cdot M_b}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_{nb} = \frac{32 \cdot 3376}{\pi \cdot (9)^3} = 47,17 \text{ MPa}$$

$\sigma_D > \sigma_{nb}$ altså er det ikke fare for utmatting ved overgangen mellom Ø9 og Ø20.

8.5.4 Opplagring av nedre rull

Kulelager, glidelager og rullelager har blitt vurdert. Ved radiell belastning og fare for støt bør man unngå kulelager, fordi kontaktflaten mot kulene er liten. Ved et glidelager vil det bli glidefriksjon i lageret, mens det blir rullefriksjon i et rullelager. Rullefriksjon er lavere enn glidefriksjon. Derfor valgte vi å bruke rullelager^{7,8}). Figur 8.5.4 viser hvordan lagrene skal sitte. I hver ende av rullen sitter det sliteskiver som skal motvirke at rullen forskyves aksielt. De er sylindrerformede og 1,9 mm lange. Der diameteren er 14 mm er de 1 mm lange, og der diameteren er 6 mm er de 0,9 mm lange. Dermed blir det totalt 0,2 mm klaring aksielt for rullen, slik at den ikke vil presses mot sliteskivene og få større motstand. Sliteskivene bør lages i et materiale, som for eksempel messing, som egner seg mot stål.



Figur 8.5.4: Opplagring av nedre rull.

SKF Nålrullelager, med maskinerte ringer og indre ring NKI 7/12 TN

-Hastigheten til lageret bestemmes av at en 1200 mm stropp skal kuttes opp på 1 s. Denne må ikke overstige maks hastighet oppgitt av lagerprodusenten. Største belastning på den nedre rullen vil være 422 N:

$$O = \pi \cdot D_{nr} \quad (4.23A)$$

$$O = \pi \cdot 20 \text{ mm} = 20\pi \text{ mm}$$
$$n = \frac{1200 \text{ mm/s} \cdot 60 \text{ s}}{20\pi \text{ mm/r}} = 1146 \text{ r/min}$$

Tabell 8.5.4: Data for NKI 7/12 TN⁹⁾ og krav til lager for nedre rull.

Symbol	Beskrivelse	Størrelse	Krav til lager
d	Indre diameter	7 mm	
D	Ytre diameter	17 mm	≤ 17 mm
B	Bredde	12 mm	
C	Største dynamiske last	4600 N	
C ₀	Største statiske last	5700 N	≥ 422 N
n _{LS}	Maks hastighet (limiting speed)	32000 r/min	≥ 1146 r/min
P _u	Utmattingslastgrense	630 N	
p _k	Konstant for rullelager	10/3	

Lageret kan benyttes, da det oppfyller alle kriteriene. Ved valg av lager skal det kun ses på største statiske last, da de andre kreftene er ment for utregninger.

Nominell livslengde for lager etter ISO 281

Livslengde for et rullelager defineres som antall runder et lager klarer, før de første tegnene på materialutmattning oppstår på en av inner- eller ytterringens løpebaner. Ved å beregne nominell livslengde etter ISO 281, kommer man fram til en livslengde som mer enn 90 % av en tilstrekkelig stor mengde lagre skal klare⁹⁾.

-Beregner nominell livslengde. (SKF bruker P i stedet for F og p i stedet for p_k):

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F}\right)^{p_k} \quad (4.24A)$$

$$L_{10} = \left(\frac{4,6 \text{ kN}}{0,422 \text{ kN}}\right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10} = 2872$$

$$2872 \cdot 10^6 \text{ r}$$

-Beregner antall runder rullen må rotere per stropp:

$$\frac{1200 \text{ mm}}{20\pi \text{ mm}} = 19 \text{ r}$$

Rullen vil også rotere noen runder etter at hver stropp er kvernet. Selv om disse rundene vil være uten belastning, gjøres en konservativ tilnærming. Videre benyttes derfor 30 runder per stropp.

-Hvor mange ganger rullen må rotere om dagen, dersom det kommer et lastebillass med 33 paller hver dag. 2 stropper per kasse og 27 kasser per pall:

$$30 r \cdot 2 \cdot 27 \cdot 33 = 53460 r$$

-Beregner nominell livslengde i dager:

$$\frac{2872 \cdot 10^6}{53460} = 5,37 \cdot 10^4 \text{ dager}$$

Nominell levetid til lageret tilsvarer 147 år med daglig drift. Så store levetider kan ofte bli et resultat ved levetidsberegninger, men slike levetider er langt større enn hva man kan forvente av et lager. Da det blir veldig mye stopp og start, vil smørefilmen renne ned mellom hver gang lageret går rundt. Dette vil føre til kortere levetid, og vi kan anta en levetid på omtrent 2 år ¹⁴⁾.

SKF nominell livslengde

I moderne lagre av høy kvalitet kan virkelig brukbarhetstid for lagre avvike stort fra nominell livslengde. Brukbarhetstiden til et spesifikt lager avhenger av mange faktorer, som smøring, mengden forurensing, riktig montering og andre forhold i omgivelsene. Derfor anvendes en modifieringsfaktor i ISO 281 i tillegg til den nominelle livslengden. SKF's livslengdefaktor anvender samme konsept. I dette avsnittet beregnes en mindre konservativ livslengde ved å legge til livslengdefaktoren a_{skf} ⁹⁾.

-Velger $a_1 = 1$ slik at havarisanssynligheten blir 10 %. Altså samme som for nominell livslengde i avsnittet over.

-Beregner lagerets gjennomsnittsdiameter:

$$d_m = 0,5(d + D) \quad (4.25A)$$

$$d_m = 0,5(7 + 17) = 12 \text{ mm}$$

-Leser av nødvendig viskositet ved driftstemperatur $v_1 = 40 \text{ mm}^2/\text{s}$ fra tabell, ved å bruke verdiene $d_m = 12 \text{ mm}$ og $n = 1146 \text{ r/min}$.

-Bruker nødvendig viskositet $v_1 = 40 \text{ mm}^2/\text{s}$, og antar driftstemperatur på $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Leser av ISO viskositetsklassen til å være ISO VG 100. Dermed blir virkelig viskositet $v = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$.

-Effektiviteten til et smøremiddel bestemmes av hvor godt ruller og løpebaner separeres. For å danne en effektiv smørefilm må smøremiddelet ha en viss minste viskositet når det har nådd driftstemperatur. Smøreforholdet uttrykkes av relativ viskositet κ , som forholdet mellom virkelig viskositet v og nødvendig viskositet v_1 for fullgod smøring når smøremiddelet holder driftstemperatur ⁹⁾:

$$\kappa = \frac{v}{v_1} \quad (4.26A)$$

$$\kappa = \frac{100}{40} = 2,5$$

-Beregner forurensningsnivået η_c for SKF standardlager. (SKF bruker P i stedet for F):

$$\eta_c = \frac{P_u}{F} \quad (4.27A)$$

$$\eta_c = \frac{0,63}{0,422} = 1,49$$

-Leser av $a_{skf} = 50$ fra tabell for radialrullelager ved å benytte verdiene $\kappa = 2,5$ og $\eta_c = 1,49$.

-Beregner SKF nominell livslengde. (SKF bruker P i stedet for F):

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{skf} \cdot L_{10} \quad (4.28A)$$

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{skf} \cdot \left(\frac{C}{F}\right)^{pk} \quad (\text{Setter inn 4.24})$$

$$L_{nm} = 1 \cdot 50 \cdot \left(\frac{4,6}{0,422}\right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{nm} = 143,6 \cdot 10^6$$

-Beregner SKF nominell livslengde i dager:

$$\frac{14672 \cdot 10^6}{53460} = 2,69 \cdot 10^6 \text{ dager}$$

SKF nominell levetid til lageret tilsvarer over 7000 år med daglig drift, hvilket er langt over hva man kan forvente. Vi velger derfor å sette levetiden til lageret til 2 år ¹⁴⁾.

Ettersmøringsintervaller

Rullelagre skal ettersmøres dersom fettets brukbarhetstid er lavere enn lagerets forventede livslengde. Det skal alltid ettersmøres mens nåværende smøremiddel fortsatt er tilfredsstillende. Når et lager skal ettersmøres avhenger av lagertype, lagerstørrelse, driftstemperatur, type fett, plass rundt lagret og lagerets miljø ⁹⁾.

-Beregner C/F. (SKF bruker P i stedet for F):

$$\frac{C}{F} = \frac{4,6}{0,422} = 10,9$$

-Beregner omdreiningsfaktor A_o (A i SKF-katalogen):

$$A_o = n \cdot d_m \quad (4.29A)$$

$$A_o = 1146 \cdot 12 = 13752 \text{ mm}/\text{min}$$

-Leser av lagerfaktor $b_f = 3$ fra tabell for nålrullelager med holder. Lagerfaktoren avhenger av lagertype og belastningsforhold. Da C/F er 10,9, anvendes verdien 8. Dermed må omdreiningsfaktoren A_o ikke overstige 200.000 mm/min, hvilket er innfridd.

-Leser av ettersmøringsintervall t_f ved driftstemperatur på 70 °C. Siden antatte driftstemperatur er 60 °C, blir dette en konservativ tilnærming.

$$A_o \cdot b_f = 13752 \cdot 3 = 41256$$

$$t_f = 10000 \text{ driftstimer}$$

Dette tilsvarer 417 dager med kontinuerlig drift døgnet rundt. Det anbefales å smøre lagrene hvert halvår, så vi velger derfor smøringsintervall på et halvt år. Det kan eventuelt benyttes mindre fett hver gang lagrene smøres ¹⁴⁾.

Valg av pasning til aksel

ISO-pasning: **k5**

Begrunnelse: Lageret skal krympes på akselen/rullen. Leser av tabell for roterende belastning på innerringen eller ubestemt belastningsretning. I dette tilfellet er $F = 0,09C$. Derfor går det under betegnelsen normal til stor belastning, altså $0,05C < F \leq 0,1C$ ⁹⁾.

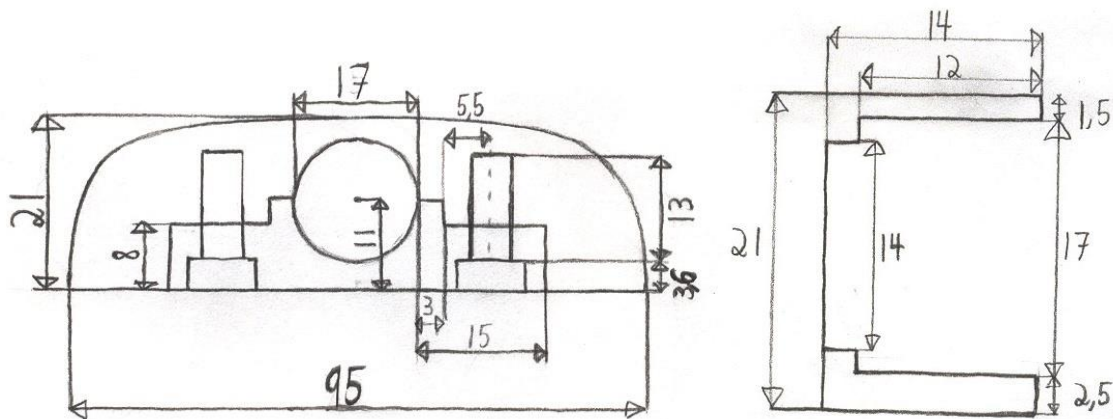
Valg av pasning til lagerhus

ISO-pasning: **K7**

Begrunnelse: Lagerhuset skal ha omtrent samme diameter (boring) som ytre diameter til lageret. Leser av tabell for normale til store belastninger $F > 0,05C$ ⁹⁾.

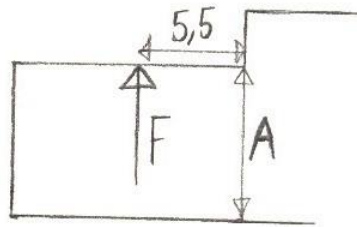
8.5.5 Lagerhus

Figur 8.5.5.1 viser hvordan lagerhuset skal utformes. Det går litt ned på hver side, slik at skruene kan skrus lengre inn i spaden.



Figur 8.5.5.1: Utforming av lagerhus med mål. (Mål i mm)

Hvert lagerhus skal dimensjoneres for å tåle en 422 N kraft rett ned på lageret. Altså må hver av skruene presse opp med en kraft på $F = 211 N$. Noe som vil forårsake bøye- og skjærspenning, som vist i figur 8.5.5.2.



Figur 8.5.5.2: Kraften fra hver skrue på lagerhuset. (Mål i mm)

-Annet arealmoment:

$$I = \frac{BH^3}{12} \quad (4.11B)$$

$$I = \frac{12 \cdot 8^3}{12} = 512 \text{ mm}^4$$

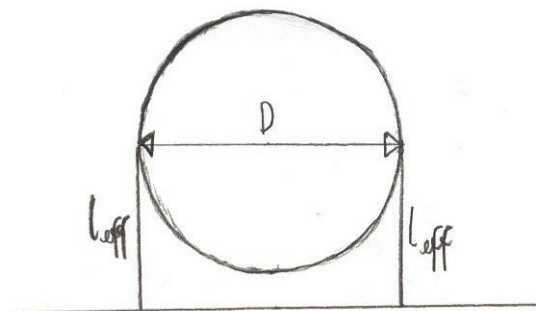
-Bøyespenning:

$$\sigma_b = \frac{My}{I} \quad (4.14D)$$

$$\sigma_b = \frac{211 \cdot 5,5 \cdot 4}{512} = \mathbf{9,07 \text{ MPa}}$$

9,07 MPa er mindre enn flytegrensen i materialet $R_e = 280 \text{ MPa}$, altså vil ikke lagerhuset gå over i flyt.

For å undersøke om det er fare for at lagrene rives ut på grunn av belastningen fra rullen, har vi regnet på utrivning av lagrene.



Figur 8.5.5.3: Utrivning av lager.

-Beregner største skjærspenning som kan oppstå i tverrsnittsarealene som dannes av l_{eff} og tykkelsen til lagerhusene.

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot s \cdot l_{eff}} \quad (4.30A)$$

$$\tau = \frac{420}{2 \cdot 12 \cdot 11} = \mathbf{1,59 \text{ MPa}}$$

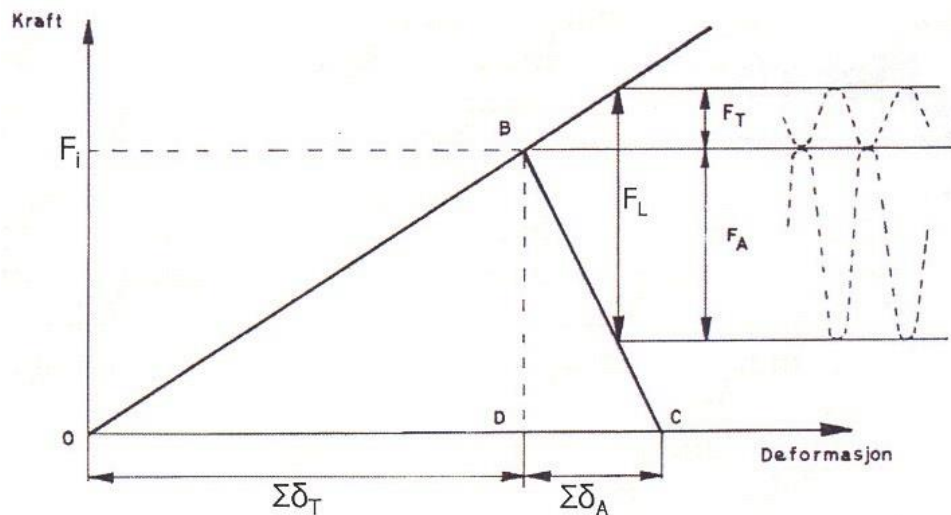
1,59 MPa er lavere enn flytegrensen på 280 MPa, altså er det ikke fare for utrivning av lagrene.

8.5.6 Skruer til lagerhus

Velger å benytte M5 sylinderskrue med innvendig sekskant og lavt hode (DIN7984). Fasthetsklasse for skruene er 10,9¹⁰⁾. Velger å benytte tiltrekningsmoment $M_{\text{tot}} = 8 \text{ Nm}$, basert på rettlede verdier for tiltrekkingsmomenter fra Verkstedhåndboka¹¹⁾. Hver av skruene vil belastes med $F_L = 211 \text{ N}$.

Tabell 8.5.6: Spesifikasjoner for skrue¹⁰⁾.

Symbol	Betydning	Størrelse
R_m	Strekfasthet	1000 MPa
R_e	Flytegrense	900 MPa
d_k	Hodediameter	8,5 mm
k	Hodehøyde	3,5 mm
s	Nøkkelvidde	4 mm
d_2	Midtdiameter for gjenger	4,48 mm
d_1	Lillediameter for gjenger	4,134 mm
A_s	Spenningsareal	14,2 mm ²
P	Gjengestigning	0,8



Figur 8.5.6.1: Skruediagram for dimensjonering av skruer¹⁵⁾.

Beregner først klemkraft fra skruene når de forspennes. Antar friksjonskoeffisienter $\mu = \mu' = 0,15$

-Stigningsvinkel:

$$\tan \varphi_s = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (4.31A)$$

$$\tan \varphi_s = \frac{0,8}{\pi \cdot 4,48}$$

$$\varphi_s = 3,253^\circ$$

-Friksjonsvinkel:

$$\tan(\varepsilon_1) = \frac{\mu}{\cos\alpha} \quad (4.32A)$$

$$\tan(\varepsilon_1) = \frac{0,15}{\cos 30^\circ}$$

$$\varepsilon_1 = 9,826^\circ$$

-Middelradius gjenger:

$$r_m = \frac{d_2}{2} \quad (4.33A)$$

$$r_m = \frac{4,48}{2} = 2,24 \text{ mm}$$

-Radius for friksjon mellom skruehode og underlag:

$$r'_m = \frac{d_k + d_h}{4} \quad (4.34A)$$

$$r'_m = \frac{8,5 + 5,5}{4} = 3,5 \text{ mm}$$

-Beregner klemkraft fra skrue, altså aksialkraft i skruen uten belastning, ved å bruke tiltrekkingsmomentet:

$$M_{tot} = M_V + M_S \quad (4.35A)$$

$$M_{tot} = F_i \tan(\varphi_s + \varepsilon_1) r_m + \mu' F_i r'_m \quad (\text{Setter inn 4.36 og 4.37})$$

$$F_i = \frac{M_{tot}}{\tan(\varphi_s + \varepsilon_1) r_m + \mu' r'_m}$$

$$F_i = \frac{8000}{\tan(3,253 + 9,826) 2,24 + 0,15 \cdot 3,5}$$

$$F_i = 7653 \text{ N}$$

Dette er altså kraften hver av skruene klemmer lagerhuset fast med, mens lagerhuset presses ned med 422 N. Hvilket utgjør 211 N på hver skrue.

-Hvor langt opp i spaden det må være gjenger, når flytegrensen til materialet i spaden brukes som maks tillatt flatetrykk i gjengene:

$$R_e = \frac{F_{tot}}{\frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)z} \quad (4.38A)$$

$$z = \frac{7653 + 211}{\frac{\pi}{4}(5^2 - 4,134^2)280}$$

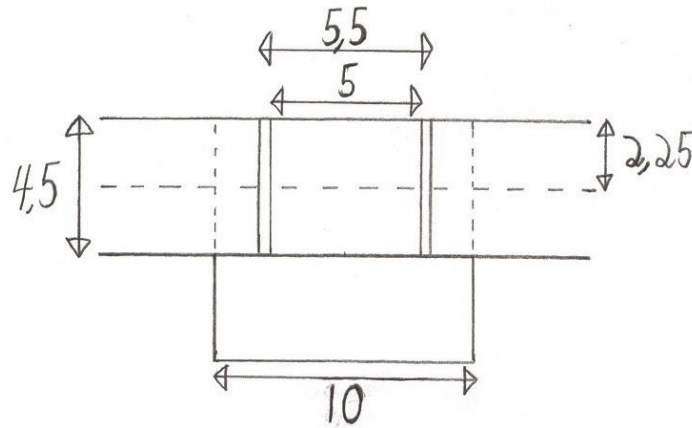
$$z = 4,5 \text{ gjenger}$$

-Lengde med gjenger:

$$m = P \cdot z \quad (4.39A)$$

$$m = 0,8 \cdot 4,5$$

$$m = 3,6 \text{ mm}$$



Figur 8.5.6.2: Viser skrue, skruehull, deformasjonshylse og tykkelsen til lagerhuset. (Mål i mm)

Når skruen forlenges trykkes underlaget sammen. Underlaget kalles hylsa, og det har ikke noe eksakt tverrsnitt da sammentrykningen vil avta med økende avstand til skruehullet. Det er vanlig å regne med en deformasjonshylse med innvendig diameter lik hull diameter og utvendig diameter lik to ganger skruens skaft diameter ¹⁵⁾.

-Beregner deformasjonen til pålastningsdelene, altså delene som blir utsatt for tiltagende kraft når F_L virker (T-delene). Antar at halve tykkelsen til lagerhuset blir T-del:

$$\sum \delta_T = \sum \frac{F_i \cdot l}{A \cdot E} \quad (4.40A)$$

$$\sum \delta_T = \frac{7653 \cdot 4,5}{2,0 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 2,5^2} + \frac{7653 \cdot 2,25}{2,0 \cdot 10^5 \cdot \pi (5^2 - 2,75^2)}$$

$$\sum \delta_T = 0,0103 \text{ mm}$$

-Beregner deformasjonen til avlastningsdelene, altså delene som blir utsatt for avtagende kraft når F_L virker (A-delene). Antar at halve tykkelsen til lagerhuset blir A-del:

$$\sum \delta_A = \sum \frac{F_i \cdot l}{A \cdot E} \quad (4.41A)$$

$$\sum \delta_A = \frac{7653 \cdot 2,25}{2,0 \cdot 10^5 \cdot \pi (5^2 - 2,75^2)}$$

$$\sum \delta_A = 0,00157 \text{ mm}$$

-Beregner kraften i skruen F_T forårsaket av lasten F_L :

$$F_T = \frac{F_L}{1 + \frac{\sum \delta_T}{\sum \delta_A}} \quad (4.42A)$$

$$F_T = \frac{211}{1 + \frac{0,0103}{0,00157}}$$

$$F_T = 27,84 \text{ N}$$

I praksis overføres ca. 20 % av nyttelasten F_L til skruen F_T ¹⁵⁾. I dette tilfellet ble F_T 13,2 % av F_L , altså stemmer dette godt med hva som er vanlig.

-Benytter skruediagrammet for dimensjonering av skruer, og finner middelspenning og amplitudespenning:

$$F_m = F_i + \frac{1}{2} F_T = 7653 + \frac{1}{2} \cdot 27,84 = 7666,50 \text{ N}$$

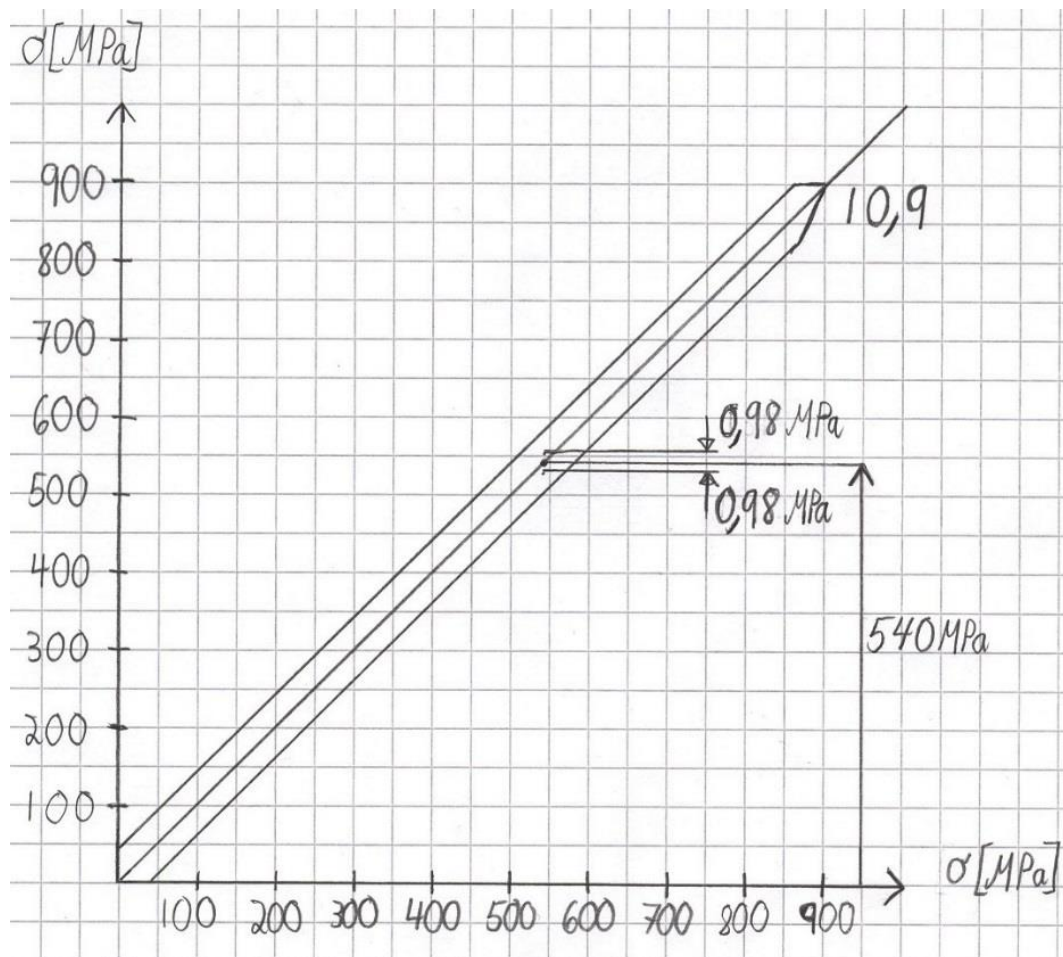
$$\sigma_m = \frac{F_m}{A_s} = \frac{7666,50}{14,2} = 539,89 \text{ MPa} \quad (4.43A)$$

$$F_{ampl} = \frac{F_T}{2} = \frac{27,84}{2} = 13,92 \text{ N}$$

$$\sigma_a = \frac{F_{ampl}}{A_s} = \frac{13,92}{14,2} = 0,98 \text{ MPa} \quad (4.43B)$$

$$\sigma = (540 \pm 0,98) \text{ MPa}$$

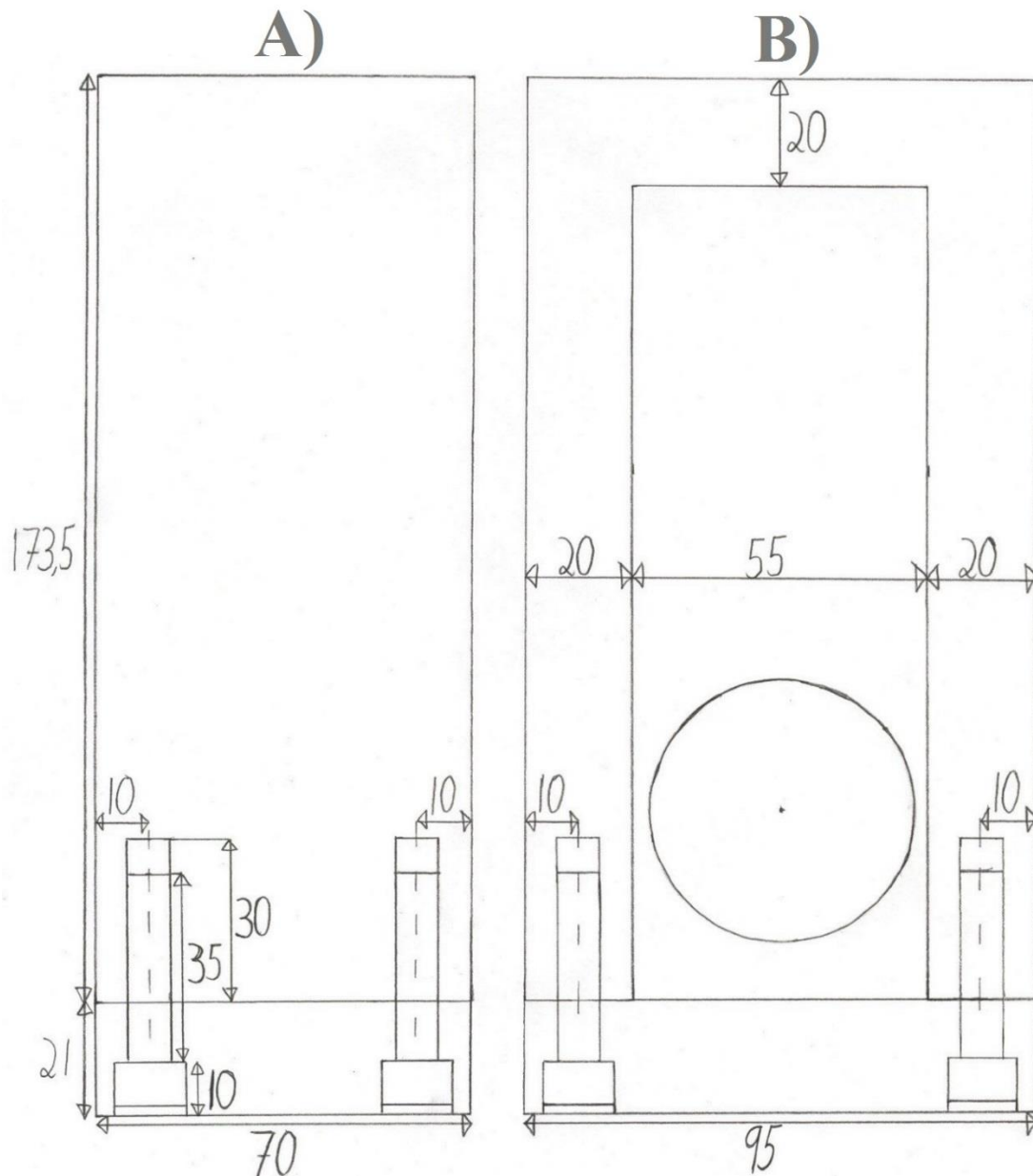
Figur 8.5.6.3 viser et utmattingsdiagram for skruer i fasthetsklasse 10,9, altså fasthetsklasse for innvendig sekskant fra Tingstad AS. Dette viser at middelspenningen er langt lavere enn flytegrensen på 900 MPa. I tillegg viser det at skruene tåler en amplitudespenning på opp mot 40 MPa, mens den i dette tilfellet bare er 0,98 MPa. Altså er det ikke fare for utmatting. Siden middelspenningen er lavere enn 640 MPa, kunne også skruer med fasthetsklasse 8,8 blitt benyttet. Disse tåler samme amplitudespenning som skruer av høyere fasthetsklasse, altså 40 MPa ¹⁵⁾.



Figur 8.5.6.3: Utmattingsdiagram for skruer i fasthetsklasse 10,9.

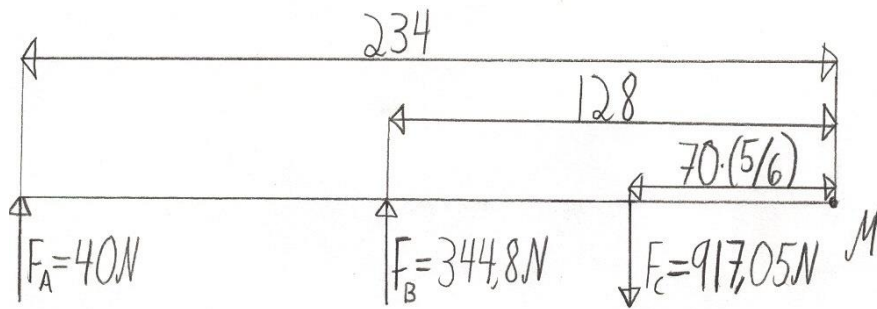
8.5.7 Ramme

For å lage rammen skal det brukes et emne som måler minimum 173,5 mm x 70 mm x 95 mm. Ut av dette emnet skal det freses ut en ramme som vist i figur 8.5.7.1. Det ble først vurdert å bøye til en 4 mm plate. Problemet med den løsningen var at den måtte blitt lagd i flere deler, fordi det ikke lot seg gjøre å bøye den til i en vanlig plateknekke. Dette gjorde at det ville blitt svært tidkrevende og dyrt å lage. Derfor blir det billigere og enklere å frese ut en ramme, på tross av at materialforbruket blir større ⁴⁾. Kraftene fra der stroppefjernerens er opplagret tas ikke med i beregningene. Kraftene fra fjærene er på opp mot 20 N, altså er de svært små. I tillegg gjør plasseringen av opplagringene at den totalt sett ikke gir noe moment på ramma. Siden de andre kreftene virker opp, mens kreftene fra opplagringen virker ned, blir dette en konservativ tilnærming.



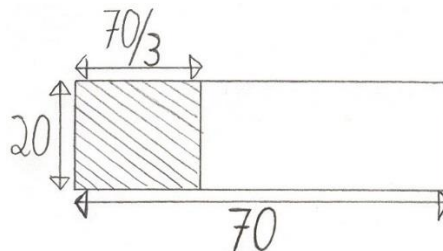
Figur 8.5.7.1: Utforming av ramma. A) Ramma er sett fra siden. B) Ramma sett forfra. (Mål i mm)

På midten av toppen av ramma, skal det sveises på et hulprofil i lengderetningen til spaden. Opplagringen og fjæringen til hele stroppefjernerer skal festes i hulprofilet. I tillegg skal dybdehjulet og luftsynderen festes her. Hensikten er å verifisere at en godstykkelse på 20 mm er nok til å unngå at den øvre flatsiden av ramma blir varig deformert på grunn av kreftene fra dybdehjulet og luftsynderen. Figur 8.5.7.2 viser kreftene som virker på ramma. Foran på spaden er til venstre i figuren, og bakenden er i punktet der det står M. Kreftene som virker på ramma er henholdsvis fra venstre, kraften fra dybdehjulet og kraften fra luftsynderen. Kraften fra dybdehjulet er egentlig beregnet til å være den samme som fra fjæringen til opplagringen av hele stroppefjernerer, altså 20 N. For å ta hensyn til eventuelle støt, anvendes en kraft på 40 N i beregningene.



Figur 8.5.7.2: Kraftene forårsaket av henholdsvis dybdehjul og luftsylander, som vil holdes igjen av ramma i punkt c. (Mål i mm)

For å beregne om ramma vil bli varig deformert, gjøres noen forenklinger. Belastningen vil bli størst foran på ramma. Derfor regnes det med at all belastningen blir en kraft i punkt c i figur 8.5.7.2, eller en kraft rett opp midt på det skraverte tverrsnittsarealet i figur 8.5.7.3. Det regnes med at kun den fremre tredjedelen av tverrsnittsarealet motvirker momentet fra dybdehjulet og luftsylander, altså det skraverte arealet i figur 8.5.7.3.



Figur 8.5.7.3: Tverrsnittsarealet av den fremste tredjedelen av toppen av ramma. (Mål i mm)

-Beregner kraften F_C i punkt c:

$$M = F_A \cdot 224 + F_B \cdot 118 - F_C \cdot 70 \cdot \left(\frac{5}{6}\right) \quad (4.6D)$$

$$F_C = \frac{40 \cdot 234 + 344,8 \cdot 128}{70 \cdot \left(\frac{5}{6}\right)}$$

$$F_C = 917,05 \text{ N}$$

-Beregner lengden ut til hver side av ramma:

$$l = \frac{95}{2}$$

$$l = 47,5 \text{ mm}$$

-Beregner bøyemomentet:

$$M_b = F_C \cdot l \quad (4.6E)$$

$$M_b = 917,05 \cdot 47,5$$

$$M_b = 43560 \text{ Nmm}$$

-Beregner annet arealmoment for skravert område i figur 8.5.7.3. Begge sider av ramma tas med:

$$I = \frac{BH^3}{12} \quad (4.11C)$$

$$I = \frac{2 \cdot \frac{70}{3} \cdot 20^3}{12}$$

$$I = 31111 \text{ mm}^4$$

-Beregner største bøyemoment i ramma:

$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot y}{I} \quad (4.14E)$$

$$\sigma_b = \frac{43560 \cdot 10}{31111}$$

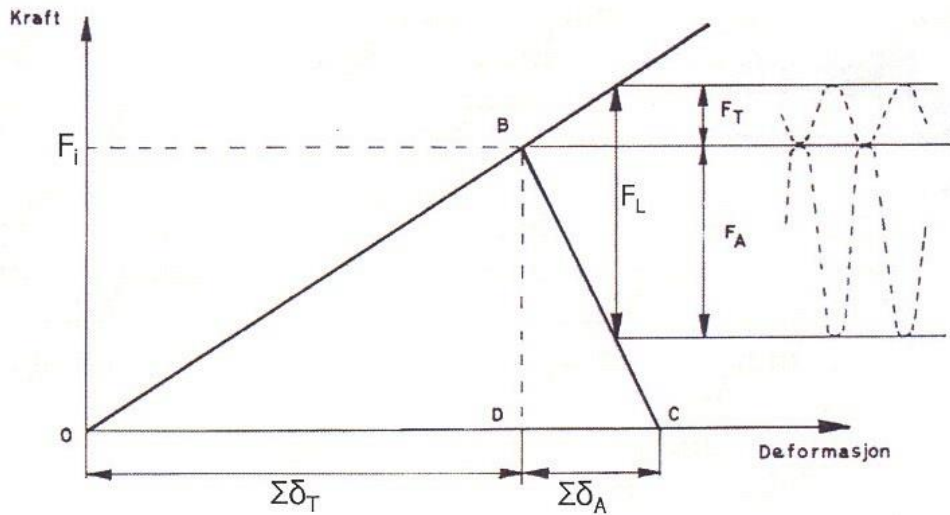
$$\sigma_b = 14,0 \text{ MPa}$$

Ramma vil ikke bli varig deformert, da største bøyespennning er lavere enn flytegrensa på 280 MPa.

Velger å benytte M8 innvendig sekskantskruer DIN912. Fasthetsklasse for skruene er 12.9. Lengden til skruene skal være 35 mm, og hullet skal være 30 mm dypt. Benytter tiltrekkingsmoment $M_{\text{tot}} = 52 \text{ Nm}$ ¹³⁾. Gjør en konservativ tilnærming, og antar at de to fremre skruene vil få all belastningen fra dybdehullet og luftsynderen. Antar friksjonskoeffisienter $\mu = \mu' = 0,20$

Tabell 8.5.7: Spesifikasjoner for M8 innvendig sekskantskruer ¹⁰⁾.

Symbol	Betydning	Størrelse
R_m	Strekkfasthet	1200 MPa
R_e	Flytegrense	1080 MPa
s	Nøkkelvidde	6 mm
d_k	Hodediameter	13
d_2	Midtdiameter for gjenger	7,188 mm
d_1	Lillediameter for gjenger	6,647 mm
d_h	Hulldiameter	9 mm
A_s	Spenningsareal	36,6 mm ²
P	Gjengestigning	1,25



Figur 8.5.7.4: Skruediagram for dimensjonering av skruer ¹⁵⁾.

-Stigningsvinkel:

$$\tan \varphi_s = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (4.31B)$$

$$\tan \varphi_s = \frac{1,25}{\pi \cdot 7,188}$$

$$\varphi_s = 3,168^\circ$$

-Friksjonsvinkel:

$$\tan(\varepsilon_1) = \frac{\mu}{\cos \alpha} \quad (4.32B)$$

$$\tan(\varepsilon_1) = \frac{0,20}{\cos 30^\circ}$$

$$\varepsilon_1 = 13,0^\circ$$

-Middelradius gjenger:

$$r_m = \frac{d_2}{2} \quad (4.33B)$$

$$r_m = \frac{7,188}{2} = 3,594 \text{ mm}$$

-Radius for friksjon mellom skruehode og underlag:

$$r'_m = \frac{d_k + d_h}{4} \quad (4.34B)$$

$$r'_m = \frac{13 + 9}{4} = 5,5 \text{ mm}$$

-Beregner klemkraft fra skrue, altså aksialkraft i skruen uten belastning, ved å bruke tiltrekkingsmomentet:

$$M_{tot} = M_V + M_S \quad (4.35B)$$

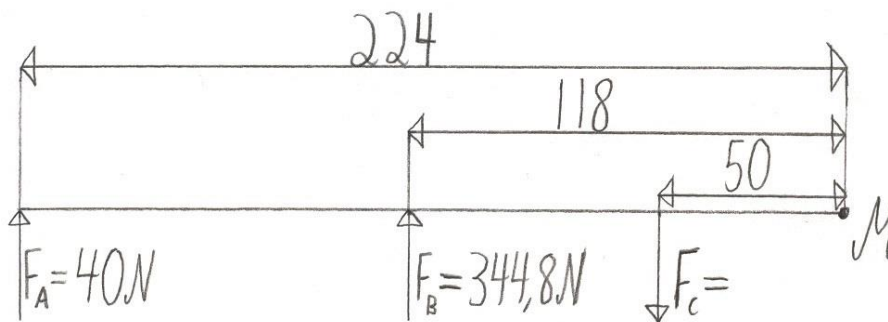
$$M_{tot} = F_i \tan(\varphi_s + \varepsilon_1) r_m + \mu' F_i r_m' \quad (\text{Setter inn 4.36 og 4.37})$$

$$F_i = \frac{M_{tot}}{\tan(\varphi_s + \varepsilon_1) r_m + \mu' r_m'}$$

$$F_i = \frac{52000}{\tan(3,168 + 13,0) 3,594 + 0,20 \cdot 5,5}$$

$$F_i = 24273 \text{ N}$$

Dette er altså kraften hver av skruene klemmer ramma fast med. I tillegg kommer kraften som virker på skruene fra dybdehjulet og luftsynderen.



Figur 8.5.7.5: Viser kreftene som virker på skruene til ramma. Det antas at de to fremre skruene får all belastningen fra dybdehjulet og luftsynderen. (Mål i mm)

-Tar momentet om de to bakre skruene ved punktet M på figur 8.5.7.5, og beregner kraften F_C . Utnytter altså at summen av momentet om de bakre skruene er null:

$$M = F_A \cdot 224 + F_B \cdot 118 - F_C \cdot 50 \quad (4.6F)$$

$$F_C = \frac{F_A \cdot 224 + F_B \cdot 118}{50}$$

$$F_C = \frac{40 \cdot 224 + 344,8 \cdot 118}{50}$$

$$F_C = 993 \text{ N}$$

-Siden de to fremre skruene blir belastet med kraften F_C , betyr det at F_L til hver av skruene blir halvparten så stor.

$$F_L = \frac{F_C}{2} = 496 \text{ N}$$

-Hvor langt opp i spaden det må være gjenger, når flytegrensen til materialet i spaden brukes som maks tillatt flatetrykk i gjengene:

$$z = \frac{F_{tot}}{\frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)R_e} \quad (4.38B)$$

$$z = \frac{24273 + 496}{\frac{\pi}{4}(8^2 - 6,647^2)280}$$

$$z = 5,7 \text{ gjenger}$$

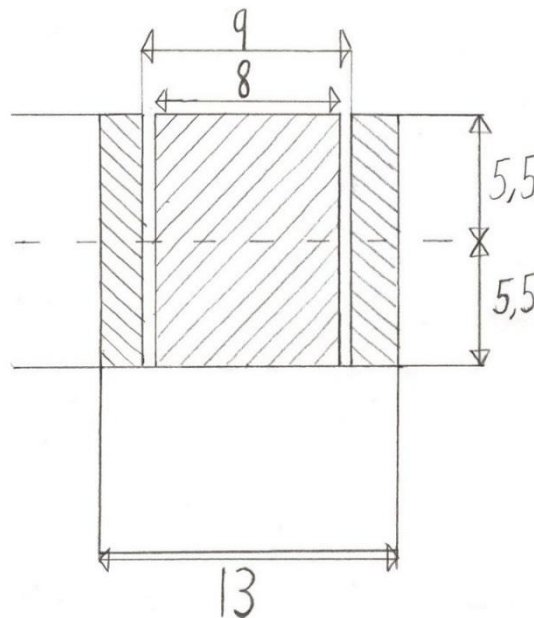
-Lengde med gjenger:

$$m = P \cdot z \quad (4.39B)$$

$$m = 1,25 \cdot 5,7$$

$$m = 7,10 \text{ mm}$$

Dersom det legges 4 mm med skiver mellom spaden og ramma, vil det fortsatt være 20 mm med gjenger. Altså er det nok gjenger. Det er også anbefalt at den gjengede delen skal være 2 multiplisert med diameteren til skruen, altså 16 mm i dette tilfellet. Hvilket også er oppfylt.



Figur 8.5.7.6: Viser skrue, skruehull, deformasjonshylse og tykkelsen til ramma uten skiver. (Mål i mm)

-Beregner deformasjonen til pålastningsdelene, altså delene som blir utsatt for tiltagende kraft når F_L virker (T-delene). Antar at halve tykkelsen til spaden blir T-del:

$$\sum \delta_T = \sum \frac{F_i \cdot l}{A \cdot E} \quad (4.40B)$$

$$\sum \delta_T = \frac{24273 \cdot 11}{2,0 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 4^2} + \frac{24273 \cdot 5,5}{2,0 \cdot 10^5 \cdot \pi (6,5^2 - 4,5^2)}$$

$$\sum \delta_T = 0,0362$$

-Beregner deformasjonen til avlastningsdelene, altså delene som blir utsatt for avtagende kraft når F_L virker (A-delene). Antar at halve tykkelsen til spaden blir A-del:

$$\sum \delta_A = \sum \frac{F_i \cdot l}{A \cdot E} \quad (4.41B)$$

$$\sum \delta_A = \frac{24273 \cdot 5,5}{2,0 \cdot 10^5 \cdot \pi (6,5^2 - 4,5^2)}$$

$$\sum \delta_A = 0,00966$$

-Beregner kraften i skruen F_T forårsaket av lasten F_L :

$$F_T = \frac{F_L}{1 + \frac{\sum \delta_T}{\sum \delta_A}} \quad (4.42B)$$

$$F_T = \frac{496}{1 + \frac{0,0362}{0,00966}}$$

$$F_T = 104,5 \text{ N}$$

I praksis overføres ca. 20 % av nyttelasten F_L til skruen F_T ¹⁵⁾. I dette tilfellet ble F_T 21 % av F_L , altså stemmer dette godt med hva som er vanlig.

-Benytter skruediagrammet for dimensjonering av skruer, og finner middelspenning og amplitudespenning:

$$F_m = F_i + \frac{1}{2} F_T = 24273 + \frac{1}{2} \cdot 104,5 = 24326 \text{ N}$$

$$\sigma_m = \frac{F_m}{A_s} = \frac{24326}{36,6} = 664,6 \text{ MPa} \quad (4.43C)$$

$$F_{ampl} = \frac{F_T}{2} = \frac{104,5}{2} = 52,26 \text{ N}$$

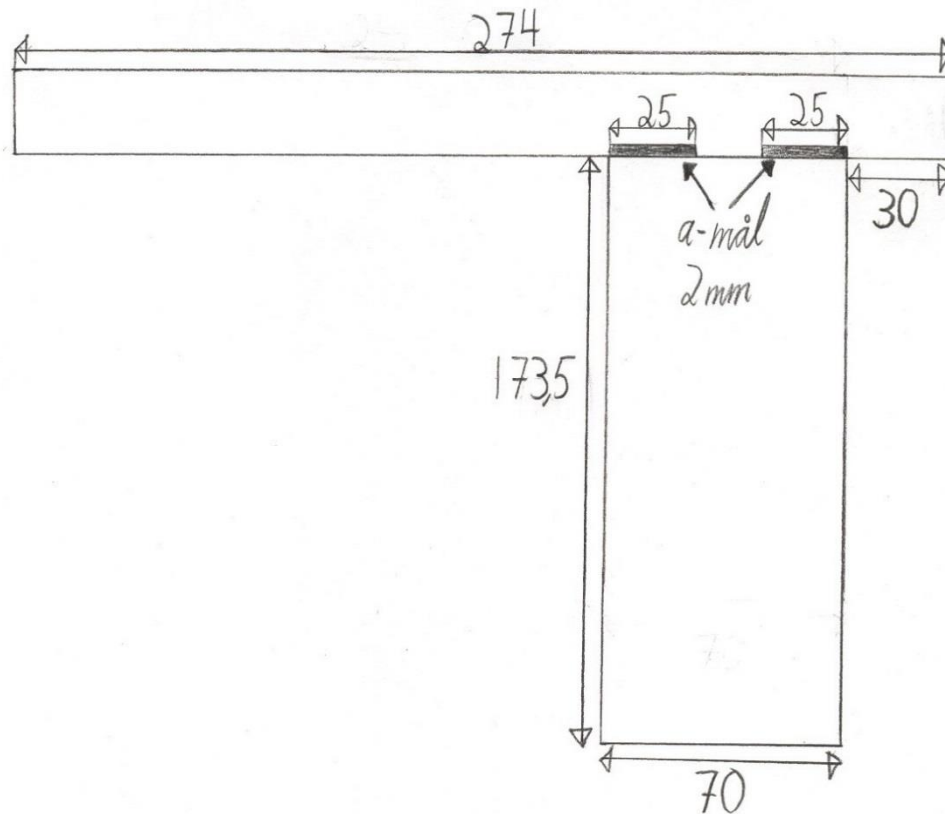
$$\sigma_a = \frac{F_{ampl}}{A_s} = \frac{52,26}{36,6} = 1,43 \text{ MPa} \quad (4.43D)$$

$$\sigma = (665 \pm 1,43) \text{ MPa}$$

Dette betyr at skruer av fasthetsklasse 12,9 kan benyttes, da middelspenningen er lavere enn flytespenningen på 1080 MPa. Det vil ikke være fare for utmatting da amplitudespenningen er 1,43 MPa. Den største amplitudespenningen skruene tåler er 40 MPa ¹⁵⁾.

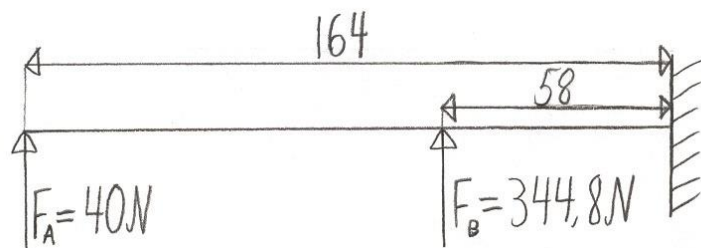
8.5.8 Øvre del av ramma

På toppen av ramma skal det sveises fast et 25 x 25 x 2 mm syrefast EN 1.4404 hulprofil, som er valgt ut fra lagerprogrammet til Tibnor AS ¹⁷⁾. Hulprofilet skal sveises fast med to 25 mm lange kilsveiser på hver side, som vist i figur 8.5.8.1. Krefte fra opplagringen tas ikke med i beregningene av samme grunn som i avsnitt 8.5.7 *Ramme*.



Figur 8.5.8.1: Innfesting og plassering av hulprofil. (Mål i mm)

For å se om hulprofilet tåler belastningene regnes det som fast innspent der det er sveist fast. Belastningene det utsettes for er fra henholdsvis dybdehullet og luftsynderen.



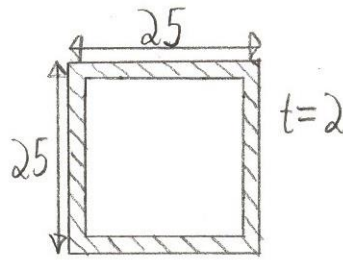
Figur 8.5.8.2: Utgangspunkt for beregninger på hulprofil. (Mål i mm)

-Beregner største bøyemoment:

$$M_b = F_A \cdot 164 + F_B \cdot 58 \quad (4.6G)$$

$$M_b = 40 \cdot 164 + 344,8 \cdot 58$$

$$M_b = 26558 \text{ Nmm}$$



Figur 8.5.8.3: Tverrsnitt av hulprofilet for beregning av annet arealmoment. (Mål i mm)

-Beregner annet arealmoment for hulprofilet:

$$I = \frac{BH^3 - bh^3}{12} \quad (4.44A)$$

$$I = \frac{25^4 - 21^4}{12}$$

$$I = 16345 \text{ mm}^4$$

-Beregner største bøyespenning i hulprofilet:

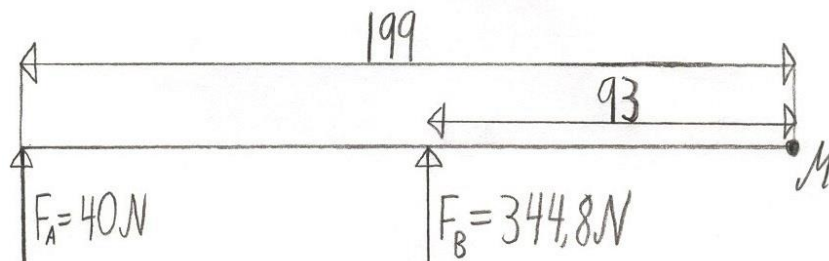
$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot y}{I} \quad (4.14F)$$

$$\sigma_b = \frac{26558 \cdot 12,5}{16345}$$

$$\sigma_b = 20,31 \text{ MPa}$$

Største bøyespenning i hulprofilet er mindre enn flytegrensen i materialet på 280 MPa, altså vil ikke hulprofilet bli varig deformert.

For å beregne største spenning i sveisene til hulprofilet, beregnes et moment om aksene midt mellom sveisene på tvers av lengderetningen til spaden. Velger å kalle aksene x. Kraftene som virker på sveisen til hulprofilet er fra dybdehjulet og luftsynderen. De vil både skape et moment, og en strekkraft.



Figur 8.5.8.4: Kraftene som virker på sveisene til hulprofilet. (Mål i mm)

-Beregner momentet som virker på sveisene:

$$M = F_A \cdot 199 + F_B \cdot 93 \quad (4.6H)$$

$$M = 40 \cdot 199 + 344,8 \cdot 93$$

$$M = 40026 \text{ Nmm}$$

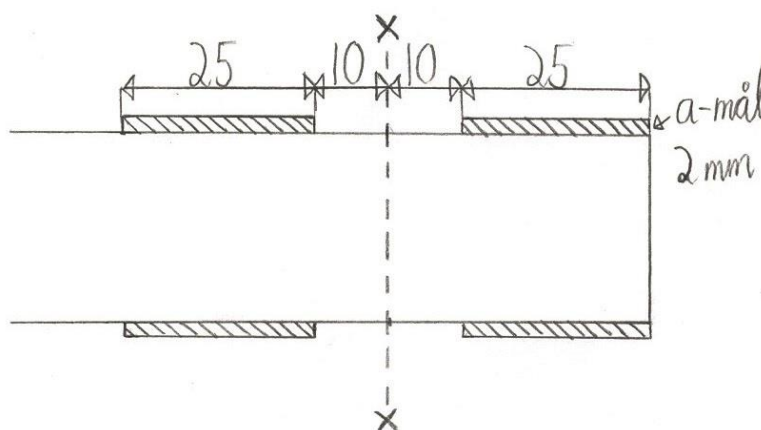
-Beregner strekkraften som virker på sveisene:

$$F = F_A + F_B$$

$$F = 40 + 344,8$$

$$F = 384,8 \text{ N}$$

Det skal ikke benyttes a-mål som er større enn 0,7 multiplisert med godstykkelsen. Minste godstykkelse er 2 mm og største er 4 mm, altså skal det ikke benyttes a-mål større enn henholdsvis 1,4 mm og 2,8 mm. Vi velger å benytte a-mål på 2 mm, altså en mellomting. Derfor er det viktig at emnet med størst godstykkelse varmes mest ved sveising, slik at det sikres god innbrenning og at det ikke brennes hull i emnet med minst godstykkelse ¹⁹⁾. På grunn av endekratre trekkes det fra et a-mål i hver ende av sveisene.



Figur 8.5.8.5: Snitt av kilsveiser mellom hulprofilet og ramma. (Mål i mm)

-Beregner arealet til sveisene:

$$A_{tot} = 4 \cdot (l - 2(a - \text{mål})) \cdot a - \text{mål} \quad (4.12B)$$

$$A_{tot} = 4 \cdot (25 - 2 \cdot 2) \cdot 2$$

$$A_{tot} = 168 \text{ mm}^2$$

-Beregner strekkspenning i sveis:

$$\sigma_s = \frac{F}{A_{tot}} \quad (4.43E)$$

$$\sigma_s = \frac{384,8}{168}$$

$$\sigma_s = 2,290 \text{ MPa}$$

-Beregner normalspenning rett vinklet på sveisesnitt og sveisens lengderetning og skjærspenning parallell med sveisens lengderetning og sveisesnitt:

$$\sigma_{\perp s} = \tau_{\perp s} = \frac{\sigma_s}{\sqrt{2}} = 1,620 \text{ MPa} \quad (4.45A \text{ og } 4.46A)$$

-Beregner annet arealmoment til hver enkelt sveis:

$$I_1 = \frac{BH^3}{12} \quad (4.11D)$$
$$I_1 = \frac{2 \cdot (25 - 2 \cdot 2)^3}{12}$$
$$I_1 = 1544 \text{ mm}^4$$

-Beregner arealet til hver enkelt sveis:

$$A = (25 - 2 \cdot 2) \cdot 2 \quad (4.12C)$$
$$A = 42 \text{ mm}^2$$

-Beregner avstanden fra x-aksen til tyngdepunktet til hver av sveisene:

$$i = \frac{20}{2} + \frac{25}{2}$$
$$i = 22,5 \text{ mm}$$

-Beregner annet arealmoment for alle sveisene om x-aksen:

$$I_x = 4(I_1 + Ai^2) \quad (4.10D)$$
$$I_x = 4(1544 + 42 \cdot 22,5^2)$$
$$I_x = 91224 \text{ mm}^4$$

-Beregner største bøyespenning i sveisene:

$$\sigma_b = \frac{My}{I_x} \quad (4.14G)$$
$$\sigma_b = \frac{40026 \cdot 35}{91224}$$
$$\sigma_b = 15,36 \text{ MPa}$$

-Beregner normalspenning rettinklet på sveisesnitt og sveisens lengderetning og skjærspenning parallell med sveisens lengderetning og sveisesnitt:

$$\sigma_{\perp b} = \tau_{\perp b} = \frac{\sigma_b}{\sqrt{2}} = 10,86 \text{ MPa} \quad (4.47A \text{ og } 4.48A)$$

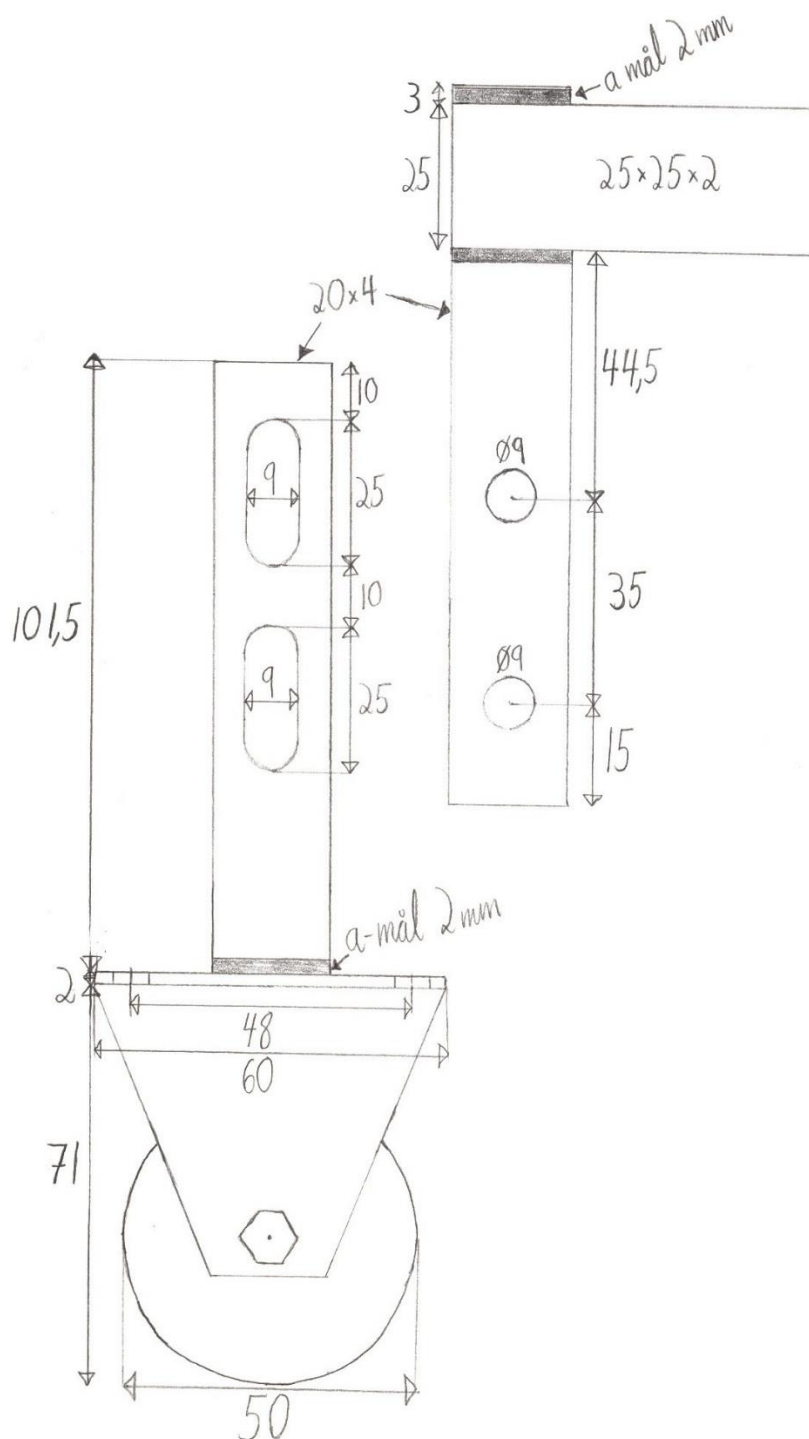
-Beregner jevnførende spenning i sveisene:

$$\sigma_{jf} = \sqrt{(\sigma_{\perp s} + \sigma_{\perp b})^2 + 3(\tau_{\perp s} + \tau_{\perp b})^2} \quad (4.49A)$$
$$\sigma_{jf} = \sqrt{(1,620 + 10,86)^2 + 3(1,620 + 10,86)^2}$$
$$\sigma_{jf} = 24,96 \text{ MPa}$$

Jevnførende spenning er lavere enn flytegrensen på 280 MPa, altså vil ikke sveisen gå over i flyt.

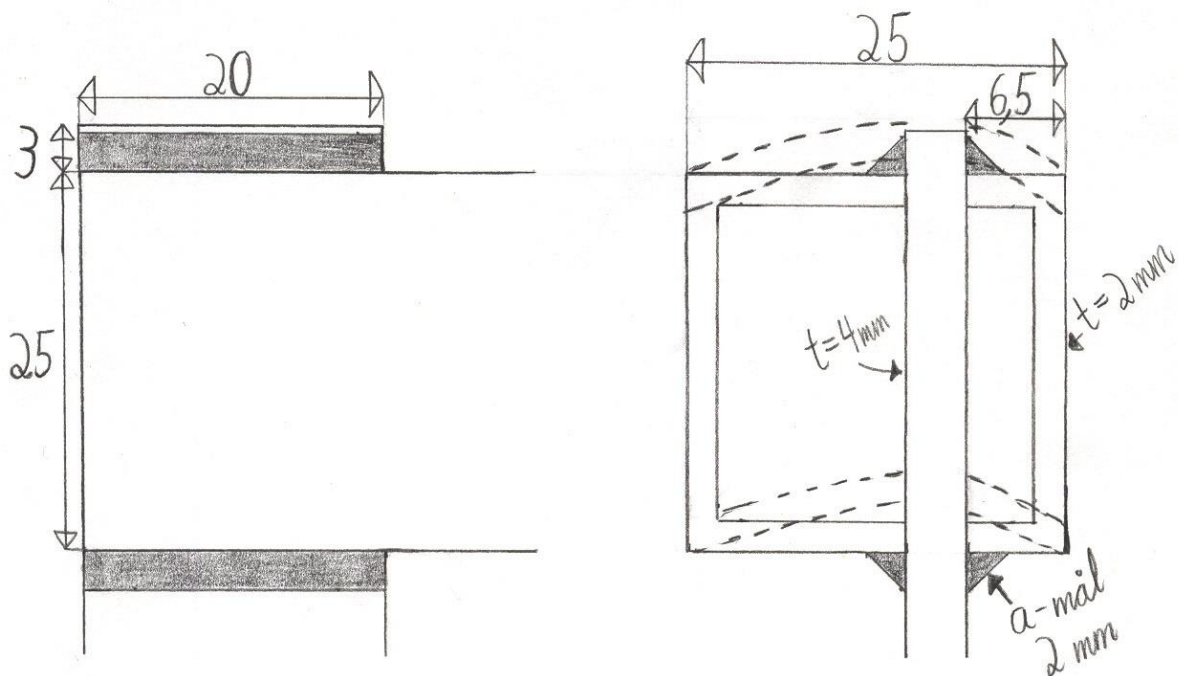
8.5.9 Dybdehjul

Hjulet som skal benyttes er BPXA-VPA 50G fra Blickle. Det har en diameter på 50 mm, en totalhøyde på 71 mm og tåler 40 kg. Dybdehjulet skal festes til hulprofilet ved at et flattstål skrues fast til dybdehjulet og sveises fast i hulprofilet. Flattstålet er 20 x 4 mm¹⁷⁾. Først skjæres det spor i hulprofilet, slik at flattstålet passer inn. Flattstålet er skjøvet litt til høyre, slik som i figur 8.5.9.1, fordi det nedre flattstålet skal komme midt foran spaden. Her skal det sveises sammen to emner med godstykkelse 2 mm og 4 mm. Det blir likt som i avsnitt 8.5.8, og derfor benyttes a-mål 2 mm her også.



Figur 8.5.9.1: Høydejusterbart dybdehjul. (Mål i mm)

Belastningen på sveisene og hulprofilet, blir en kraft rett opp på 40 N. Når flattstålet presses rett opp, er det fare for at hulprofilet kan bli bøyd oppover på grunn av for stor bøyespenning i hjørnene. Dette er vist til høyre i figur 8.5.9.2 ved hjelp av stiplede linjer. Da sveisene har samme a-mål som godstykkelsen til hulprofilet, vil største spenning bli større i hulprofilet enn i sveisene. Sveisene blir kun utsatt for skjærspenning, mens det blir bøyespenning i hulprofilet. Derfor har vi bare regnet på største bøyespenning i hulprofilet. Vi regner med at hver av sidene til hulprofilet må ta opp halvparten av kraften. Siden momentet blir størst på venstre side i figur 8.5.9.2, til høyre, har vi sett på denne siden.



Figur 8.5.9.2: Innfesting av flattstål i hulprofil med sveiser. (Mål i mm)

-Beregner kraften som virker på hvert av de fire hjørnene til hulprofilet:

$$F = \frac{40}{4} = 10 \text{ N}$$

-Beregner bøyemomentet som virker på de venstre hjørnene til hulprofilet til høyre i figur 8.5.9.2:

$$M_b = F \cdot l \quad (4.6I)$$

$$M_b = 10 \cdot 14,5$$

$$M_b = 145 \text{ Nmm}$$

-Beregner annet arealmoment for hver av hjørnene til hulprofilet:

$$I = \frac{BH^3}{12} \quad (4.11E)$$

$$I = \frac{20 \cdot 2^3}{12}$$

$$I = 13,33 \text{ mm}^4$$

-Beregner største bøyemoment i hjørnet på hulprofilet. Bruker halve godstykkelsen som y:

$$\sigma_b = \frac{My}{I} \quad (4.14H)$$

$$\sigma_b = \frac{145 \cdot 1}{13,33}$$

$$\sigma_b = 10,88 \text{ MPa}$$

Største bøyespennning i hulprofilet er lavere enn flytegrensen på 280 MPa, altså vil ikke hulprofilet bli varig deformert.

Det benyttes to flattstål som skjøtes sammen ved hjelp av en friksjonsforbindelse. I det ene flattstålet lages det to 9 mm hull, og i det andre lages det to 25 mm lange og 9 mm brede spor. Flattstålene skrues sammen ved hjelp av to M8 bolter, og dermed kan høyden til dybdehullet justeres. Vi har regnet på hvor stor kraft man må dra i friksjonsforbindelsen med for å overvinne friksjonen, altså hvor stor kraft flattstålene klarer å holde igjen ²⁰⁾.

Tabell 8.5.9.1: Spesifikasjoner for M8 sekskantskrue ²⁶⁾.

Symbol	Betydning	Størrelse
N	Nøkkelvidde	13 mm
d ₂	Midtdiameter for gjenger	7,188 mm
d _h	Hulldiameter	9 mm
P	Gjengestigning	1,25
μ	Friksjonskoeffisient mellom gjengene	0,2
μ'	Friksjonskoeffisient mellom skruehode og gjenger	0,2

-Stigningsvinkel:

$$\tan \varphi_s = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (4.31C)$$

$$\tan \varphi_s = \frac{1,25}{\pi \cdot 7,188}$$

$$\varphi_s = 3,168^\circ$$

-Friksjonsvinkel:

$$\tan(\varepsilon_1) = \frac{\mu}{\cos \alpha} \quad (4.32C)$$

$$\tan(\varepsilon_1) = \frac{0,20}{\cos 30^\circ}$$

$$\varepsilon_1 = 13,0^\circ$$

-Middelradius gjenger:

$$r_m = \frac{d_2}{2} \quad (4.33C)$$

$$r_m = \frac{7,188}{2} = 3,594 \text{ mm}$$

-Radius for friksjon mellom skruehode og underlag:

$$r'_m = \frac{N+d_h}{4} \quad (4.50A)$$

$$r'_m = \frac{N+d_h}{4} = \frac{13+9}{4} = 5,5 \text{ mm}$$

-Beregner klemkraft fra skrue, altså aksialkraft i skruen uten belastning, ved å bruke tiltrekkingsmomentet:

$$M_{tot} = M_V + M_S \quad (4.35C)$$

$$M_{tot} = F_i \tan(\varphi + \varepsilon_1) r_m + \mu' F_i r'_m \quad (\text{Setter inn 4.36 og 4.37})$$

$$F_i = \frac{M_{tot}}{\tan(\varphi + \varepsilon_1) r_m + \mu' r'_m}$$

$$F_i = \frac{27000}{\tan(3,168 + 13,0) 3,594 + 0,20 \cdot 5,5}$$

$$F_i = 12603 \text{ N}$$

Tabell 8.5.9.2: Verdier som benyttes for å regne ut strekkraft flattstålene kan utsettes for.

Symbol	Betydning	Størrelse
n_{skruer}	Antall skruer	2
m_{flater}	Antall flater som overfører friksjon	1
F_i	Forspenningskraft per bolt	12603 N
μ_{plate}	Friksjonskoeffisienten mellom platene	0,3
n_g	Sikkerhetsfaktor mot glidning	2
M_{tot}	Tiltrekningsmoment	27 Nm

-Beregner strekkraft flattstålene kan utsettes for:

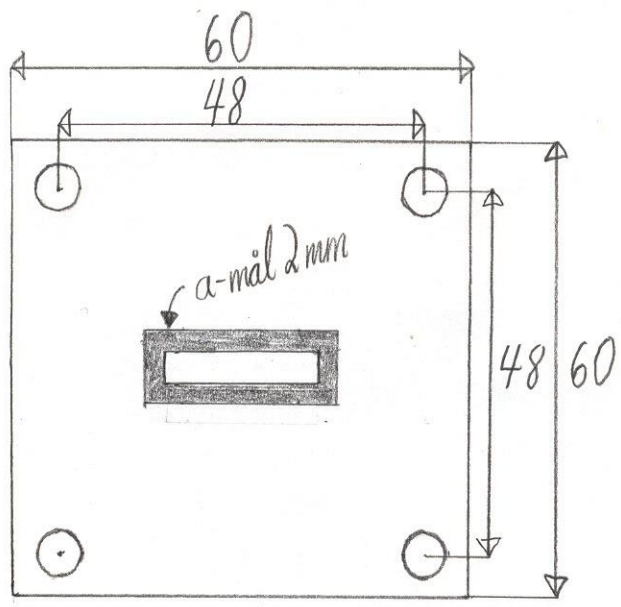
$$F = \frac{n_{skruer} \cdot m_{flater} \cdot F_i \cdot \mu_{plate}}{n_g} \quad (4.51A)$$

$$F = \frac{2 \cdot 1 \cdot 12603 \cdot 0,3}{2}$$

$$F = 3781 \text{ N}$$

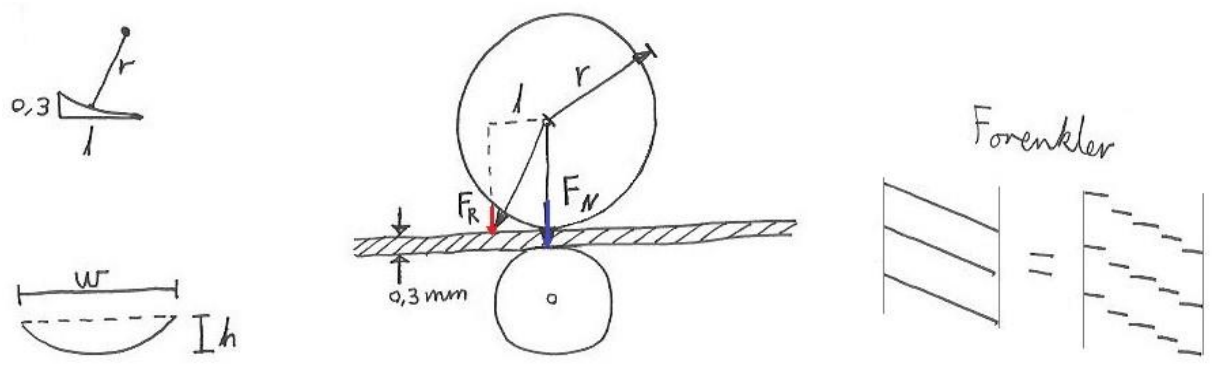
Friksjonsforbindelsen kan holde 3781 N. Siden største kraft er 40 N, er dette tilstrekkelig.

I bunnen av flattstålet skal det sveises fast en 2 mm plate, som vist i figur 8.5.9.3. Det skal benyttes fire M6 bolter og muttere i fasthetsklasse 8,8, for å skru dybdehullet fast til plata. Anbefalt tiltrekningsmoment er 11 Nm. Skruehulldiameter for M6 skruer er 6,4 mm ¹¹⁾.



Figur 8.5.9.3: Innfesting av dybdehjul i flattstål. (Mål i mm)

8.5.10 Friksjonskraft fra stropp på knivrulle



Figur 8.5.10.1: Beregning av momentet fra kraften F_R (merket med rød pil) som skal overvinne kuttemotstanden. Man forenkler og sier at knivene er delt opp i små vinkelrette biter.

- Sier at stroppen kuttes med en kraft F_N som tilsvarer at $\frac{1}{4}$ av stroppen kuttes (fra forsøk). Kraften ganges med 2 for å kompensere for kraftforskjell på rulleflaten avhengig av radius fra opplagring, og som en sikkerhet i tilfelle stroppen får en brett eller krøller seg:

$$F_N = 226 \text{ N} \cdot 2 \approx 500 \text{ N}$$

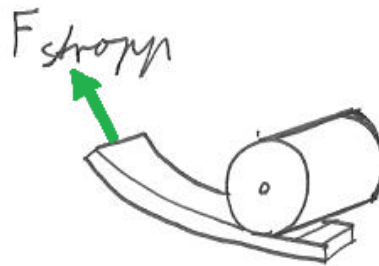
- Antar at radien går ut til spissen på knivene, og at kraften « F_R » maksimalt kan være den samme som « F_N », for neste knivblad når det går i inngrep med stroppen. Motgående rulle er omgitt av spaden som sørger for et flatt underlag. Finner armlengden « l » og tilhørende kuttemoment « M_{kutte} », ved å betrakte dette som en korde av en sirkel:

$$r = \frac{h}{2} + \frac{w^2}{8h} \quad (4.52A)$$

$$w = \sqrt{\left(r - \frac{h}{2}\right) \cdot 8h} = \sqrt{(35 - 0,15) \cdot 8 \cdot 0,3} = 9,15$$

$$l = \frac{w}{2} = \frac{9,15}{2} = 4,58 \text{ mm}$$

$$M_{\text{kutte}} = F_N \cdot l = 500 \cdot 4,58 \cdot 10^{-3} = 2,29 \text{ Nm} \quad (4.6J)$$

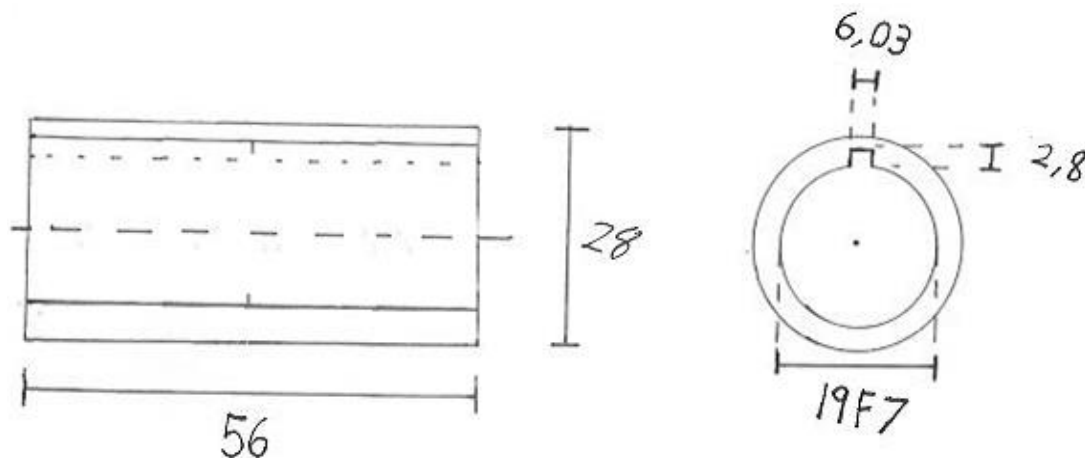


Figur 8.5.10.2: Det kreves en viss kraft for å trekke stropen av kassen.

- Finner momentet som antas å virke konstant for å trekke stropen av kassen:

$$M_{\text{trekke av}} = F_{\text{trekkraft}} \cdot r = 20,6 \cdot 35 \cdot 10^{-3} = 0,72 \text{ Nm} \quad (4.6K)$$

8.5.11 Hylse

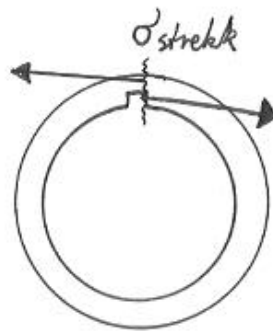


Figur 8.5.11.1: Overgangshylsen er laget uten endring i diameter, fordi det er vesentlig enklere å produsere et gjennomgående kilespor gjennom hele hylsen, ved å bruke samme akseltykkelse i begge ender. (Mål er oppgitt i mm.)

- Akselen fra elmotoren skal overføre drivmoment til akselen på knivrullen, så man bruker en overgangshylse. Begge aksler har ytterdiameter Ø19k6 ved kilesporet. Man ønsker en «skyvepasning», fordi det enkelt skal kunne tas fra hverandre, så man velger Ø19F7 på hylsen. Beregner største og minste klaringsmonn med øvre- og nedre grensemål fra verkstedhåndboka¹¹⁾:

$$\text{Største klaring} = \text{Ø} \cdot G_{\text{boring}} - N \cdot G_{\text{aksel}} = 19,041 - 19,002 = \mathbf{0,039 \text{ mm}} \quad (4.53A)$$

$$\text{Minste klaring} = N \cdot G_{\text{boring}} - \text{Ø} \cdot G_{\text{aksel}} = 19,020 - 19,015 = \mathbf{0,005 \text{ mm}} \quad (4.54A)$$



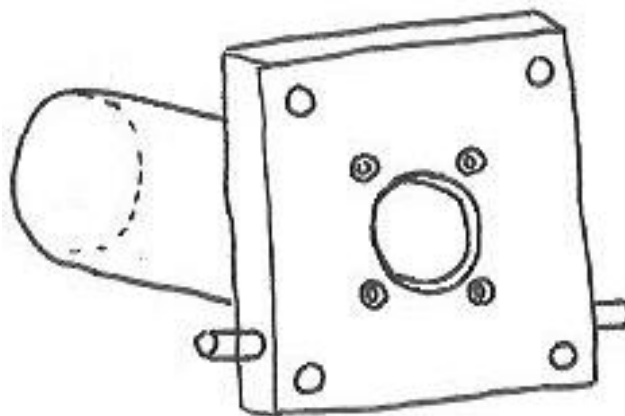
Figur 8.5.11.2: Arealet på oversiden av kilen må tåle strekkspenningen som oppstår pga. motorens vridemoment.

- Antar at aksel og kile holder, siden de er levert etter motorens egenskaper. Motoren har et maksimalt startmoment på 4,2 Nm. Beregner spenning i hylsen ved å se på tangentiell kraft fra kilen fordelt på minste tverrsnitt:

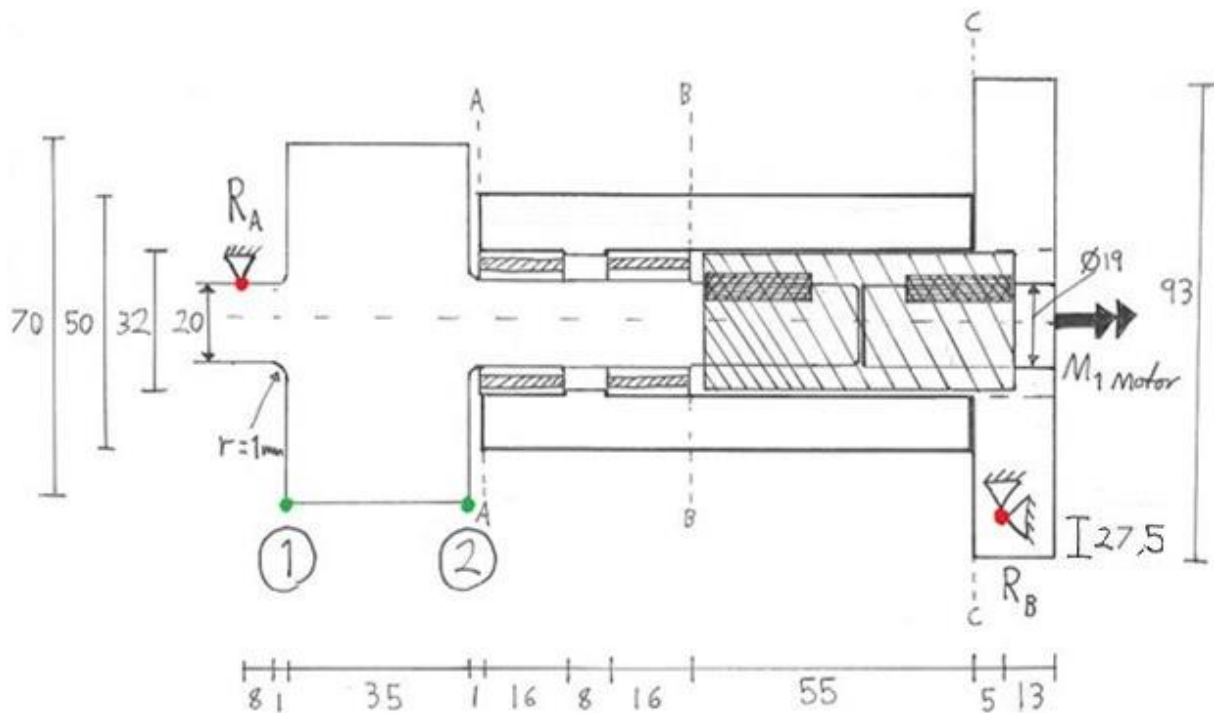
$$F_{\text{tangent}} = \frac{M_{1 \text{ motor}}}{r} = \frac{4,2}{0,0095} = 442,1 \text{ N} \quad (4.6L)$$

$$\sigma_s = \frac{F_{\text{tangent}}}{A} = \frac{442,1}{1,7 \cdot 14} = \mathbf{18,6 \text{ MPa}} \rightarrow \text{Ubetydelig lav} \quad (4.43F)$$

8.5.12 Utforming av motorfeste og knivrulle



Figur 8.5.12.1: Motorfeste i perspektiv



Figur 8.5.12.2: Her er motorfeste sett fra siden, som består av en 50x95 mm hylse skrudd fast i en 93x93x15 mm plate. De røde punktene er opplagringer, mens de grønne punktene er ekstremalpunkter for stroppen. Planene A, B og C er av interesse. (Mål er oppgitt i mm.)

Man benytter to lager for å holde rullens aksel stabilt inne i motorfestet. Lageret lengst til høyre på figur 8.5.12.2 hviler mot en flens på hylsens innside. Det er laget plass til en Ø19 x 31 x 3 mm skive og en seegerring mellom kilesporet og lageret slik at akselen ikke faller ut av motorfestet. Fire skruer (med boltsirkeldiameter: 42 mm) forbinder hylsen og platen. Motorfestet er av austenittisk rustfritt stål av typen AISI 316L. Knivrullen og akselen er av martensittisk rustfritt stål, som er herdbart. Man ønsker ikke dårligere utmatningsfasthet, som kan føre til at knivene blir sprø og knekker, men de skal fortsatt holde seg skarpe etter bruk. Overflateherding er derfor passende ved for eksempel settherding, karbonnitrering, nitrering, flammeherding eller induksjonsherding²¹⁾. Da får man et hardt sjikt på overflaten, mens seigheten inni beholdes. Stålkvaliteten er leget med Krom, Nikkel og Molybden, og betegnes under ulike navn som «17-4PH», «EN 1.4542» eller «AISI 630». Herdeprosessen kan f.eks. være «H900» (varmes til 900 K) som kan gi en gjennomherding med hardhet på 39 HRC (Hardhet Rockwell, skala C). Om dette er tilstrekkelig ser man i praksis under testing av prototypen. Eventuelt kan man senere velge en høyere temperatur f.eks. «H1025» eller «H1150», hvis levetiden blir for dårlig. Nitrifisering av knivbladene kan gjøres ved 540°C, som gir et enda hardere sjikt på 64 HRC i overflaten²⁴⁾. Til en forenklet funksjonsprototype, hvor det ikke er et krav at det skal være rustfritt, kan det brukes en ferdig gjennomherdet stålkvalitet. Et eksempel kan være «Toolox 44». Maskineringstiden vil gå minimalt tregere, så dette kan spare kostnader.³¹⁾

Tabell 8.5.12.1: Materialegenskaper for akselen fra matweb.²⁴⁾

Betegnelse:	Strekfasthet, R_m	Flytegrense, R_e	Utmattingsfasthet, σ_D'
17-4PH	1210 MPa	1090 MPa	518 MPa

- Krefter som virker på stroppen ved de grønne ekstremalpunktene for lastsituasjon 1 og 2 skal maksimalt være:

$$F_{N2 (y-retning)} = 500 \text{ N}$$

$$F_{stropp (x-retning)} = \frac{M_{kutte} + M_{trekke\ av}}{r} = \frac{3,01 \text{ Nm}}{0,035 \text{ m}} = 86 \text{ N} \quad (4.6M)$$

- Ønsker å finne jevnførende spenning på akselen i plan A med von Mises hypotese, for lastsituasjon 2 med sikkerhet mot flyt:

$$\sigma_{till,17-4PH} = R_e = 1090 \text{ MPa}$$

$$\Sigma M_A = 145 \cdot R_B - 45 \cdot 500 = 0 \quad (4.55A)$$

$$R_B = 155,2 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 500 - 155,2 - R_A = 0 \quad (4.56A)$$

$$R_A = 344,8 \text{ N}$$

$$M_{Ax-x} = R_B \cdot 100 = 155,2 \cdot 100 = 15520 \text{ Nmm} \quad (4.6N)$$

$$M_{Ay-y} = F_{stropp} \cdot 1 = 86 \text{ Nmm} \quad (4.6O)$$

$$M_{A(max)} = \sqrt{M_{Ax-x}^2 + M_{Ay-y}^2} = \sqrt{15520^2 + 86^2} = 15520,2 \text{ Nmm} \quad (4.57A)$$

$$\sigma_b = \frac{M_{A(max)}}{W} = \frac{15520,2 \cdot 32}{\pi \cdot 20^3} = 19,8 \text{ MPa} \quad (4.14I)$$

$$\tau_{\perp} = M_Z = \frac{M_{1\ motor}}{J} = \frac{4200 \cdot 16}{\pi \cdot 20^3} = 2,7 \text{ MPa} \quad (4.58A)$$

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau_{\perp}^2} = \sqrt{19,8^2 + 3 \cdot 2,7^2} = 20,3 \text{ MPa} \quad (4.59A)$$

$$\sigma_{jf} < \sigma_{till,17-4PH} \rightarrow \text{plan A er OK}$$

- Gjør en kontroll av utmatting for aksel i plan A, med bøyning i lastsituasjon 2. Antar konstant torsjon fra motoren siden frekvensen er mye lavere enn for bøyingspenningen. Torsjonsspenningens middelværdi kommer ikke med i beregningen, siden den ikke har innvirkning på den jevnførende amplitudespenningen¹²⁾. $D = 70 \text{ mm}$, $d = 20 \text{ mm}$, $r = 1 \text{ mm}$.

$$\frac{D}{d} = \frac{70}{20} = 3,5, \quad \frac{r}{d} = \frac{1}{20} = 0,05 \rightarrow \text{Tabell: } K_t = 2,32$$

$$a_f = 0,0254 \left(\frac{2070}{R_m} \right)^{1,8} = 0,0254 \left(\frac{2070}{1210} \right)^{1,8} = 0,0667 \quad (4.15C)$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a_f}{r}} = \frac{1}{1 + \frac{0,0667}{1}} = 0,94 \quad (4.16C)$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0,94 \cdot (2,32 - 1) = 2,24 \quad (4.17C)$$

- Overflateruhetens gjennomsnittlige profilhøyde « R_a » velges ut i fra tabell i «verkstedhåndboka», med hensyn på at akselen skal ha en gitt toleranse for å passe inne i et lager. Da vil fin bearbeiding med dreining/fresing gi en passende $R_a = 1,6 \mu\text{m}^{(1)}$.

- Overflatefaktoren beregnes til:

$$C_F = 1 - 0,22(\log R_a)^{0,64} \cdot \log R_m + 0,45(\log R_a)^{0,53} \quad (4.18C)$$

$$C_F = 1 - 0,22(\log 1,6)^{0,64} \cdot \log 1210 + 0,45(\log 1,6)^{0,53} = 0,95$$

- Størrelsesfaktoren beregnes til:

$$n = 0,10 + 0,15 \cdot \log K_t = 0,10 + 0,15 \cdot \log 2,32 = 0,15 \quad (4.19A)$$

$$C_S = \left(\frac{10}{d} \right)^n = \left(\frac{10}{20} \right)^{0,15} = 0,90 \quad (4.20A)$$

- Lastfaktoren bestemmes fra fiberretningsfaktoren for høyfaste og herdede stål:

$$C_L = 0,75$$

(- Miljøfaktoren C_E er ikke relevant siden stålet er rustfritt.)

- Beregner den dimensjonerende utmattingsgrensen:

$$\sigma_D = \frac{\sigma_D' \cdot C_F \cdot C_S \cdot C_L}{\eta_{S.F.} \cdot K_f} = \frac{518 \cdot 0,95 \cdot 0,90 \cdot 0,75}{1,5 \cdot 2,24} = 98,9 \text{ MPa} \quad (4.21C)$$

$$\sigma_D > \sigma_{nb} = 19,8 \text{ MPa} \rightarrow \text{Ingen fare for utmatting av akselen}$$

- Finner maks spenning på hylsen i plan B, med lastsituasjon 2:

$$M_{B \ x-x} = R_B \cdot 60 = 155,2 \cdot 60 = 9312,0 \text{ Nmm} \quad (4.6P)$$

$$M_{B \ y-y} = F_{stropp} \cdot 41 = 86 \cdot 41 = 3526,0 \text{ Nmm} \quad (4.6Q)$$

$$M_{B \ (max)} = \sqrt{M_{B \ x-x}^2 + M_{B \ y-y}^2} = \sqrt{9312,0^2 + 3526,0^2} = 9957,2 \text{ Nmm} \quad (4.57B)$$

$$\sigma_{max} = \sigma_b = \frac{M_{B \ (max)}}{W} = \frac{9957,2 \cdot 32 \cdot 50}{\pi \cdot (50^4 - 32^4)} = 1,0 \text{ MPa} \quad (4.14J)$$

$$\sigma_{max} < \sigma_{till} \rightarrow \text{plan B er OK}$$

- Velger M6 unbrakbolter med nedsenket hode i plan C, der spenningsarealet er 20,1 mm². Siden enheten senere blir demontert for smøring av lager eller rengjøring, ønsker man ikke for små skruer med forbehold om at noen kan trekke til med for høyt moment. Velger passende lengde:

$$l_{skruer} = t_{plate} + 2 \cdot d = 15 + 2 \cdot 6 = 27 \rightarrow \text{velger } 30 \text{ mm} \quad (4.60A)$$

- Finner opplagerkrefter for lastsituasjon 1. Antar at kraften fra sylindere på R_A er den samme, siden den er avhengig av hvilket trykk man tilfører:

$$\Sigma M_b = 136 \cdot F_{N1 (y\text{-retning})} - 145 \cdot 344,8 = 0 \quad (4.55B)$$

$$F_{N1 (y\text{-retning})} = 367,6 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 367,6 - 344,8 - R_B = 0 \quad (4.56B)$$

$$R_B = 22,8 \text{ N}$$

- Finner jevnførende spenning på skruene i plan C med von Mises hypotese, med lastsituasjon 1:

$$M_{C y-y} = F_{stropp} \cdot 131 = 86 \cdot 131 = 11266,0 \text{ Nmm} \quad (4.6R)$$

$$F_b = \frac{M_{C y-y}}{l} = \frac{11266,0}{\left(\frac{42}{2}\right) \cdot \cos 45} = 758,7 \text{ N} \quad (4.6S)$$

$$F_{skruer} = \frac{F_b}{2} = \frac{758,7}{2} = 379,3 \text{ N}$$

$$\sigma_s = \frac{F_{skruer}}{A_{skruer}} = \frac{379,3}{20,1} = 18,9 \text{ MPa} \quad (4.43G)$$

$$\tau_{\parallel} = \frac{R_B}{A_{skruer}} = \frac{22,8}{20,1} = 1,1 \text{ MPa} \quad (4.43H)$$

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3\tau_{\parallel}^2} = \sqrt{18,9^2 + 3 \cdot 1,1^2} = 19,0 \text{ MPa} \quad (4.59B)$$

$$\sigma_{jf} < \sigma_{till} \rightarrow \text{plan C er OK}$$

- Opplagringen R_B skal bestå av to skruer med glidehylser, på hver side av platen. De skal ta opp krefter i y- og z-retning. Man antar at egentyngheden til motoren (51N) skaper skjær på boltene, og forenkler ved å si at kraften kun virker normalt ned på R_B. Ønsker å finne maks skjærspenning på boltene for lastsituasjon 2 med M6 bolter:

$$M_{Rb y-y} = F_{stropp (x\text{-retning})} \cdot 101 = 86 \cdot 101 = 8686,0 \text{ Nmm} \quad (4.6T)$$

$$F_{Rb\ y-y} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{Rb\ y-y}}{l} = \frac{1}{2} \cdot \frac{8686,0}{\frac{93}{2}} = 93,4\ N \quad (4.6U)$$

$$F_{Rb\ T} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{1\ motor}}{l} = \frac{1}{2} \cdot \frac{4200}{\frac{93}{2}} = 45,2\ N \quad (4.6V)$$

$$F_{Rb\ g} = \frac{F_{motor}}{2} = \frac{51}{2} = 25,5\ N$$

$$R_{b\ 1/2} = \frac{R_b}{2} = \frac{155,2}{2} = 77,6\ N$$

$$V_{Rb\ (max)} = \sqrt{F_{Rb\ z}^2 + \left(F_{Rb\ T} + F_{Rb\ g} + R_{b\ \frac{1}{2}}\right)^2} \quad (4.61A)$$

$$V_{Rb\ (max)} = \sqrt{93,4^2 + (45,2 + 25,5 + 77,6)^2}$$

$$V_{Rb\ (max)} = 175,3\ N$$

$$\tau_{(max)} = \tau_{\parallel} = \frac{V_{Rb\ (max)}}{A_{skruer}} = \frac{175,3}{20,1} = 8,7\ MPa \quad (4.43I)$$

$$\tau_{(max)} < \tau_{till} = 0,6 \cdot \sigma_{till} \rightarrow \text{opplagring } R_b \text{ er OK} \quad (4.88A)$$

- Boltene som skal feste elmotoren til motorfestet er M6, som entres fra motorens side. Man trenger M6 gjenger i platen, plassert diagonalt i hjørnet med boltsirkeldiameter på 100 mm etter spesifikasjoner fra «SEW Eurodrive»²²⁾. Siden delene er rustfrie og er koblet sammen med strømførende komponenter som utsettes for saltvann, bør kvalitet på skruene velges basert på korrosjonsbestandighet for lang levetid (i motsetning til offeranoden på en båt). Derfor kan også disse være av syrefast kvalitet.

- Valg av lager og pasninger:

Lager skal presses på akselen og ha klaring mot lagerhus. Men siden 19 mm ikke er en standarddimensjon for innerringen, velger man å gå opp til neste dimensjon som er 20 mm og øker samtidig akseldiameteren der lageret skal sitte. Lageret har slark på 0,5 mm sideveis, så man ønsker en tilsvarende klaring mellom enden på akslene, inne i overgangshylsen. Da unngår man overføring av unødige normalkrefter som skaper belastning på elmotorens indre komponenter. Passende lager er et av SKF sine lukkede nålrullelager med indre og ytre ring, som betegnes «NKI 20/16»⁹⁾.

Tabell 8.5.12.2: Verdier for SKF nålrullelager med indre og ytre ring NKI 20/16

Symbol	Beskrivelse	Størrelse
d	Indre diameter	20 mm
D	Ytre diameter	32 mm
B	Bredde	16 mm

Tabell 8.5.12.2: Fortsettelse

C	Maks dynamisk last	15400 N
C ₀	Maks statisk last	24500 N
n _{LS}	Maks hastighet	19000 o/min
P _u	Utmattingsgrense	2900 N

- Man sparer motorlagrene for belastning ved å ta opp momentet i to lagre som sitter i motorfestet. Disse vil bli enklere å skifte ut eller smøre, da man slipper å åpne motoren. Ønsker å finne lagerpress som virker radielt midt på innerringen i lastsituasjon 2. Ser bort fra momentet om x-retning da det ikke er signifikant:

$$M_{aksel\ x-x} = R_B \cdot 101 = 155,2 \cdot 101 = 15675,2\ Nmm \quad (4.6W)$$

$$M_{aksel\ x-x} = F_{lager} \cdot l \rightarrow F_{lager} = \frac{15675,2}{24} = \mathbf{653,1\ N}$$

- Finner pasning for aksel ved å klassifisere belastningstype:

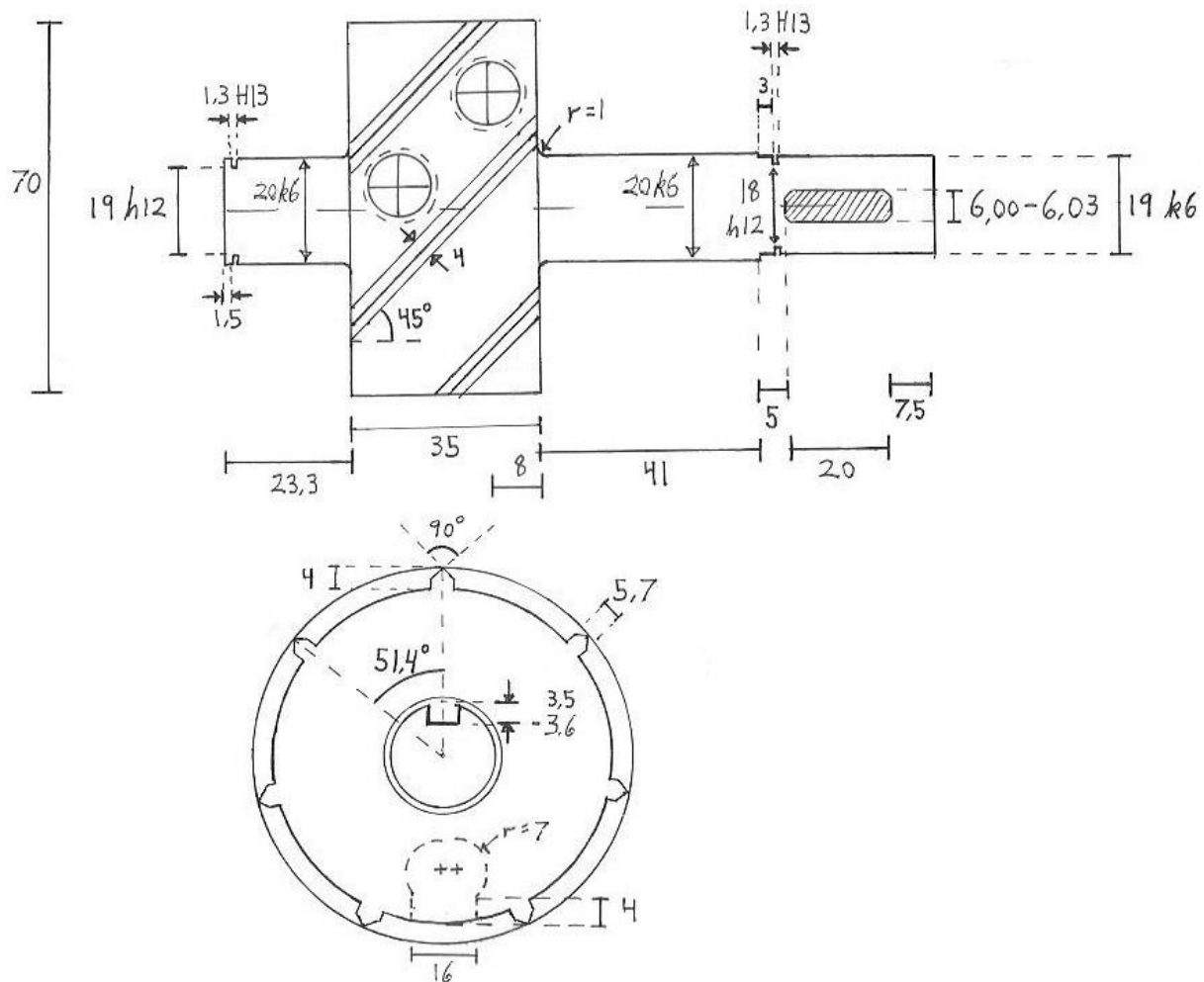
$$\frac{P}{C} = \frac{F_{lager}}{C} = \frac{653,1}{15400} = 0,04 \leq 0,05 \rightarrow \text{"Små og varierende belastninger"} \quad (4.62A)$$

- ISO pasning k6 på aksel når $10 < d < 25$.

- Pasning for lagerhus kan settes til J7 når belastningen klassifiseres som «drevet av mellomstore elmotorer med ubestemt belastningsretning, for små til normale belastninger ($\frac{P}{C} \leq 0,1$)».

- Hadde man brukt SKF sine formler for levetid, basert på kontinuerlig drift hvor 10% feiler, ville man fått en uendelig lang levetid. Etter samtale med SKF fikk man vite at start og stopp av rotasjonsbevegelsen likevel ville korte ned levetiden betraktelig pga. dårlig smørefilm, men det ble vanskelig å gi noe konkret svar på hva denne ble. Lagrene kunne også få redusert levetid hvis lagerpresset var veldig mye lavere enn C₀, siden nålene i lageret delvis gled rundt og ikke rullet under kraftig akselerasjon. En tommelfingerregel var generelt at man ettersmurte lagrene hvert halvår, hvor man ikke nødvendigvis trengte fett fra SKF mens vanlig lagerfett var fullgodt. Man kunne også si at serviceintervall for å bytte lager var etter 2-3 år, ved å gjøre et konservativt anslag.¹⁴⁾ Etter tidligere erfaring hos Dynatec kan lager brukes vesentlig lenger enn produsenten oppgir, siden de ofte er opptatt av salg. Det er ikke uvanlig at et lager kan vare i 30 000 driftstimer.⁴⁾

- Siden lagrene har en presspasning mot akselen, så kan det lønne seg å bruke et spesialverktøy når man skal montere lageret som sitter nærmest motoren. Det kan være en plasthylse eller liknende, med diameter litt over 20 mm, så presset blir på lagerets indre ring. De fleste lager blir ødelagt tidligere enn normalt, pga. dårlig smøring eller feil montering.¹⁴⁾



Figur 8.5.12.3: Her ser man ulike dimensjoner på knivrullen. Målene for seegerring og kilespor er funnet i verkstedhåndboka. Man trenger to kiler på 14 mm, kappet fra kilestål med tverrsnitt på 6x6 mm. (Mål er oppgitt i mm.)

- Vi har valgt å bruke en vinkel på 45° på hvert knivblad. Det er vanskelig å si hvordan dette vil oppføre seg i praksis, altså om vinkelen er for stor. (Hvis det viser seg at funksjonsprototypen kutter over stroppene med enkelhet under testing, kan den kanskje reduseres.) Grunnen til at man velger en såpass stor vinkel, er at man kan forenkle maskineringskostnader under produksjonen ved å ha færre knivblader som overlapper hverandre. Materialet man bruker er relativt tungt å maskinere. Det lages to hull med en kulefres mellom alle knivbladene, slik at det kan presses inn gummipluggen der. Største diameter på hullene er større litt lenger ned i godset. Radiusen på kulefresen kan være 6 mm.

- Beregner lengden på gummibelegg målt tangentielt, gitt at det er 7 stk. 4 mm blader. Finner også ut hvor mye eggene overlapper med:

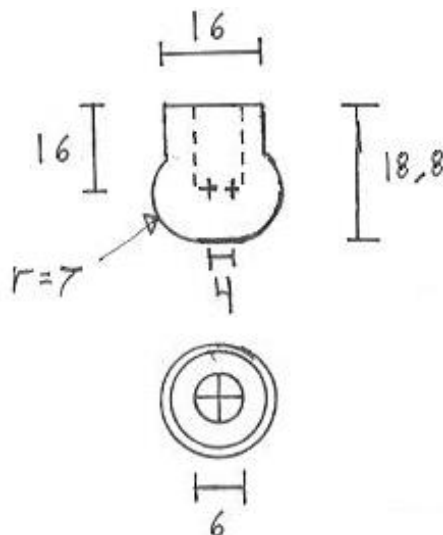
$$O = \pi d = \pi \cdot 70 = 219,9 \text{ mm} \quad (4.23B)$$

$$l_{\text{sirkulær}} = \frac{O}{\text{antall}} = \frac{219,9}{7} = 31,4 \text{ mm}$$

$$l_{gummi} = 31,4 - 2 \left(\frac{2}{\cos 45} \right) = 25,8 \text{ mm}$$

$$l_{overlapp} = 35 - 31,4 = 3,6 \text{ mm}$$

8.5.13 Utforming av gummibelegg



Figur 8.5.13: Her ser man runde gummiplugger dreid i polyuretan, som utgjør gummibelegget på knivrullen. (Mål i mm.)

- Siden tykkelsen på gummibelegget avhenger av gummiblandingen og dens kompressibilitet, bør ulike gummiplugger testes. For å gjøre det enkelt å bytte til gummibelegg med ulik hardhet, kan man bruke polyuretanplugger. Da vil man også få mindre flater som skal komprimeres, slik at mindre av kutteeffekten går til gummi. Høyden kan også enkelt varieres, hvor man i utgangspunktet prøver med plugger som er 0,2 mm høyere enn høyden på knivene. Hull med tilsvarende form som pluggene er frest i knivrullen. Pluggene har et hull i midten hvor man kan presse inn en dor. Når pluggene presses ned i hullene, vil sidene komprimeres. Deretter ekspanderer de igjen og doren kan fjernes. Det er sideflensen som sørger for at de sitter fast under bruk.

- Gummibelegget kan også evt. bestå av matter som skjæres til, under testingen. Dette bør limes fast med et elastisk lim som hefter både på gummi og stål. Et godt alternativ er f.eks. «SikaBond T2 monteringslim», som har en bruddstyrke på 2,5 N/mm².³⁰⁾ Et annet forenklet alternativ til testingen er å kappe opp en gummislange med passende ytterdiameter, til biter i riktig høyde.

- For pluggene har man vurdert ulik hardhet og materiale. Man valgte å sette bort produksjonen til Otto Olsen AS, som dreier plast og gummi. Hardheten for gummi måles i «Shore», hvor «Shore A» er relativt mykt. A80 –A90 var den mykeste Otto Olsen kunne tilby, før det begynner å likne på plast.³⁷⁾ Med «gummi» menes en sammensetning av ulike syntetiske plaststoffer. Friksjonskoeffisienten vil være ulik fra testingen, siden gummi var forskjellig. Man fikk valget mellom Nitril eller Polyuretan. Sammenlikner man to med samme hardhet, vil Nitril kunne deformeres mer, mens polyuretan vil ha lenger holdbarhet.³⁸⁾ Man valgte materialet polyuretan med hardhet på A84, pga. at et ønske om god levetid. Dette er noe som bør testes.

8.5.14 Valg av elmotor og beregning av syklustid

For å drive rullene på verktøyet ble det benyttet en synkronmotor. Modellen ble valgt ut i fra ønskede spesifikasjoner. Blant annet oppfyller den kravene om å ha et relativt lavt energiforbruk. Startstrømmen trekkes i et kort intervall og er lav. Den har høyt startmoment men er fortsatt kompakt, slik at den passer med innfestningen og resten av konstruksjonen. Turtallet er høyt nok til å klare syklustiden på 1 sek, men ikke for høyt slik at man unngår utveksling. Den er også støvsikker og beskyttet mot vannsprut. Leverandøren holder til i Moss, og man har god erfaring med de fra tidligere.



Figur 8.5.14: Elektriske servomotorer fra «SEW Eurodrive». Modellen som blir brukt er avbildet som nr.3 på figuren.⁴⁰⁾

Tabell 8.5.14: Tabellen viser spesifikasjoner oppgitt fra produsenten for ønsket motor.²²⁾

Modell:	CMDV93M
Merketurtall:	800 RPM
Startmoment:	4,2 Nm
Startstrøm:	1,53 A
Masse:	5,2 kg
Massetregghetsmoment rotor:	2,55 kgcm ²
Indre resistans for vikling:	9,69 Ω
Induktans for vikling:	48,5 mH
Systemspenning:	400 V
Grad av beskyttelse etter «EN 60034»:	IP65

Antar at motoren blir utsatt for to ulike belastninger:

1. Akselerasjonsfase fra stillstand
2. Driftsfase med jevn bevegelse

- Beregner massetregghetsmomentet for de største roterende delene.²³⁾

Setter (4.63A) \rightarrow (4.64A):

$$m_{knivrulle} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2) \cdot t \cdot \rho \quad (4.63A)$$

$$I_{knivrulle} = \frac{m}{2} \cdot (r^2) \quad (4.64A)$$

$$I_{knivrulle} = \frac{\pi}{8} \cdot (D^2) \cdot t \cdot \rho \cdot (r^2) = \frac{\pi}{8} \cdot (0,070^2) \cdot 0,035 \cdot 7861 \cdot (0,035^2)$$

$$I_{knivrulle} = 6,485 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

$$I_{motgående\ rulle} = \frac{\pi}{8} \cdot (0,020^2) \cdot 0,035 \cdot 7861 \cdot (0,010^2)$$

$$I_{motgående\ rulle} = 4,322 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$$

$$I_{hylse} = \frac{\pi}{8} \cdot (0,028^2) \cdot 0,056 \cdot 7861 \cdot (0,014^2)$$

$$I_{hylse} = 6,765 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

$$I_{stropp} = mr^2 = \frac{F_{stropp}}{g} \cdot r^2 = \frac{86,00}{9,81} \cdot (35 \cdot 10^{-3})^2 \quad (4.65A)$$

$$I_{stropp} = 0,0107 \text{ kgm}^2$$

- Finner det totale massetregghetsmomentet, tatt hensyn til utvekslingen på den motgående²³⁾:

$$I_{tot} = I_{knivrulle} + \left(\frac{R}{r}\right)^2 \cdot I_{motgående\ rulle} + I_{hylse} + I_{stropp} + I_{rotor} \quad (4.66A)$$

$$I_{tot} = (6,485 \cdot 10^{-4}) + \left(\left(\frac{35}{10}\right)^2 \cdot 4,322 \cdot 10^{-6}\right) + (6,765 \cdot 10^{-5}) + 0,0107 + (2,55 \cdot 10^{-4})$$

$$I_{tot} = \mathbf{0,0117 \text{ kgm}^2}$$

- Finner hvor mange radianer motoren skal gå fra lengden på stroppen og knivrullens omkrets:

$$O = \pi d = \pi \cdot 70 = 219,91 \text{ mm} \quad (4.23C)$$

$$\text{Omdreininger} = \frac{l_{stropp}}{\text{Omkrets}} = \frac{1200}{219,91} = 5,46 \text{ runder}$$

$$\varphi_{tot} = 2\pi \cdot 5,46 = 34,29 \text{ rad} \quad (4.67A)$$

- Finner vinkelakselerasjonen til «case 1» (akselerasjonsfasen)²³⁾:

$$\alpha_1 = \frac{M_{1 \text{ motor}}}{I_{tot}} = \frac{4,2}{0,0117} = 358,97 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad (4.68A)$$

- Finner hastigheten, tiden og antall radianer for «case 1»²³⁾:

$$\omega_0 = 0, \quad \omega_1 = \frac{n \cdot \pi}{30} = \frac{800 \cdot \pi}{30} = 83,78 \text{ rad/s} \quad (4.69A)$$

$$\alpha_1 = \frac{\omega_1 - \omega_0}{t_1} \quad (4.70A)$$

$$t_1 = \frac{\omega_1 - \omega_0}{\alpha_1} = \frac{83,78 - 0}{358,97} = \mathbf{0,23 \text{ s}}$$

$$\varphi_1 = \omega_0 t + \frac{1}{2} \alpha_1 t_1^2 = \frac{1}{2} \cdot 358,97 \cdot 0,23^2 = 9,49 \text{ rad} \quad (4.71A)$$

Når motoren først har kommet opp i fart, vil den takle dynamiske endringer i momentet mange ganger høyere enn startmomentet, uten å redusere turtallet.

- Finner gjenstående antall radianer og tiden ved jevn bevegelse for «case 2»²³⁾:

$$\varphi_2 = \varphi_{tot} - \varphi_1 = 34,29 - 9,49 = 24,80 \text{ rad}$$

$$\varphi_2 = \omega_1 t_2 \quad (4.72A)$$

$$t_2 = \frac{\varphi_2}{\omega_1} = \frac{24,80}{83,78} = \mathbf{0,3 \text{ s}}$$

- Finner torsjonsmomentet som belaster motoren i «case 2» (driftsfasen):

$$M_{2 \text{ motor}} = M_{kutte} + M_{trekke \text{ av}} = 2,29 + 0,72 = 3,01 \text{ Nm}$$

- Finner total delsyklustid for rotasjonsbevegelsen:

$$t_{tot} = t_1 + t_2 = 0,23 + 0,30 = \mathbf{0,5 \text{ s}}$$

Dette er med god margin innenfor syklustiden på 1 sek, så man benytter seg av tidligere nevnte motor. Å bruke en elektronisk fartsregulering som senker vinkelakselerasjonen under «case 1» kan være aktuelt, hvis man vil minke slitasje og gjøre rotasjonsbevegelsen mer kontrollert. Man kunne evt. klart syklustiden med et lavere merketurtall på 600 RPM, men dette ble ikke valgt pga. at en motor med større stator vil komme i konflikt med isoporkassen.

- Ønsker å finne ut om det er slipp mot gummibelegget ved å finne maksimal tillatt vinkelakselerasjon, gitt at hele kuttekraften går ned i gummibelegget mellom to kniver:

$$F_{trekkraft maks} = F_R = \mu \cdot F_N = 0,95 \cdot 500 = 475 \text{ N} \quad (4.4A)$$

$$F = ma, \quad a_{maks} = \frac{F_{trekkraft maks}}{m_{stropp}} \quad (4.5A)$$

$$\alpha_{maks} = \frac{a_{maks}}{R} = \frac{F_{trekkraft maks}}{m_{stropp} \cdot R} = \frac{F_{trekkraft maks} \cdot g}{F_{stropp} \cdot R} = \frac{F_{trekkraft maks} \cdot g}{M_{stropp}} \quad (4.73A)$$

- Siden momentet varierer med vinkelakselerasjonen må man ta hensyn til dette:

$$M_{stropp} = I_{stropp} \cdot \alpha_{maks} \quad (4.68B)$$

- Setter (3.68) \rightarrow (3.73):

$$\alpha_{maks} = \frac{F_{trekkraft maks} \cdot g}{I_{stropp} \cdot \alpha_{maks}}$$

$$\alpha_{maks} = \sqrt{\frac{F_{trekkraft maks} \cdot g}{I_{stropp}}} = \sqrt{\frac{475 \cdot 9,81}{0,0107}} = 659,92 \text{ rad/s}^2$$

$$\alpha_{maks} > 358,97 \text{ rad/s}^2$$

Vinkelakselerasjonen under «case 1» er altså lavere enn den maksimale. Hvis belegget består av mange korte biter som har klaring mot knivene, kan det bli fleksibelt i tangentiell retning slik at det likevel oppstår slipp (som seipene på et bildekk).

- Finner maksimal mekanisk starteffekt, snitteffekt, driftseffekt og momentan elektrisk starteffekt²³):

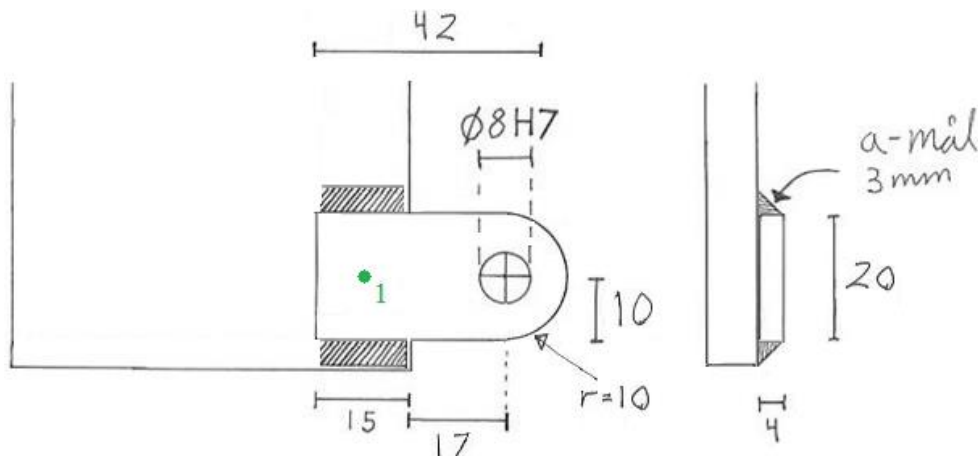
$$P_{1 mek} = M_{1 motor} \cdot \omega_1 = 4,2 \cdot 83,78 = 352 \text{ W} \quad (4.74A)$$

$$P_{1 snitt} = \frac{P_{1 mek}}{2} = \frac{352}{2} = 176 \text{ W} \quad (4.75A)$$

$$P_{2 mek} = M_{2 motor} \cdot \omega_1 = 3,01 \cdot 83,78 = 252 \text{ W}$$

$$S_{1 el} = \sqrt{3} \cdot E \cdot I = \sqrt{3} \cdot 400 \cdot 1,53 = 1060 \text{ VA} \quad (4.76A)$$

8.5.15 Hengsel og messingforing



Figur 8.5.15.1: Biter av 4mm flattstål brukes for å lage hengsler til opplagringen R_B på motorfeste. Punkt 1 (merket med grønt) er tyngdepunktsaksen for sveisen, siden den er symmetrisk. (Mål i mm.)

- Lager en kilesveis på oversiden og undersiden med et a-mål på 3 mm. Dette a-målet brukes for å få tilstrekkelig innsmelting, samtidig som det minsker faren for utmatting. Gjør en konservativ forenkling og sier at tykkelsen på sveisen er 3 mm. Et a-mål trekkes fra i hver ende av sveisens lengde. Beregner jevnførende spenning i sveisen, med krefter som virker fra bolten³²⁾:

$$F_y = 45,2 + 25,5 + 77,6 = 148,3 \text{ N} \quad (4.56C)$$

$$F_x = 93,4 \text{ N}$$

$$V_{Rb(\max)} = 175,3 \text{ N}$$

- Lengde på momentarmen er 24,5 mm. Forenkler og sier at sveisen er en linje med 1 mm a-mål:

$$I_{psv} = \frac{b^3 + 3b \cdot h^2}{6} = \frac{9^3 + (3 \cdot 9 \cdot 20^2)}{6} = 1921,5 \text{ mm}^3 \quad (4.77A)$$

$$C_y = \frac{h}{2} = \frac{20}{2} = 10 \text{ mm} \quad (4.78A)$$

$$C_x = \frac{b}{2} = \frac{9}{2} = 4,5 \text{ mm} \quad (4.79A)$$

$$f_{Mx} = \frac{M_v \cdot C_y}{I_{psv}} = \frac{148,3 \cdot 24,5 \cdot 10}{1921,5} = 18,9 \text{ N/mm} \quad (4.80A)$$

$$f_{My} = \frac{M_v \cdot C_x}{I_{psv}} = \frac{148,3 \cdot 24,5 \cdot 4,5}{1921,5} = 8,5 \text{ N/mm} \quad (4.81A)$$

$$f_{Vx} = \frac{F_x}{A_{sveis(linje)}} = \frac{93,4}{2 \cdot 9} = 5,2 \text{ N/mm} \quad (4.82A)$$

$$f_{Vy} = \frac{F_y}{A_{sveis(linje)}} = \frac{148,3}{2 \cdot 9} = 8,2 \text{ N/mm} \quad (4.83A)$$

$$f = \sqrt{(f_{My} + f_{Vy})^2 + (f_{Mx} + f_{Vx})^2} = \sqrt{(8,5 + 8,2)^2 + (18,9 + 5,2)^2} \quad (4.84A)$$

$$f = 29,3 \text{ N/mm}$$

- Minste tillatte a-mål:

$$f_{vw,d} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{280}{\sqrt{3}} = 161,7 \text{ N/mm}^2 \quad (4.85A)$$

$$a - \text{mål} = \frac{f}{f_{vw,d}} = \frac{29,3}{161,7} = 0,2 \text{ mm} \quad (3.86A)$$

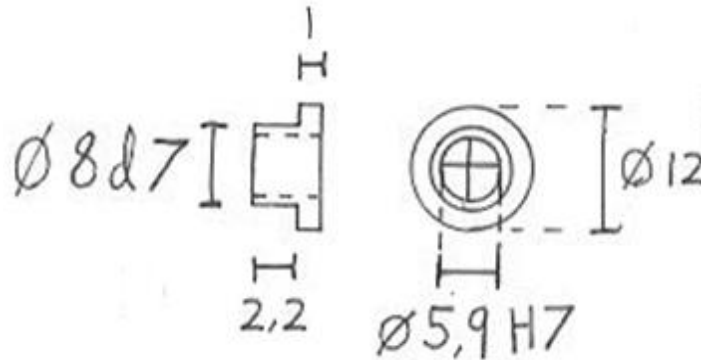
$$a - \text{mål} < 3 \text{ mm} \rightarrow \text{OK}$$

- Kontrollerer hengsel for utrivning:

$$V_{Rb(\text{max})} = 175,3 \text{ N}$$

$$\tau_{utrivning} = \tau_{\parallel} = \frac{V_{Rb(\text{max})}}{A_{hengsel}} = \frac{175,3}{2(4 \cdot 9,2)} = 2,4 \text{ MPa} \quad (4.43J)$$

$$\tau_{utrivning} < \tau_{till} = 0,6 \cdot \sigma_{till} \rightarrow \text{hengsel er OK} \quad (4.88B)$$



Figur 8.5.15.2: Messingforinger som skal sørge for riktig toleranser og liten friksjon i hengslene. (Mål i mm.)

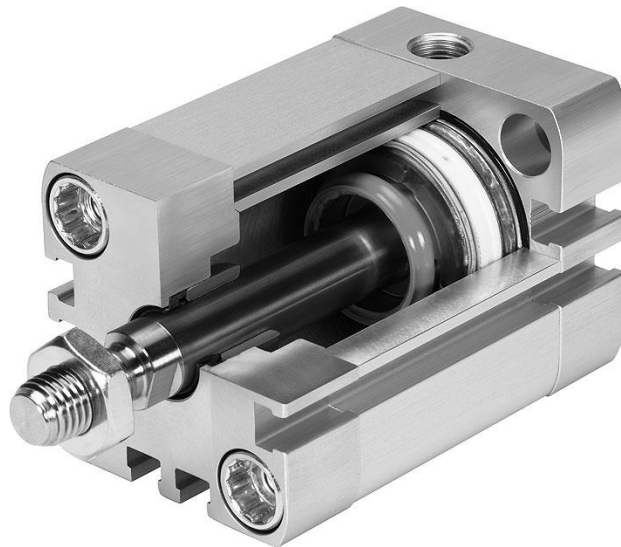
Én messingforing festes med flensen inn mot motorfeste, og en annen festes med flensen mot skruehodet på M6 bolten. Tilsvarende gjøres på begge sider av motorfeste, så totalt kreves 4 stk. foringer. Boltene skal kunne strammes uten at hengselet går tregt, så man lager bredden på glideflaten 0,4 mm tykkere enn platetykkelsen. Boringen gjennom hylsen har ikke klaring mot ytterdiametere på en M6 bolt, siden krefter overføres dynamisk i ulike retninger som kan medføre slark eller at boltene løsner. Gjengelim kan eventuelt brukes på boltene og glideflatene burde smøres med fett.

- Beregner største og minste klaringsmonn for Ø8 H7/d7 med øvre- og nedre grensemål fra verkstedhåndboka¹¹⁾:

$$\text{Største klaring} = \text{Ø. } G_{\text{boring}} - N. G_{\text{aksel}} = 8,015 - 7,945 = \mathbf{0,070 \text{ mm}} \quad (4.53B)$$

$$\text{Minste klaring} = N. G_{\text{boring}} - \text{Ø. } G_{\text{aksel}} = 8,000 - 7,960 = \mathbf{0,040 \text{ mm}} \quad (4.54B)$$

8.5.16 Valg av luftsylander og festeledd



Figur 8.5.16.1: Kompakt pnaumatisk sylinder fra «Festo». ⁴¹⁾

- Man bruker en sylinder som skal ha tilstrekkelig kraft i forhold til opplagerkraften R_A når trykket er 6 Bar:

$$p = \frac{F}{A} \rightarrow F = p \cdot A = p \cdot \pi r^2 = 0,6 \frac{N}{mm^2} \cdot \pi \cdot 20mm^2 = 754 N \quad (4.43K)$$

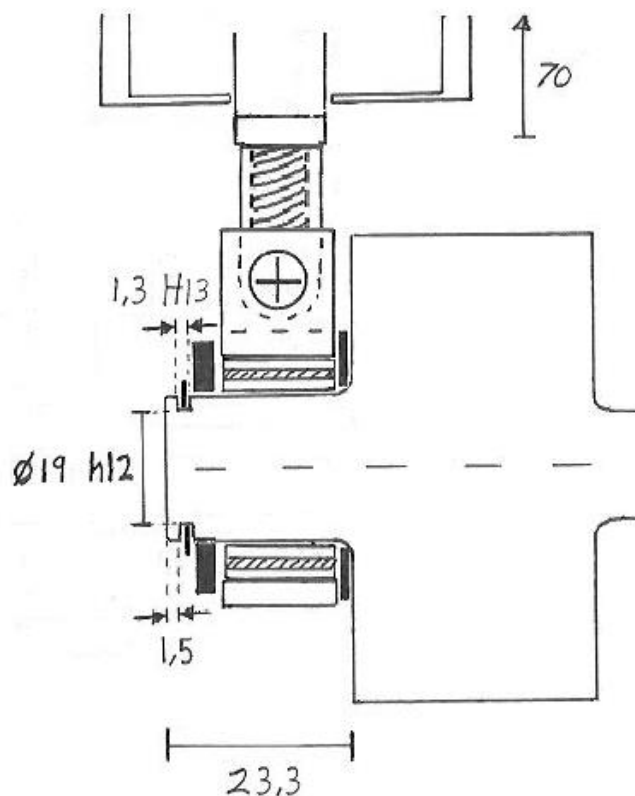
$$\mathbf{F > R_A = 344,8 N \rightarrow OK}$$

- Sylindere har betegnelsen «**15083523 – ADN – 40 – 10 – A – P – A – RR – SA**» og er en ekstra kompakt enhet. Tallene i betegnelsen betyr at stempeldiameteren er 40 mm og slaglengden maksimalt er 10 mm. Av slaglengden blir likevel bare 5 mm brukt, da man ikke ønsker at stempelet skal butte når rullene går sammen. Sylinderhuset er av anodisert aluminium. Den er dobbeltvirkende og har 2 stk. «G 1/8» slangekoplinger. ²⁸⁾

- Beregner nødvendig høyde fra spadens flate, opp til boring for øvre feste. Gjengetappen på enden av sylindereakselen får en ekstra klaring på 5 mm til en mutter, som tillater at avstanden mellom rullene i åpen posisjon eventuelt kan etterjusteres:

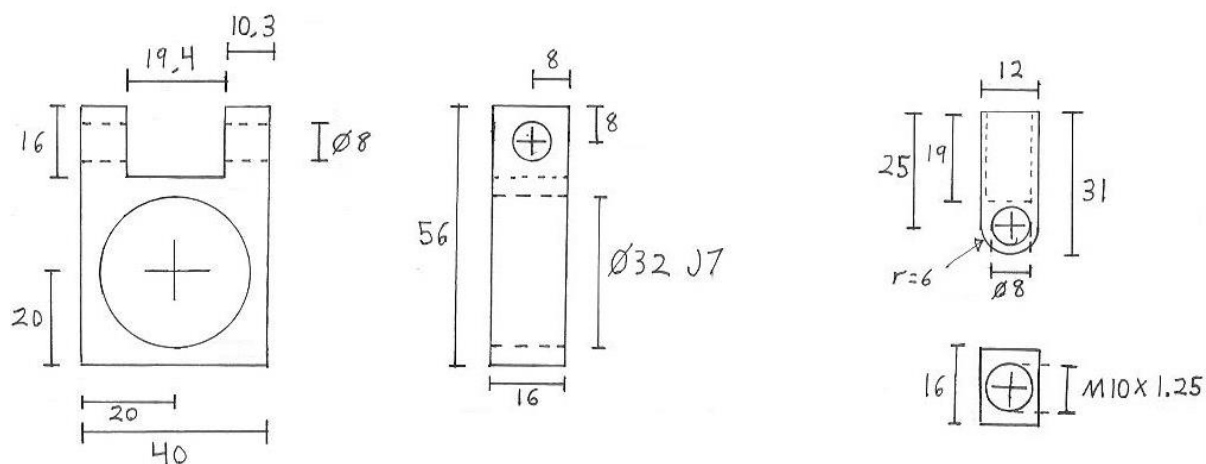
$$h_{tot} = h_{radius} + h_{nedre\ festeledd} + h_{justering} + h_{sylindere} + h_{øvre\ feste}$$

$$h_{tot} = 35 + (28 + 25) + 5 + 70 + 25 = \mathbf{188 \text{ mm}}$$



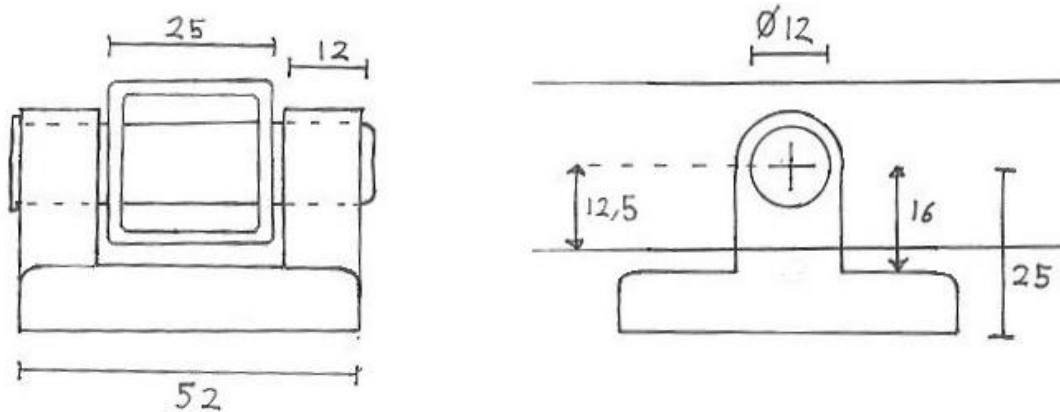
Figur 8.5.16.2: Festeledd for luftsylander mot aksel, som holdes på plass av en seegerring.
(Mål er oppgitt i mm.)

- Innerst mot knivrullen legges en dreid plastskive på 22x40x1 mm for å minske friksjonen. Deretter presses lageret og festeleddet på akselen. En syrefast skive på 21 x 37 x 3 mm og en seegerring «A20» på 18,5 x 1,2 mm sikrer at ikke lageret eller festeleddet skal gli av akselen. Det skal også være en klaring på 0,5 mm mellom skivene, slik at det ikke oppstår kantpress.



Figur 8.5.16.3: Dimensjoner på nedre festeledd. Det består av en lagerhusdel (til venstre på figuren) og en gjenget del (til høyre på figuren). (Mål i mm.)

- En syrefast M8 x 45 mm sekskantbolt og tilhørende mutter fester de to delene sammen. To syrefaste skiver på 8,4 x 16 x 1,6 mm minsker friksjonen i hengslet, og gjør at klaringen blir 0,2 mm mellom de to delene. Stigningen på gjengene er 1,25 og tilpasset enden på luftsynderen.



Figur 8.5.16.4: Øvre feste for luftsynderen, på utsiden av en 25 x 25 x 2 mm firkantprofil.
(Mål er oppgitt i mm.)

- To skiver i plast på 12 x 24 x 1,4 mm legges på hver side, som gir en klaring på 0,2 mm. 4 stk. M6 unbrakoskruer for å feste hengslet i toppen på sylindren medfølger. Feste har betegnelsen «176945 – SNCB – 40 – R3», og er av støpt aluminium med ekstra oksidasjonsbeskyttelse.

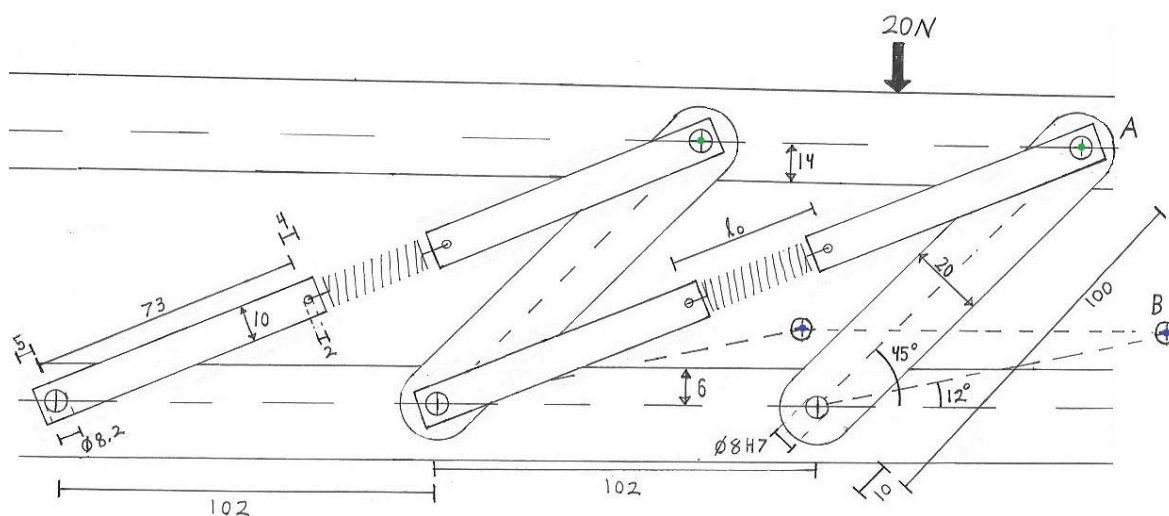
- Sjekker firkantprofilen for utrivning:

$$R_A = 344,8 \text{ N}$$

$$\tau_{\text{utrivning}} = \tau_{\parallel} = \frac{R_A}{A} = \frac{344,8}{2(2 \cdot 2 \cdot 12,5) + 2(2 \cdot 12)} = 2,3 \text{ MPa} \quad (4.43L)$$

$$\tau_{\text{utrivning}} < \tau_{\text{till}} = 0,6 \cdot \sigma_{\text{till}} \rightarrow \text{hengsel er OK} \quad (4.88C)$$

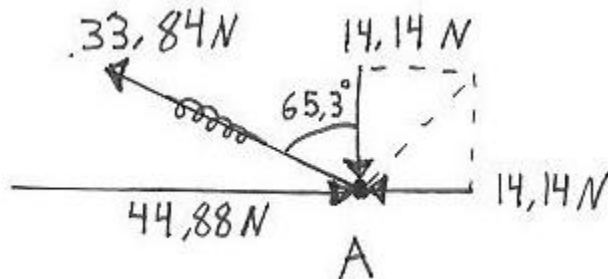
8.5.17 Demping



Figur 8.5.17.1: Demping med 50 mm vandring. Man ser to firkantprofiler på 25 x 25 mm som er sammenbundet med parallelle biter av 4 mm flattstål. Når spaden presses inn av kassen vil reaksjonskreftene i fjærene dekomponeres. Aksjonskraften blir lineært på ca. 20 N for å presse sammen demperen, uavhengig av posisjon. (Mål i mm)

- Det blir brukt samme messinghylser som til motorfeste, slik at man får mindre friksjonstap og slitasje. Alle stagene trenger 2 stk. hylser til hvert hull, og siden det er stag på begge sider blir dette 36 stk. hylser totalt. (Noen brukes tomme som avstandsforinger for å få riktig høyde på alle stagene.) Friksjonstapet i hylsene blir ikke tatt med i utregningene.

- For å bestemme riktige fjærer til oppgaven ønsker man å finne den totale fjærkraften i ytterste posisjon (merket med grønne punkter når vinkelen på de største stagene blir 45°). Dette blir forspenningen i fjæra $F_{0 \text{ fjær}}$. (+) = Trykk, (-) = Strekk.



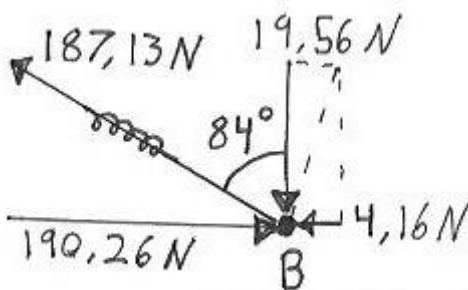
Figur 8.5.17.2: Man finner total fjærkraft for «knutepunkt A». Her er kreftene rotert 45° med klokka.

$$F_x = F_y = 20 \cdot \cos 45^\circ = (+)14,14 \text{ N} \quad (4.2A)$$

$$F_{0 \text{ fjær tot.}} = \frac{F_y}{\cos \alpha} = \frac{14,14}{\cos 65,3^\circ} = (-) 33,84 \text{ N} \quad (4.2B)$$

$$F_{\text{Stavkraft A}} = (33,84 \cdot \sin 65,3^\circ) + 14,14 = (+)44,88 \text{ N} \quad (4.1A)$$

- Ønsker å finne den totale fjærkraften i innerste posisjon (merket med blå punkter når vinkelen på de største stagene blir 12°). (+) = Trykk, (-) = Strekk.



Figur 8.5.17.3: Man finner total fjærkraft for «knutepunkt B». Her er kreftene rotert 12° med klokka.

$$F_y = 20 \cdot \cos 12^\circ = (+) 19,56 \text{ N} \quad (4.2C)$$

$$F_x = 20 \cdot \sin 12^\circ = (+) 4,16 \text{ N} \quad (4.1B)$$

$$F_{1 fjær tot.} = \frac{F_y}{\cos \alpha} = \frac{19,56}{\cos 84^\circ} = (-) 187,13 \text{ N} \quad (4.2D)$$

$$F_{Stavkraft B} = (187,13 \cdot \sin 84^\circ) + 4,16 = (+) 190,26 \text{ N} \quad (4.1C)$$

- Av tabellverdiene for fjærene fra «Lesjøfors AS» viser det seg at 4 stk. fjærer egner seg for å ta opp belastningen riktig, når $\Delta l = 15 \text{ mm}$. Beregner fjærkonstanten «c» og forspenning « F_0 » for hver fjær:

$$F_0 = \frac{F_{0 fjær tot.}}{4} = \frac{33,84}{4} = \mathbf{8,46 \text{ N}}$$

$$F = \frac{F_{1 fjær tot.} - F_{0 fjær tot.}}{4} = \frac{187,13 - 33,84}{4} = \mathbf{38,32 \text{ N}}$$

$$F = c \cdot \Delta l, \quad c = \frac{F}{\Delta l} = \frac{38,32}{15} = \mathbf{2,555 \text{ N/mm}} \quad (4.87A)$$

- Velger 4 stk. strekkfjærer med betegnelsen «**SF-3795-DFR Stainless steel**». ²⁹⁾

Tabell 8.5.17: *Egenskaper for fjæren. Man ser at forspenningen, fjærkonstanten og lengdeforandringen er ganske lik.*

Symbol:	Forklaring:	Verdi:
F_0	Forspenning	8 N
c	Fjærkonstant	2,610 N/mm
l_0	Opprinnelig lengde	40 mm
l_1	Maks lengde	55 mm
D_y	Ytterdiameter	8 mm
d_t	Wire diameter	1,2 mm

- Boltene er 5 stk. syrefaste M6 x 55 mm i sekskant, med tilhørende muttere. Det bores opp M6 hull med 102 mm mellomrom, med en avstand på 10 mm fra kanten.

- Beregne knekking om svak akse for stagene blir ikke aktuelt, siden det blir såpass beskjedne spenninger. Tverrsnittet og avstand mellom stagene er en fordel hvis det oppstår belastninger man ikke har forutsett. Dette kan blant annet medføre vridning eller sideveis forskyvning av spaden.

8.6 Overflate

Det vil være mange overflater som ikke skal bearbeides. Av overflatene som skal bearbeides har vi valgt å sette på $R_a 3,2$ på overflater som ikke er kontaktflater. Der det er kontakt mellom to overflater har vi satt på $R_a 1,6$.

8.7 Totalform

Produktets totalform bestemmes her ut i fra elementformen, som er nevnt innledningsvis i dette kapittelet. Her skal hvert element være optimalt etter de rangerte produkttegenskapene fra tabell 4.2.2. Generelt kan man si at formen bestemmes av ulike krav, som ifølge Tjalve kalles «Formfaktorer»¹⁾:

- *Designfaktorer*: Dette kan være bestemte ønsker fra designeren, selskapet eller samfunnet.
- *Produksjonsfaktorer*: Hvordan kan produktet formes slik at det økonomisk og effektivt kan produseres og sammenstilles.
- *Salgsfaktorer*: Hvordan man kan øke salget hvis produktet selges til flere kunder. Produktet skal distribueres og transporteres til kundene, så fysisk størrelse og innpakning bør tilregnes.
- *Bruksfaktorer*: At produktet fungerer slik det skal under operasjon. I hvilken forstand brukeren og miljøet påvirkes.
- *Destruksjonsfaktorer*: Skal produktet destrueres når det går i stykker, eller kan komponenter gjenbrukes. Noen små forandringer kan kanskje gjøre demonteringen for vedlikehold enklere.

I vårt tilfelle er det ønskelig at totalformen skal framstå som en kompakt enhet. Dette er for å løse oppgaven effektivt og minske produksjonskostnader (*produksjonsfaktor*), samt for å øke salgbarheten (*salgsfaktor*).

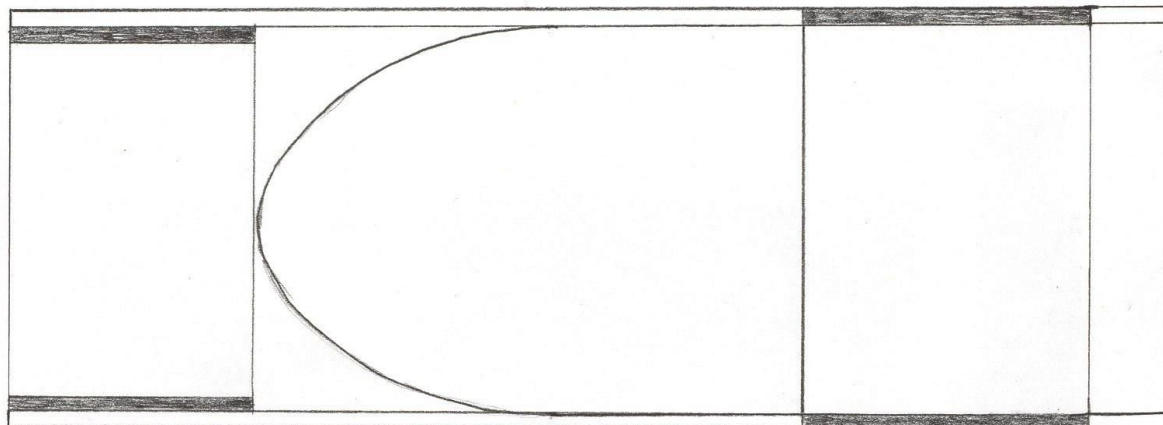
8.7.1 Vurdering av totalform

Fredag 08.04.16 ble det avholdt møte med Josef Filtvedt ved Dynatec AS. Beregninger og skisser fra avsnitt 7.5, var på forhånd sendt over til Dynatec AS. Under møtet ble totalformen diskutert. Det ble sett på ulike muligheter for å gjøre stroppefjernerens mer estetisk, ved å gjøre små forandringer på totalformen. Noe av det som gjorde totalformen mindre estetisk, var den svært kantete utformingen av innfestingen til dybdehjulet. I tillegg så hengslene til opplagringen av motorplata noe små og spinkle ut. Selv om de var riktig dimensjonert, kan potensielle kunder bli skeptiske dersom produktet ikke ser solid ut. Det ble også tatt opp som en problemstilling at enkelte stropper kan være svært slakke, og dermed er det fare for at de hekter seg fast foran knivrolla.

8.7.2 Endring av totalform

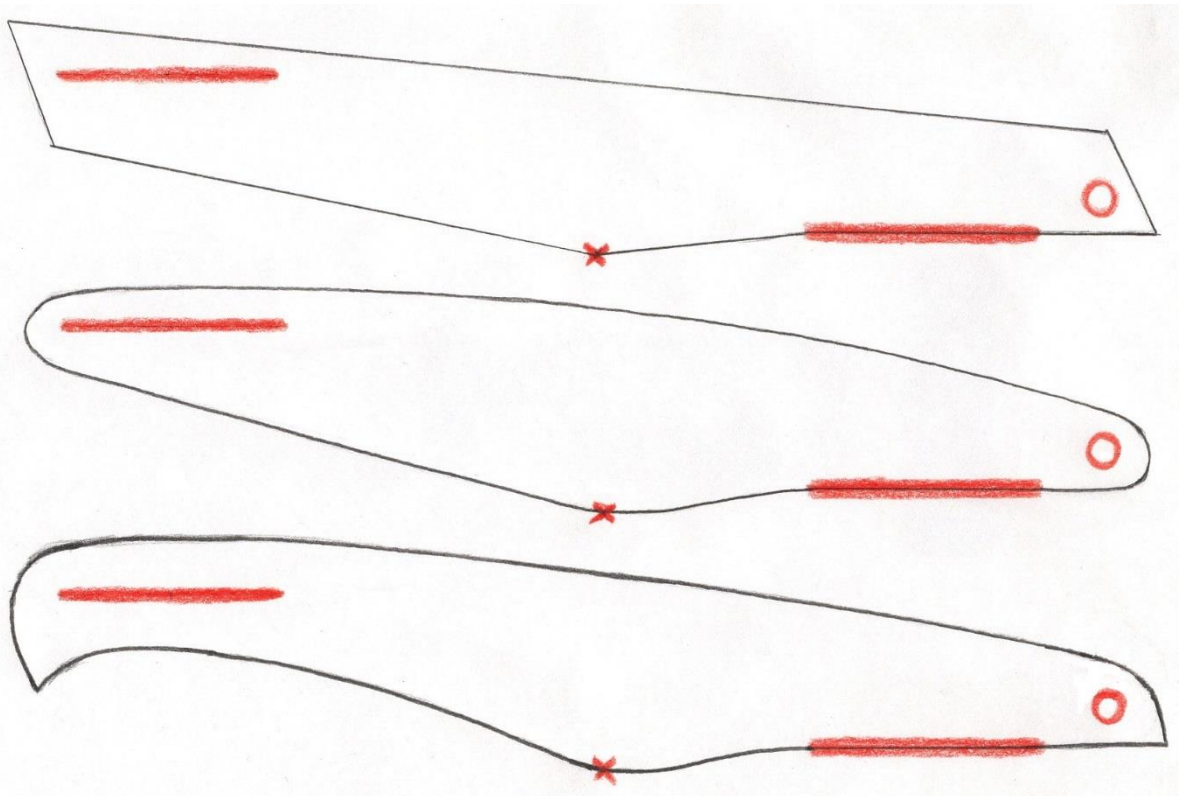
For å løse problemene beskrevet i avsnittet over, har vi kommet fram til at vi skal lage en slags festebrakett rundt stroppefjernerens. Den skal lages av 4 mm tykke plater, og sveises fast i selve stroppefjernerens. Den skal erstatte hengslene til motorplata, holderen til dybdehjulet og den skal sørge for at stroppene blir presset under knivrolla dersom de er slakke. Siden samme del har flere funksjoner, gjør dette at stroppefjernerens forenkles. For å justere høyden til dybdehjulet, skal det benyttes skiver mellom dybdehjulet og festebraketten. Figur 8.7.2.1 viser festebraketten sett ovenfra. De tykke svarte strekene til høyre viser hvor festebraketten skal sveises fast til ramma, og strekene til venstre viser hvor den skal sveises fast til plata som dybdehjulet skrus fast til. Altså skal festebraketten bestå av en sideplate som står vertikalt på

hver side av stroppefjernereren, og en plate som sveises fast horisontalt mellom sideplatene i fronten.



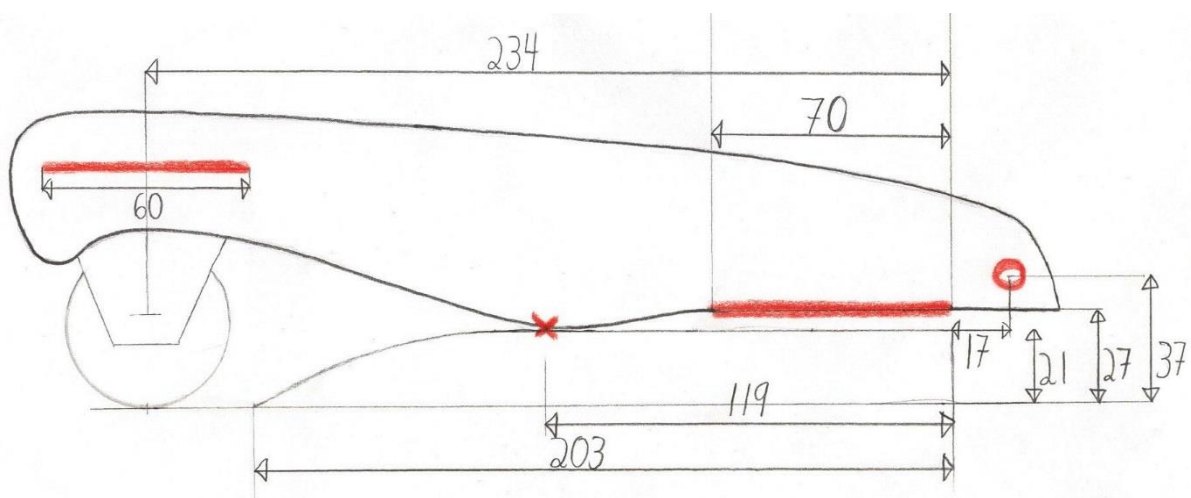
Figur 8.7.2.1: Festebrakett for dybdehjul og hengsler til motorplate sett ovenfra.

For å utforme sideplatene har formvariasjonsmetoden blitt benyttet ¹⁾. Figur 8.7.2.2 viser noen av utkastene (formvariasjoner) til hvordan sideplatene skal utformes. Første trinn er å bestemme hvilke funksjonsflater sideplatene skal ha. De skal totalt ha fem funksjonsflater, som er farget røde i figur 8.7.2.2. Fra venstre er den første funksjonsflaten der platen dybdehjulet skrur fast i, skal sveises fast til sideplatene. Den neste er tegnet inn som et kryss. Det er for å vise at sideplatene må gå ned der, slik at slakke stroppes føres under knivrulla (*bruksfaktorer*). Deretter er det egentlig to funksjonsflater, der sideplatene sveises fast til ramma både over og under. Kun den nedre sveisen er tegnet inn med rødt i figur 8.7.2.2, fordi det er viktig at den er nøyaktig 4 mm over nedre kant av ramma. Den øvre sveisen kan følge sideplatene uansett om de er buede eller rette, altså er ikke dette avgjørende for formen. Den siste funksjonsflata er hengslene til motorplata. Siden platene skal skjæres ut med vannskjærer, står vi svært fritt i forhold til hvordan de skal utformes (*produksjonsfaktorer*). Likevel er formen underlagt visse bindinger, på grunn av forbudte områder. De forbudte områdene er i dette tilfellet at sideplatene ikke må være så høye at de butter i spaden eller fiskekassa, eller så høye at det ikke lar seg gjøre å sveise de fast til ramma.



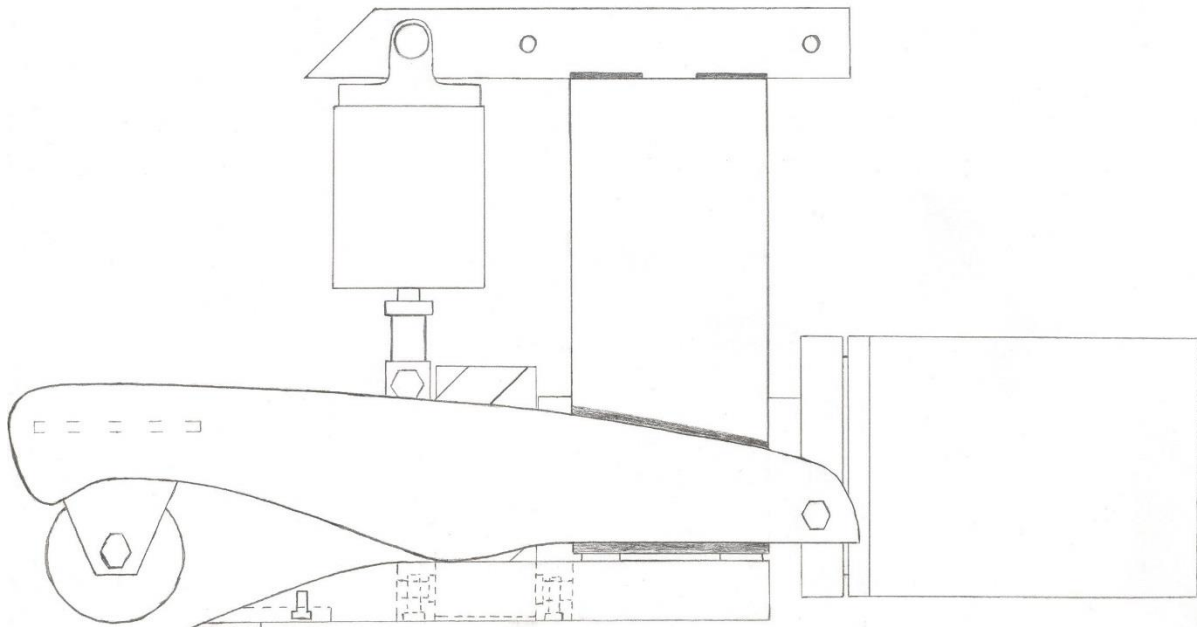
Figur 8.7.2.2: Formvariasjoner av sideplatene.

Det avgjørende ved valg av form på sideplate er det estetiske, siden funksjon og kostnad blir svært likt for de ulike formene. Viktige faktorer som karakteriserer noe estetisk er ofte enhet, orden, visuell balanse, proporsjon, linjer, flater og bevegelse ¹⁾. Etter en vurdering av formvariasjonene, blir de endelige sideplatene utformet som i figur 8.7.2.3.



Figur 8.7.2.3: Endelig utforming av sideplater.

Med de nye festebrakettene til dybdehjulet blir det en del forandringer i totalformen. Hulprofilen som luftsylindren festes til, kuttet 45° rett foran luftsylindren. Denne vinkelen gjør totalformen mer estetisk enn et 90° kutt. I tillegg blir hengslene til motorplata erstattet med sideplatene. Totalformen til stroppefjernerer blir derfor som i figur 8.7.2.4.



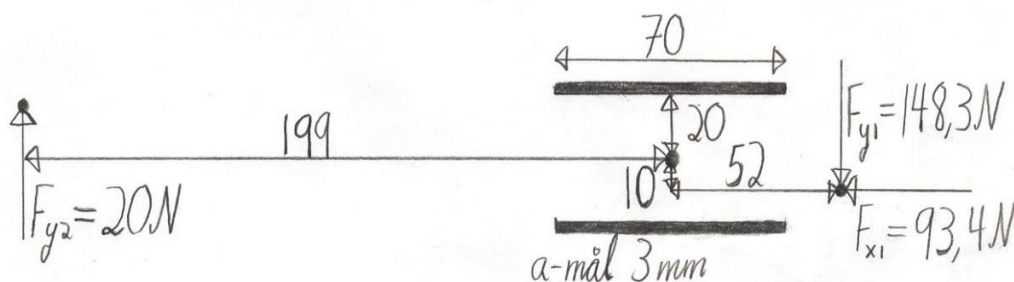
Figur 8.7.2.4: Totalformen til stroppefjernereren.

8.7.3 Dimensjonering av endring i totalform

Siden det gjøres endringer av hensyn til totalform, må det gjøres noen nye beregninger. Det må undersøkes om sveisene til sideplatene tåler belastning fra både dybdehjul og hengsel til motorplate. Selve sideplatene har en komplisert utforming, og vil derfor bli analysert i Ansys i kapittel 8. Hengslene til motorplata vil fortsatt festes på samme måte, og det er derfor ikke nødvendig å gjøre nye beregninger på utrivning. Dybdehjulet vil skrues fast til en plate som er sveist på tvers mellom sideplatene. På denne plata må største spenning beregnes, samt største spenning i sveis.

Sveis sideplater

Sideplatene skal festes til stroppefjernereren ved at de sveises fast til ramma. De sveises fast med a-mål 3 mm. Da tykkelsen til platene er 4 mm, er det egentlig ikke plass til a-mål 3 mm. Derfor må det være god innbrenning i materialet. Det trekkes fra et a-mål i hver ende av sveisene på grunn av endekraterer. Her benyttes samme metode som ble benyttet for hengslene til motorfestet. Forskjellen er lengre sveiser og at belastningen fra dybdehjulet må tas med ³²⁾.



Figur 8.7.3.1: Viser der sideplatene sveises fast til ramma, og belastninger. (Mål i mm)

-Beregner krefter på sideplate:

$$F_{y1} = 45,2 + 25,5 + 77,6 = 148,3 \text{ N}$$

$$F_{x1} = 93,4 \text{ N}$$

$$F_{y2} = 20 \text{ N}$$

-Største skjærkraft på sideplate:

$$V_{(\max)} = \sqrt{(148,3 - 20)^2 + 93,4^2} = 158,7 \text{ N} \quad (4.61B)$$

-Moment om sveisenes tyngdepunkt:

$$M_v = F_{y1} \cdot 52 + F_{x1} \cdot 10 + F_{y2} \cdot 199 \quad (4.6X)$$

$$M_v = 148,3 \cdot 52 + 93,4 \cdot 10 + 20 \cdot 199$$

$$M_v = 12626 \text{ Nmm}$$

-Polart annet arealmoment for sveisene:

$$I_{psv} = \frac{b^3 + 3b \cdot h^2}{6} = \frac{70^3 + (3 \cdot 70 \cdot 40^2)}{6} = 113167 \text{ mm}^3 \quad (4.77B)$$

-Eksentrisitetsmomentet gir reaksjonskrefter per lengdeenhet i sveisen f_{Mx} og f_{My} :

C_y : Avstanden fra sveisenes tyngdepunkt til endepunktene av sveisene

C_x : Avstanden fra sveisens tyngdepunkt til ytterkantene av sveisene

$$f_{My} = \frac{M_v \cdot C_x}{I_{psv}} \quad (4.81B)$$

$$f_{My} = \frac{12626 \cdot 35}{113167}$$

$$f_{My} = 3,905 \text{ N/mm}$$

$$f_{Mx} = \frac{M_v \cdot C_y}{I_{psv}} \quad (4.80B)$$

$$f_{Mx} = \frac{12626 \cdot 20}{113167}$$

$$f_{Mx} = 2,231 \text{ N/mm}$$

-Summen av krefter i y-retning er null. Fordeler skjærkraften likt på begge sveisene:

$$f_{Vy} = \frac{F_y}{A_{sveis}} \quad (4.83B)$$

$$f_{Vy} = \frac{128,3}{(2 * 70)}$$

$$f_{Vy} = 0,916 \text{ N/mm}$$

$$f_{Vx} = \frac{F_x}{A_{sveis}} \quad (4.82B)$$

$$f_{Vx} = \frac{93,4}{(2 * 70)}$$

$$f_{Vx} = 0,667 \text{ N/mm}$$

-Vektorsummen av skjærkreftene:

$$f = \sqrt{(f_{Mx} + f_{Vx})^2 + (f_{My} + f_{Vy})^2} \quad (4.84B)$$

$$f = \sqrt{(2,231 + 0,667)^2 + (3,905 + 0,916)^2}$$

$$f = 5,625 \text{ N/mm}$$

- Sveisens skjærkapasitet:

$$f_{vw,d} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{280}{\sqrt{3}} = 161,7 \text{ MPa} \quad (4.85B)$$

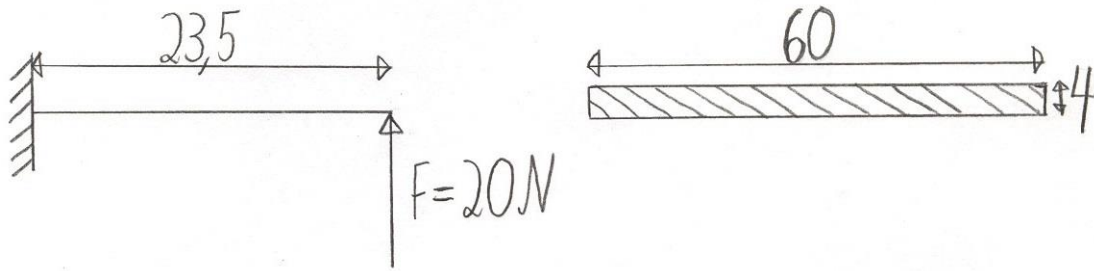
- Nødvendig a-mål:

$$a - \text{mål} = \frac{f}{f_{vw,d}} = \frac{5,625}{161,7} = 0,035 \text{ mm} \quad (4.86B)$$

$$a - \text{mål} < 3 \text{ mm} \rightarrow OK$$

Plate til dybdehjul

Mellom de to sideplatene er det sveist fast en plate som dybdehjulet skrues fast til. Når dybdehjulet presses opp, vil denne plata utsettes for bøyepening. Bøyepeningen blir størst i hver ende der plata er sveist fast. Velger å se på en side, og regner at kraften er plassert samme sted som boltene. Altså blir kraften halvparten av den totale kraften fra dybdehjulet, og armen for momentet blir mellom sveisen og boltene på ene siden av dybdehjulet.



Figur 8.7.3.2: Viser belastning på plata der dybdehullet skrus fast. (Mål i mm)

-Bøyemoment ved sveis:

$$M_b = F \cdot l = 20 \cdot 23,5 = 470 \text{ Nmm} \quad (4.6Y)$$

-Annet arealmoment av plata:

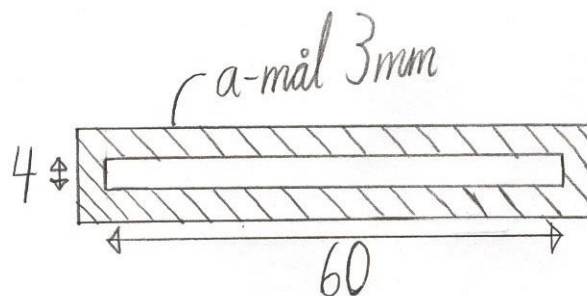
$$I = \frac{BH^3}{12} = \frac{60 \cdot 4^3}{12} = 320 \text{ mm}^4 \quad (4.11F)$$

-Største bøyespenning i plata:

$$\sigma_b = \frac{M_b y}{I} = \frac{470 \cdot 2}{320} = 2,94 \text{ MPa} \quad (4.14K)$$

Største bøyespenning i plata er lavere enn 280 MPa, altså er det ikke fare for varig deformasjon.

Det skal sveises en kilsveis med 3 mm a-mål rundt hele plata, som vist i figur 8.7.3.3.



Figur 8.7.3.3: Sveis der plata som dybdehullet skrus fast i sveises fast i sideplatene. (Mål i mm)

-Bøyemoment ved sveis:

$$M_b = 470 \text{ Nmm}$$

-Annet arealmoment av sveis:

$$I = \frac{BH^3 - bh^3}{12} = \frac{66 \cdot 10^3 - 60 \cdot 4^3}{12} = 5180 \text{ mm}^4 \quad (4.44B)$$

-Største bøyespenning i sveis:

$$\sigma_b = \frac{M_b y}{I} = \frac{470 \cdot 5}{5180} = 0,454 \text{ MPa} \quad (4.14L)$$

-Spenningskomponenter i sveis:

$$\sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = \frac{\sigma_b}{\sqrt{2}} = \frac{0,454}{\sqrt{2}} = 0,321 \text{ MPa} \quad (4.47B, 4.48B)$$

$$\tau_{\parallel} = \frac{F}{A} = \frac{20}{(66 \cdot 10) - (60 \cdot 4)} = 0,0476 \text{ MPa} \quad (4.43M)$$

-Jevnførende spenning:

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3\tau_{\perp}^2 + 3\tau_{\parallel}^2} \quad (4.59C)$$

$$\sigma_{jf} = \sqrt{(0,321)^2 + (3 \cdot 0,321)^2 + (3 \cdot 0,0476)^2}$$

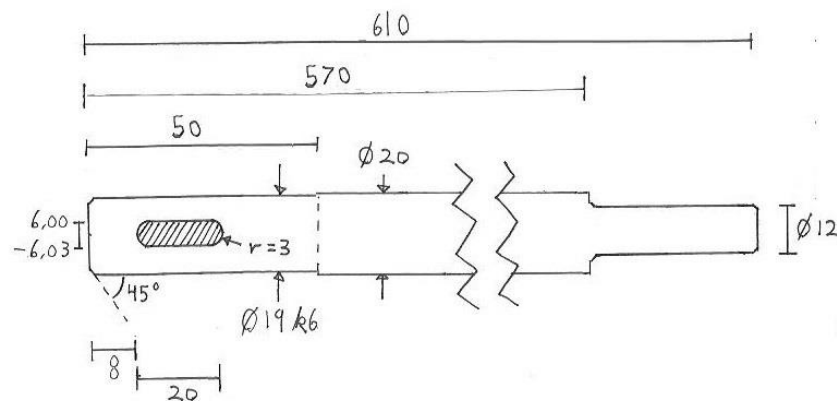
$$\sigma_{jf} = 0,418 \text{ MPa}$$

Største jevnførende spenning er lavere enn 280 MPa, altså vil sveisen holde.

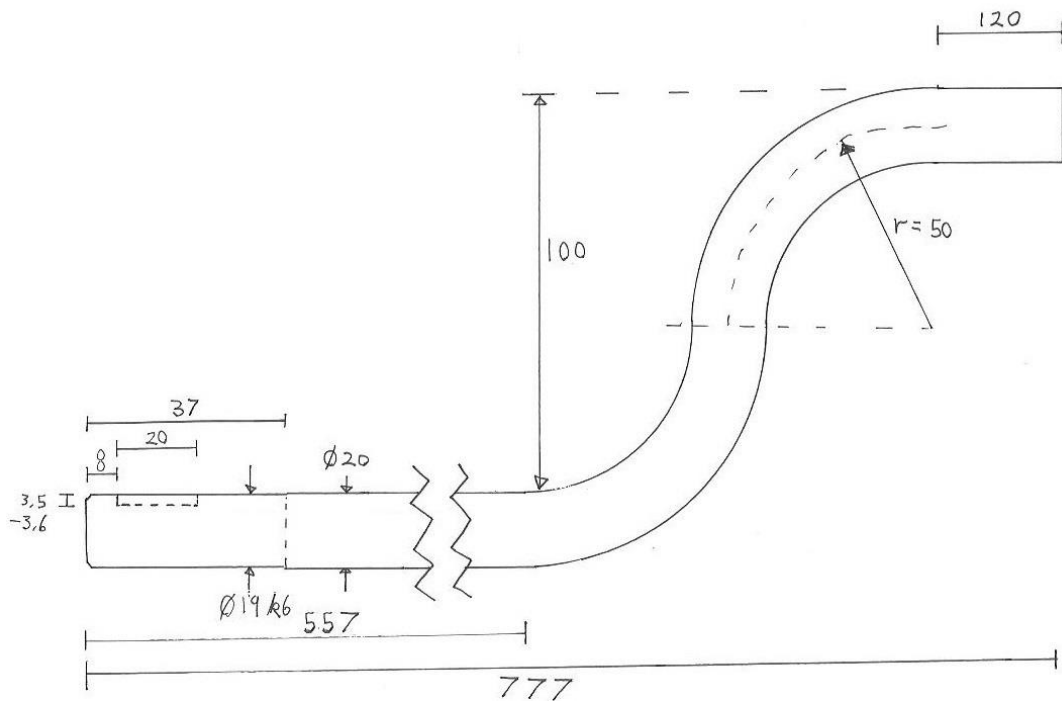
8.8 Dimensjonering av funksjonsprototype

Det skal produseres en funksjonsprototype, altså en forenklet prototype. I følgende delkapittel gjøres det beregninger på delene som kun benyttes til funksjonsprototypen.

8.8.1 Drillaksel og sveiv



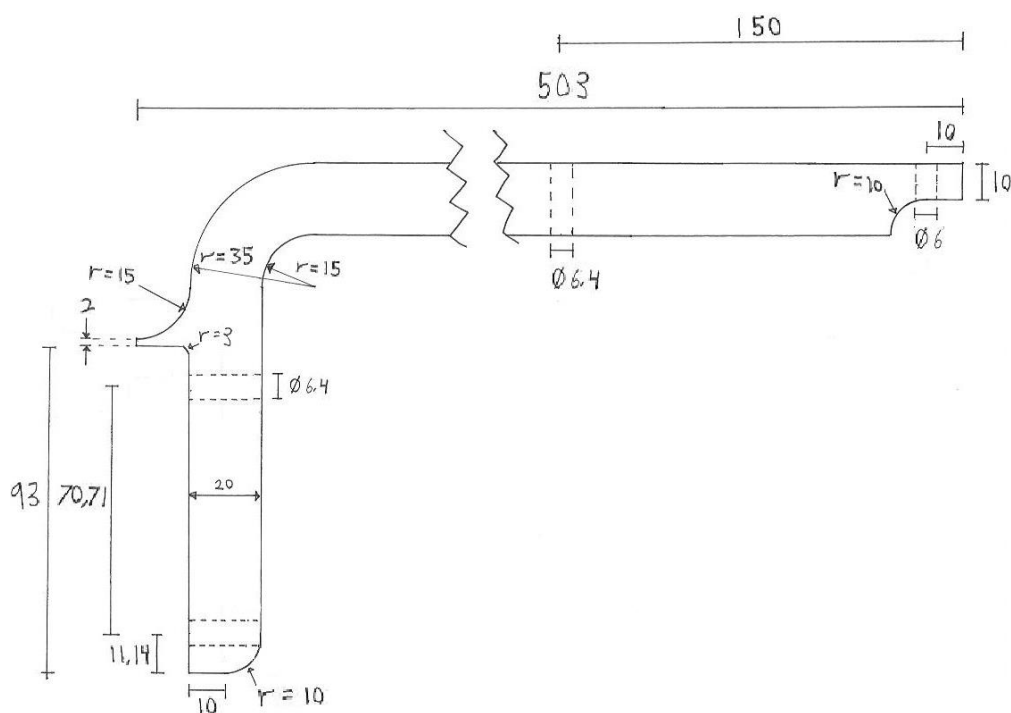
Figur 8.8.1.1: Drillaksel som lages for enklere testing av funksjonsprototype. (Mål i mm)



Figur 8.8.1.2: Manuell sveiv som lages for enklere testing av funksjonsprototype. (Mål i mm)

Siden SEW motoren er meget dyr, og programmeringen av den tidkrevende, vil man først forsikre seg om at konseptet fungerer. Dette kan gjøres enklere og rimeligere ved å utføre oppgaven manuelt med en sveiv eller drill. Derfor lager man noen ekstra deler, som til sammen utgjør en «funksjonsprototype».

8.8.2 Momentarm



Figur 8.8.2.1: Momentarm som festes i motorfestet. Erstatter luftsynderen. (Mål i mm)

- Luftsylinderen fra FESTO er også kostbar, og krever konstruksjon av pneumatikkstyringssystemet. Her velger man derfor en mye enklere løsning, med en arm som forlenges 0,5 m ut fra hengselbolten. Dette gir en utveksling på ca. 5:1. Ytterst på armen er et 6 mm hull hvor man kan tre inn kroken på fiskevekten, for å se kraften som kreves. Dersom antagelsen om at klemkraften er på 50 N stemmer, vil man måle ca. 1 kg med fiskevekten.

- Beregner strekkspenning i M6 skruene som fester momentarmen til motorfestet, for å se om de tåler den nye belastningen. Man regner med en vinkelrett kraft oppover på ca. 100 N i enden av momentarmen:

$$M = F \cdot l = 100 \cdot 501 = 50100 \text{ Nmm} \quad (4.6Z)$$

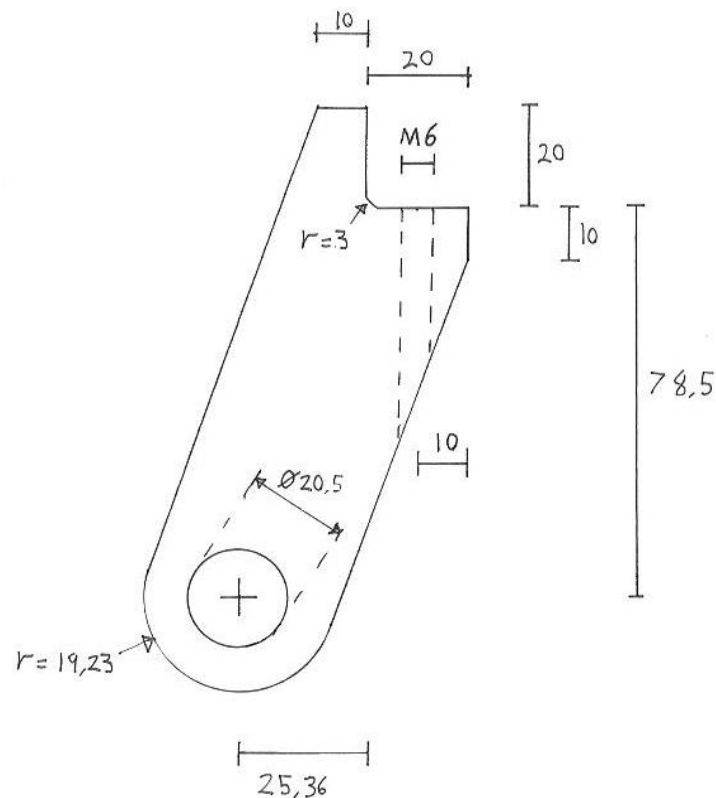
$$F_b = \frac{M}{l} = \frac{50100}{\left(\frac{70,71}{2}\right)} = 1417,1 \text{ N} \quad (4.6\text{Æ})$$

$$F_{skruer} = \frac{F_b}{2} = \frac{1417,1}{2} = 708,6 \text{ N}$$

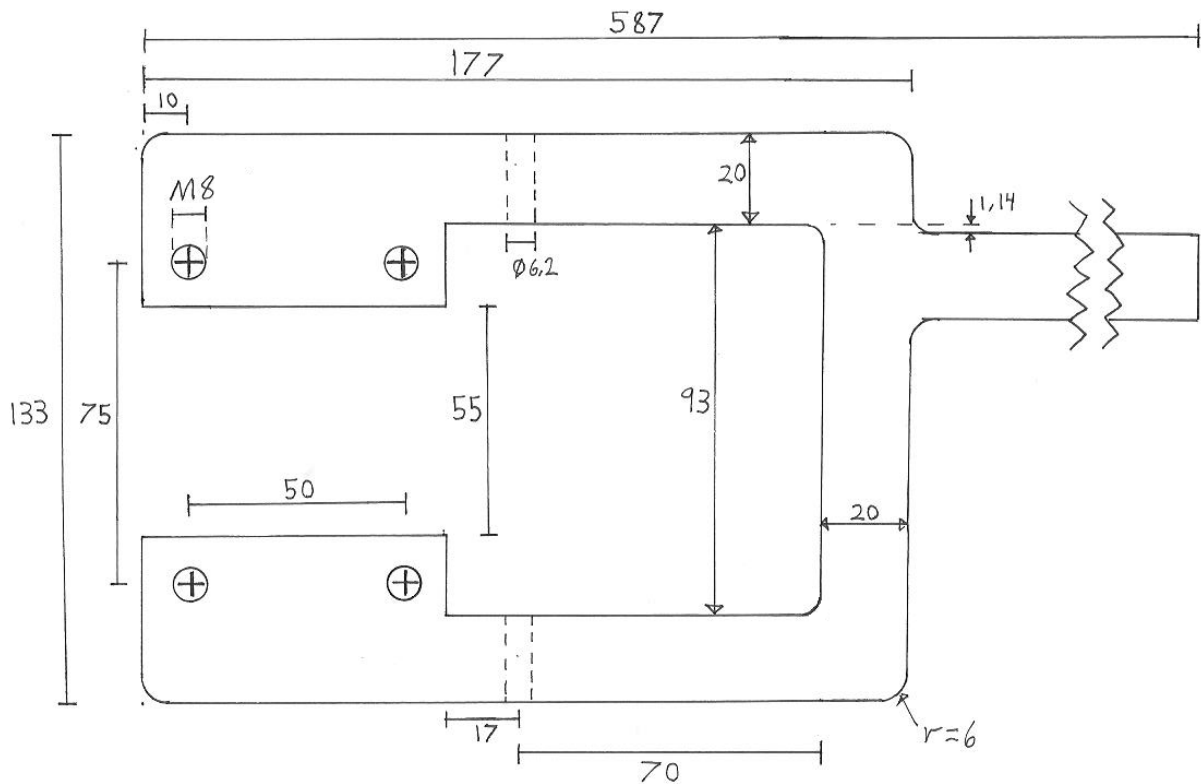
$$\sigma_s = \frac{F_{skruer}}{A_{skruer}} = \frac{708,6}{20,1} = 35,3 \text{ MPa} \quad (4.43N)$$

$$\tau_{\parallel} = \frac{V}{2 \cdot A_{skruer}} = \frac{100}{2 \cdot 20,1} = 2,5 \text{ MPa} \quad (4.43O)$$

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3\tau_{\parallel}^2} = \sqrt{35,3^2 + 3 \cdot 2,5^2} = 35,6 \text{ MPa} < \sigma_{till} \rightarrow \text{OK} \quad (4.59D)$$

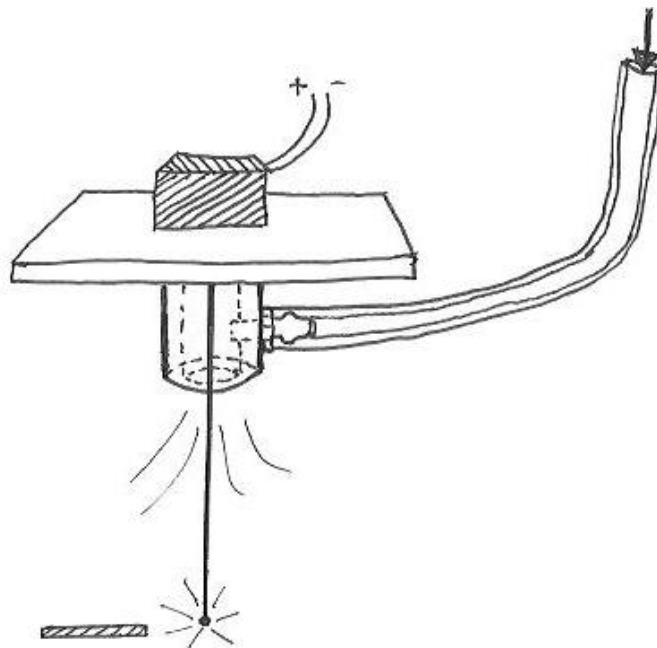


Figur 8.8.2.2: En holder som skal ta opp eventuelle bøyepåkjenninger på «drillaksel» eller «sveiv». (Mål i mm)



Figur 8.8.2.3: Momentarm som festes i spaden. Hengselet til motorfeste blir erstattet med hullene som vises på tegningen.

8.9 Sensor for prototype



Figur 8.9: Tegningen viser et forslag til hvordan en sensor kan brukes på prototypen. Platen er en del av innfestningen til «dybdehjulet». En slange får tilført luft fra utblåsningen på luftsynderen fra FESTO. Lufttrykket holder sensoren ren for statisk ladete isoporbitter, for å unngå at den sender signal på feil tidspunkt.

Når stroppe glir opp på spadens flate rett før den skal kuttes, må stroppens ankomst oppfattes. Hvis stroppe er plassert tett på kassen, og den ikke rekker å ferdigkutte den første før den neste ankommer, bør den også oppfatte dette så den kan stoppe opp. Derfor har man sett for seg en sensor som sitter på en egen plate, som er sveist fast mellom sideplatene. Sensoren kan være av typen «Omron» eller «Sick», som Dynatec har erfaring med fra tidligere. En «Array sensor» vil f.eks. sende ut parallelle lysstråler, som detekterer meget små forandringer i gråhetsskala. Da vil den se forskjell på om den lyser på stropp eller rett på spaden, som gjør at denne kan være egnet. Eventuelt er en enklere type kjent som «Fiberoptisk sensor» merke når en lysstråle brytes. Enheten for denne er meget kompakt, slik at man kan eventuelt plassere den i spaden. Dette vil likevel frarådes, da maskinering av spaden allerede er relativt komplisert.³⁹⁾

Sensoren har en viktig oppgave, og mulige scenarier for feil bør evalueres. Skulle det skje at en liten isoporbit skrapes av fra kassen og blir liggende foran linsen, er dette nok til at den henger seg opp. Da vil hele stroppefjerningen, samt depalleteringen stoppe opp. Fukt på linsen kan også være nok. Derfor har man satt dette som videre arbeid, men det er her forklart litt kort om en mulig løsning. Man ser for seg å utnytte at man har nær tilgang på lufttrykk. Hvis man lager en egen grenkobling som får luft samtidig som knivrullen heves, mellom hver syklus, kan denne luftstrålen rettes mot linsen så den holdes ren. Da blir den bedre motstandsdyktig mot støv, insekter, fuktighet eller isoporbiter. På figur 8.9 ser man en mulig konstruksjon, hvor lufttrykket føres inn i et rør fra siden, festet med en slangenippel. Tester bør gjøres for å finne optimal vinkel og størrelse på endedysen i røret.⁴⁾

9. Strukturoptimering (Ansys)

For å gjøre FEM-analyse av stroppefjernerer har Ansys Workbench og Ansys Classic (APDL) blitt benyttet. Det har blitt gjort FEM-analyse på to deler. Den ene delen er sideplatene, der Ansys Workbench har blitt benyttet. Den andre delen er knivrullen, der Ansys Classic (APDL) har blitt benyttet.

9.1 Analyse av sideplater (Ansys Workbench)

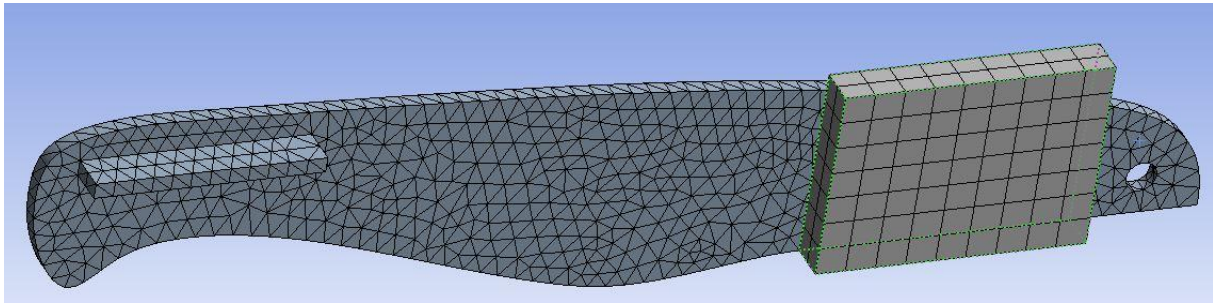
Siden sideplatene har en svært komplisert utforming, er det vanskelig å gjøre nøyaktige beregninger på de. Derfor har det blitt gjort FEM-analyse på denne delen. I tillegg er det gjort en håndberegning for å undersøke om resultatene stemmer noenlunde overens. En forenkling som er gjort, er at det kun ses på den ene sideplata. Noe som gjør at det blir halvparten så mange elementer.

Vi startet med å tegne to deler i Solidworks. Den ene bestod av sideplata og plata som dybdehjulet skrus fast i. Den sistnevnte var kappet slik at det bare var igjen en liten bit nærmest sideplata. Dermed var det en flate som det kunne settes en kraft på. Den andre delen skulle erstatte ramma til stroppefjernerer, og ble tegnet som en massiv kloss. Den hadde samme bredden som ramma, altså 70 mm. Høyden ble satt til 50 mm, altså noe høyere enn for sideplata. Hensikten med denne delen var å ha noe å feste sideplata til, på samme måte som den sveises fast til stroppefjernerer. Under følger en tabell med de ulike innstillingene som ble gjort i Ansys.

Tabell 9.1.1: Innstillinger i Ansys.

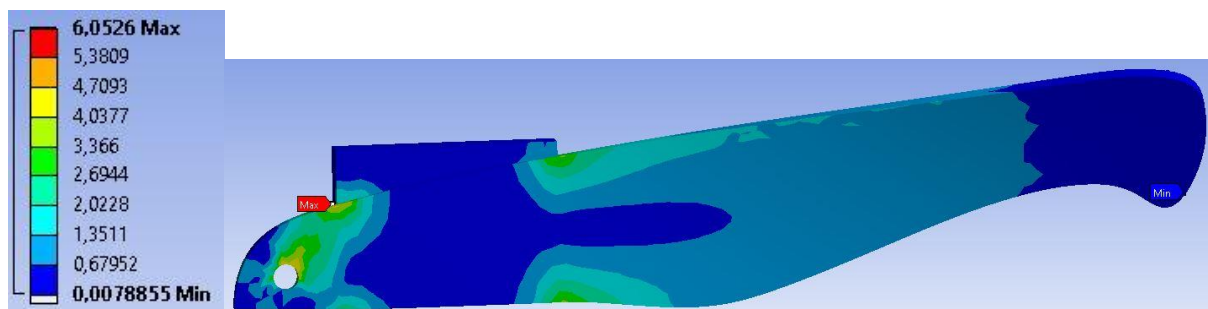
Type innstilling	Beskrivelse
Connections	-Bonded mellom sideplate og ramme
Mesh	-Body sizing: element size 5 mm (For hele sideplata) -Face sizing: element size 3 mm (Overflaten til hull for hengsel)
Static structural	-Fixed support på motsatt side av ramma i forhold til der sideplata er plassert -Force på undersiden av plata til dybdehjulet. 20 N kraft som peker rett opp, altså i y-retning. -Force på innsiden av hullet til hengselet. -93,4 N i x-retning (rett framover) og 148,3 N i y-retning (rett opp).
Solution	-Equivalent stress (von-Mises) -Total deformation

Det ble først valgt et mesh med elementstørrelse 5 mm over hele sideplata. Deretter ble det valgt face sizing 3 mm på innsiden av hullet til hengselet. En mindre elementstørrelse ble benyttet her for å få riktigere verdier, siden flatene er mindre enn ellers på sideplata.



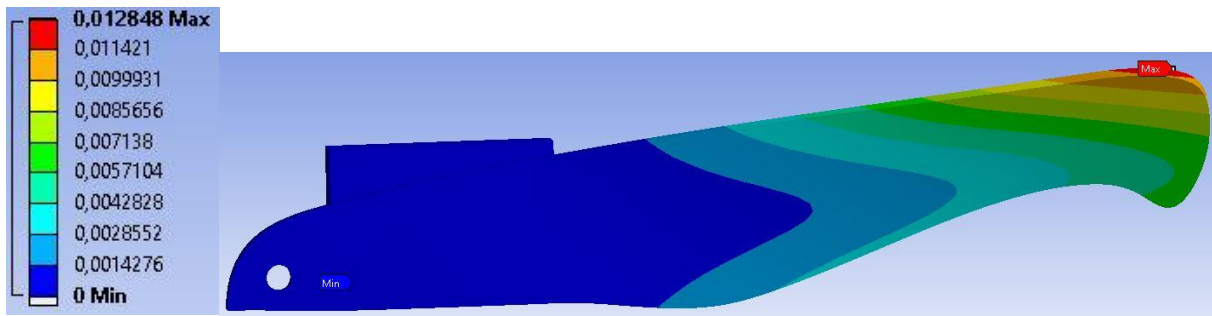
Figur 9.1.1: Viser mesh på sideplata. Foran på stroppefjerner er til venstre i figuren.

Til slutt ble det laget en modell som viser jevnførende spenning (von-Mises). Den største spenningen som oppstår er 6,05 MPa, altså langt lavere en flytegrensen på 280 MPa. Siden sideplata er fast innspent der den er sveist fast, kan den fremre og den bakre delen ses på som to separate deler. Dybdehjulet er festet i den fremre, og hengselet i den bakre. I den fremre delen er det kun bøyespenning, fordi det bare virker en kraft rett opp i y-retning. Derfor vil de største spenningene oppstå i øvre og nedre del av plata nærmest der den er opplagret. I den bakre delen er det en kraft rett opp i y-retning, og en kraft rett fram i x-retning. På grunn av kraften rett opp i y-retning, vil de største spenningene oppstå i den øvre og nedre delen av plata der den er opplagret. Dermed blir det trykk i den øvre delen av plata, og strekk i den nedre. Siden det også virker en kraft rett fram i x-retning, vil dette bli en trykkraft på sideplata. Dermed adderes denne med trykkraften i den øvre delen av plata, fra kraften i y-retning. Altså vil den største spenningen oppstå i den øvre delen av plata, der den er fast innspent. Siden EN 1.4404 er et duktilt materiale skal det dimensjoneres etter nominell spenning, og ikke etter høyeste spenning som kan oppstå. Dette betyr at det må være et sted der det er høyere spenninger enn flytegrensen gjennom hele tykkelsen til materialet, for at materialet skal bli varig deformert. Derfor ville det ikke vært noe problem om det eksisterte overflatespenninger som var større enn flytegrensa.



Figur 9.1.2: Spenninger i sideplata (MPa).

I noen tilfeller kan nedbøyningen bli stor i materialet, selv om spenningene ikke er større enn maks tillatt spenning. I disse tilfellene er det nedbøyningen som er dimensjonerende. Det ble derfor også lagd en figur (9.1.3) som viser nedbøyning i sideplata. Det viste seg at den største nedbøyning ble på den siden hvor spenningene er lavest, altså der hvor dybdehjulet er plassert. Den største nedbøyningen er omtrent 0,01 mm, noe som ikke vil påvirke høyden til dybdehjulet nok til at spaden vil få feil høyde. Derfor er dette en akseptabel nedbøyning.

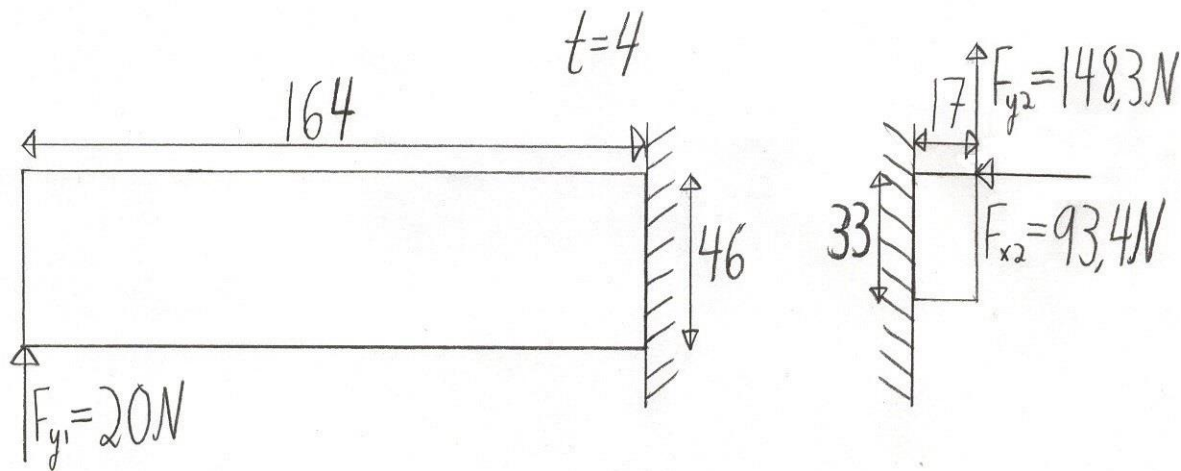


Figur 9.1.3: Viser nedbøyning i sideplata (mm).

Tabell 9.1.2: Resultater fra Ansys Workbench

Beskrivelse av resultat	Verdi
Største spenning ved opplagring til fremre del (gjennomgående)	3,4 – 4,0 MPa
Største spenning ved opplagring til bakre del (gjennomgående)	4,0 – 4,7 MPa
Største nedbøyning	0,01 mm

For å undersøke om resultatene fra Ansys Workbench stemte, ble det til slutt gjort håndberegninger på sideplatene. Sideplata ble regnet som to deler som var fast innspent, siden de skal sveises fast i ramma til stroppefjernereren. På hver side ble det benyttet samme høyde som sideplata vil ha der sveisen begynner. På venstre side ble kraften fra dybdehjulet satt på i samme avstand fra opplagringen, som er mellom dybdehjulet og ramma til stroppefjernereren. På høyre side ble kreftene som virker på hengselet satt på i samme avstand fra opplagringen, som er mellom hengselet og ramma til stroppefjernereren.



Figur 9.1.4: Viser beregningsmodell for sideplate. Foran på sideplaten er til venstre i figuren. (Mål i mm)

Beregner største spenning i sideplate forårsaket av dybdehjul

-Største bøyemoment:

$$M_b = F \cdot l = 20 \cdot 164 = 3280 \text{ Nmm} \quad (4.6\emptyset)$$

-Annet arealmoment:

$$I = \frac{BH^3}{12} = \frac{4 \cdot 46^3}{12} = 32445 \text{ mm}^4 \quad (4.11G)$$

-Største bøyepening:

$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot y}{I} = \frac{3280 \cdot 23}{32445} = 2,33 \text{ MPa} \quad (4.14M)$$

Dette stemmer godt med Ansys Workbench, som viser spenninger mellom 3,4 og 4,0 MPa.

Beregner største spenning i sideplate forårsaket av hengsel

-Største bøyemoment:

$$M_b = F \cdot l = 148,3 \text{ N} \cdot 17 \text{ mm} = 2521 \text{ Nmm} \quad (4.6\text{Å})$$

-Annet arealmoment:

$$I = \frac{BH^3}{12} = \frac{4 \cdot 33^3}{12} = 11979 \text{ mm}^4 \quad (4.11H)$$

-Største bøyepening:

$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot y}{I} = \frac{2521 \cdot 16,5}{11979} = 3,47 \text{ MPa} \quad (4.14N)$$

-Største trykkspenning:

$$\sigma_t = \frac{F}{A} = \frac{93,4}{4 \cdot 33} = 0,708 \text{ MPa} \quad (4.43P)$$

-Største spenning:

$$\sigma_{tot} = \sigma_b + \sigma_t = 3,47 + 0,708 = 4,18 \text{ MPa}$$

Dette stemmer godt med Ansys Workbench, som viser spenninger mellom 4,0 og 4,7 MPa.

9.2 Modellering av knivrulle i Ansys Mechanical APDL

Siden man under håndberegninger var usikker på hvordan kreftene fordeler seg over rullelagrene, ønsket man å ha noe sammenlikningsgrunnlag for bedre kontroll. Det var en viss fare for at lagrene var for store i forhold til største belastning fra knivrollen. I følge SKF fikk de forkortet levetid dersom nålene inni lageret gled mot dårlig smørefilm, istedenfor å rulle. Det var også ønskelig å sammenlikne noen av de andre utregningene man hadde gjort (som f.eks. nominell spenning.)

- Man startet med å legge inn to ulike tverrsnitt spesifisert som Beam 188 med Cubic Form. Tverrsnittene hadde tilnærmet form som en sirkel med radius på 10 mm og 35 mm. (Disse skulle brukes for senere meshing, valgt som ulike «sections».)

- Man la også inn «Material Properties» for EN 1.4542, hvor E-modulen var lik 197 GPa og Poisson's ratio lik 0,272.

- «Keypoints» ble lagt inn fra 1-7, hvor det siste skulle styre retningen på bjelkeelementene.

Kp: x, y
1: 0, 0
2: 9, 0
3: 44, 0
4: 45, 0
5: 69, 0
6: 147, 0
7: 74, -60

- Mellom punktene ble det laget linjer 1-5. Disse ble forfinet manuelt med «NDIV» satt til 3. Deretter skulle man gjøre om linjene til elementer, ved å bruke «Mesh». Linje 2 fikk diameter på 70 mm, mens linje 1, 3, 4 og 5 fikk diameter på 20 mm. «Common sections» hadde man tidligere satt til 24, slik at hvert akselement fikk et sirkulært tverrsnitt.

- Man bestemte opplagringene under «Apply structural displacement»:

Keypoint 1 ble låst i z-retning.

Keypoint 3 ble låst i x- og z-retning.

Keypoint 4, 5 og 6 ble låst i y- og z-retning.

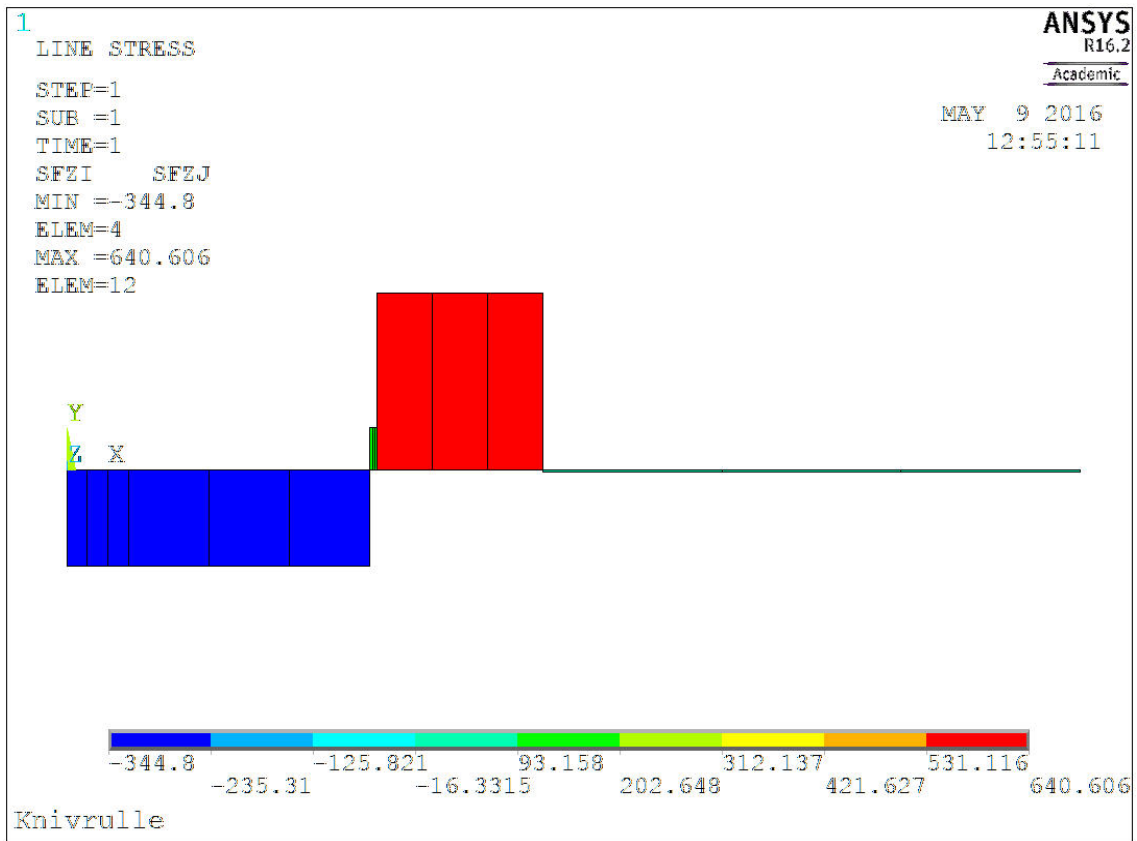
Alle keypoints ble låst mot rotasjon om x-aksen.

- Det ble satt på krefter med «Apply structural force» i y-retning, med -344.8 N på keypoint 1 og 500 N på keypoint 3.

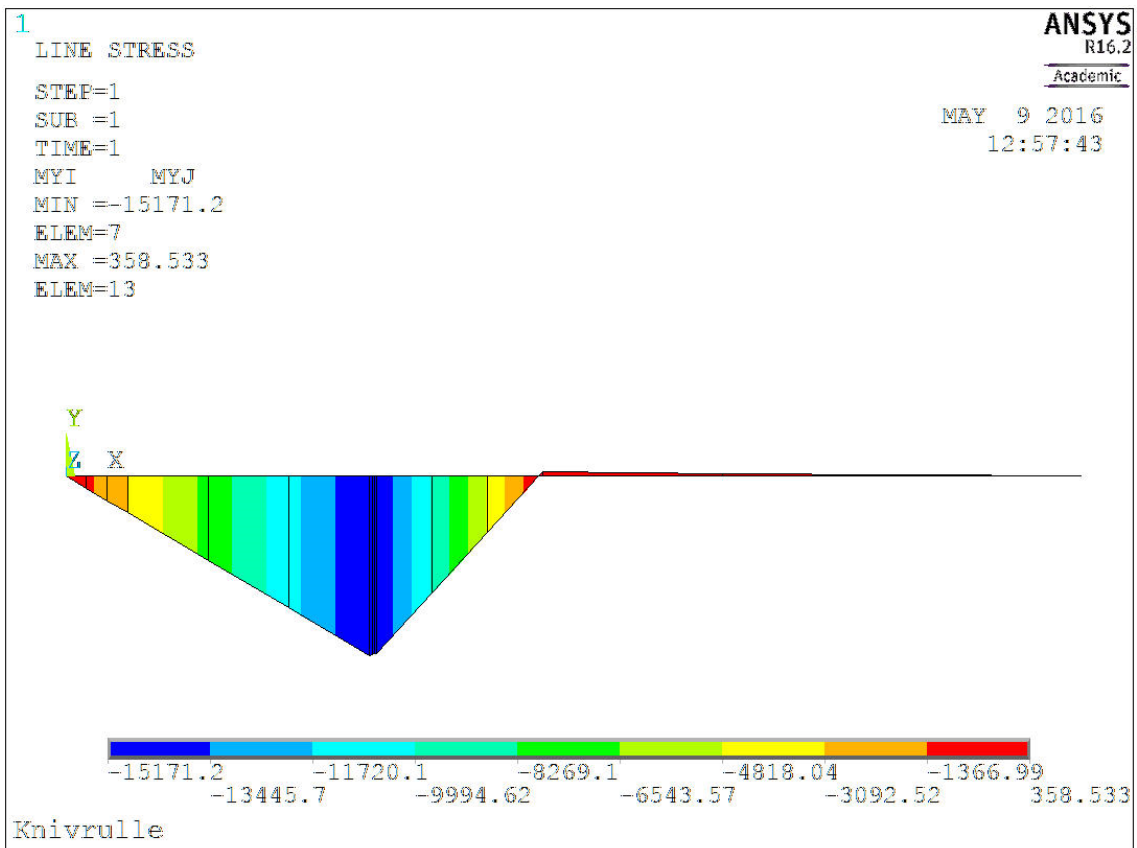
- Kommentarer til resultatene: Man så at normalkraften på lageret, bøyemomentet og nominell bøyepening hadde små avvik fra håndberegningene. Dette kan skyldes at man gjorde en forenkling med plasseringen av keypoints i forhold til lagrene, da de var punkter istedenfor flater. De ble laget slik at det ble riktig avstand mellom lagrene, samt 1 mm avstand mot enden på motorfeste.



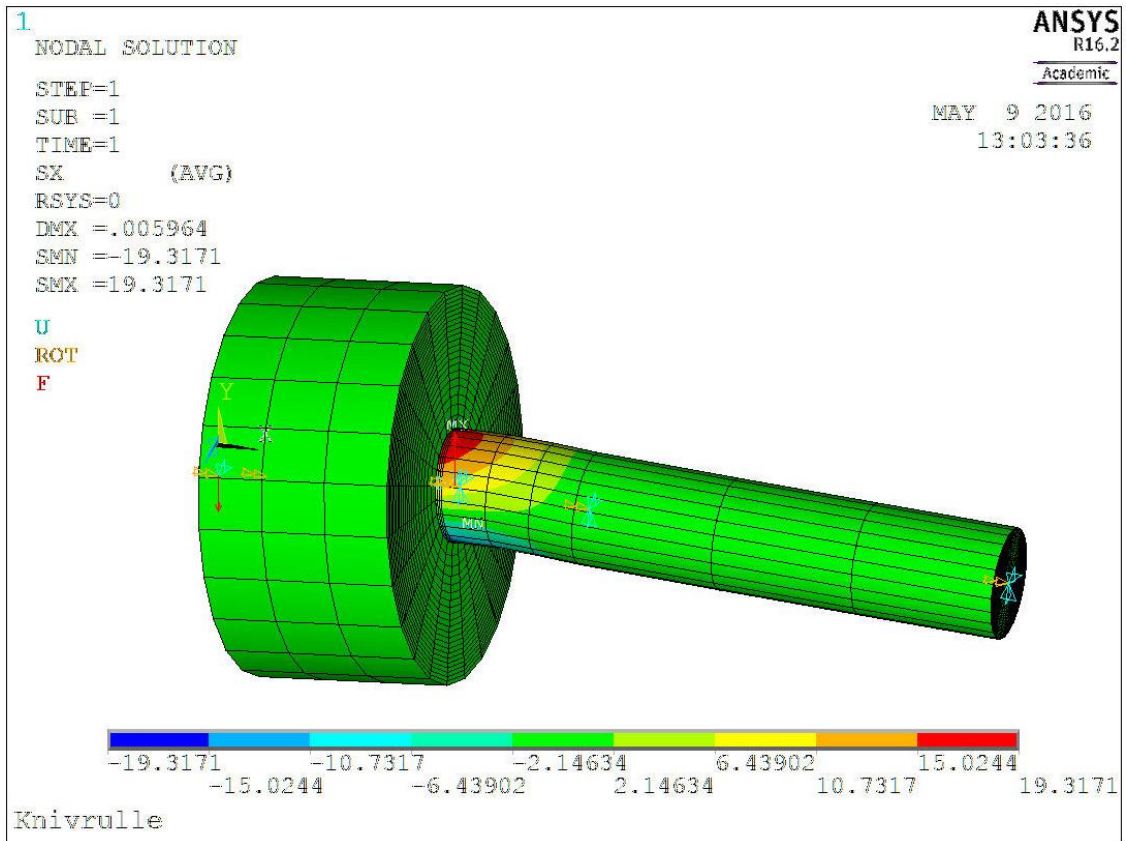
Figur 9.2.1: Her ser man en oversikt over keypoints. Deformasjonslinjen måler ubetydelig lavt.



Figur 9.2.2: Beregnet lagerkraft som var 653,1 N, er her på 640,6 N.



Figur 9.2.3: Beregnet maks moment som var 15675,2 Nmm, er her på 15171,2 Nmm.



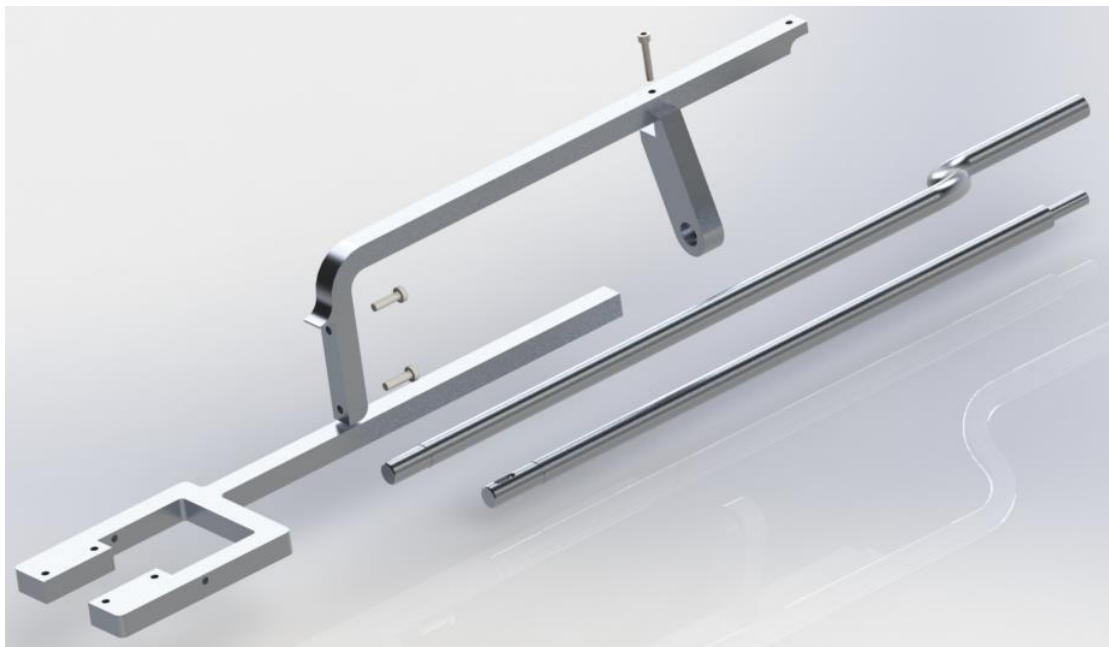
Figur 9.2.4: Beregnet nominell bøyespenning som var 19,8 MPa, er her på 19,3 MPa.

10. Produksjon av funksjonsprototype

Utformingen av stroppefjernerer så langt er basert på enkle felttester som ble gjort i starten, og hvordan vi som konstruktører antar at de ulike delene vil fungere. Dette er antagelser som for eksempel gjelder stivheten til stroppene, friksjon mellom stropper og gummiknotter og hvorvidt stroppene vil følge med når knivrulla sveives rundt. Alt dette er faktorer som er svært vanskelig å forutsi, og man er derfor helt avhengig av å gjøre tester. Derfor var det ønskelig å lage en prototype. 08.04.2016 ble det avholdt møte med Josef Filtvedt ved Dynatec AS. Under dette møtet ble det bestemt at det skal lages en funksjonsprototype. Det er særlig to faktorer som er svært usikkert når det gjelder utformingen av stroppefjernerer. Den ene er om den alltid vil klare å komme under stroppene og presse de over spaden, og hvilken dybde rytteren bør ha. Den andre er om knivrulla vil fungere slik den er tenkt. Det er fortsatt usikkert om knivrulla vil klare å kutte svært stramme stropper, og om de vil følge med når den sveives rundt ^{4, 27)}.

10.1 Visualisering

Vi kom til slutt fram til at funksjonsprototypen skal være en manuell maskin. Hensikten er å produsere bare noen av delene, slik at det kan testes om de fungerer slik de er ment å fungere. Luftsylinderen er erstattet med to momentarmer. Den ene festes i motorplata, og den andre i spaden. På denne måten kan man manuelt presse knivrulla mot den nedre rullen, og det kan gjøres målinger av kreftene som må til for å kutte stroppene. Motoren er erstattet med sveiv, og en aksel for innfesting av drill. Dermed kan knivrulla testes under ulike press og ulike hastigheter. Momentarmene, sveiva og drillakselen produseres i aluminium. Siden det er usikkert hvor dypt rytteren trenger å gå i isoporkassene, produseres det en 1 mm og en 1,5 mm rytter.



Figur 10.1.1: Funksjonsprototypen sett skrått ovenfra. Viser bare de delene som kun benyttes til funksjonsprototypen, og som ikke skal brukes videre i et eventuelt ferdig produkt. Til venstre er momentarmene, og til høyre er sveiva og akselen for innfesting av drill.



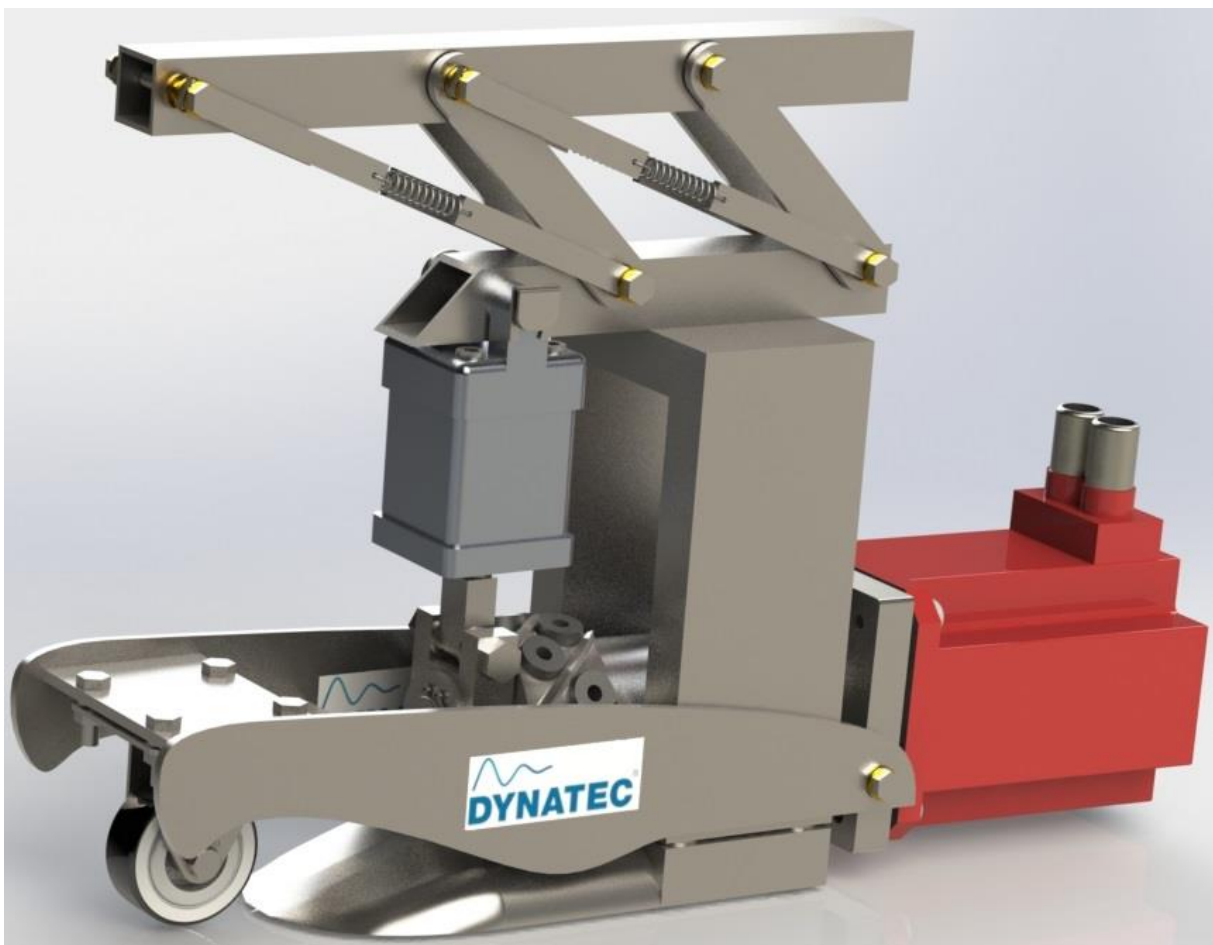
Figur 10.1.2: Funksjonsprototypen sett skrått ovenfra.

11. Presentasjon av løsning

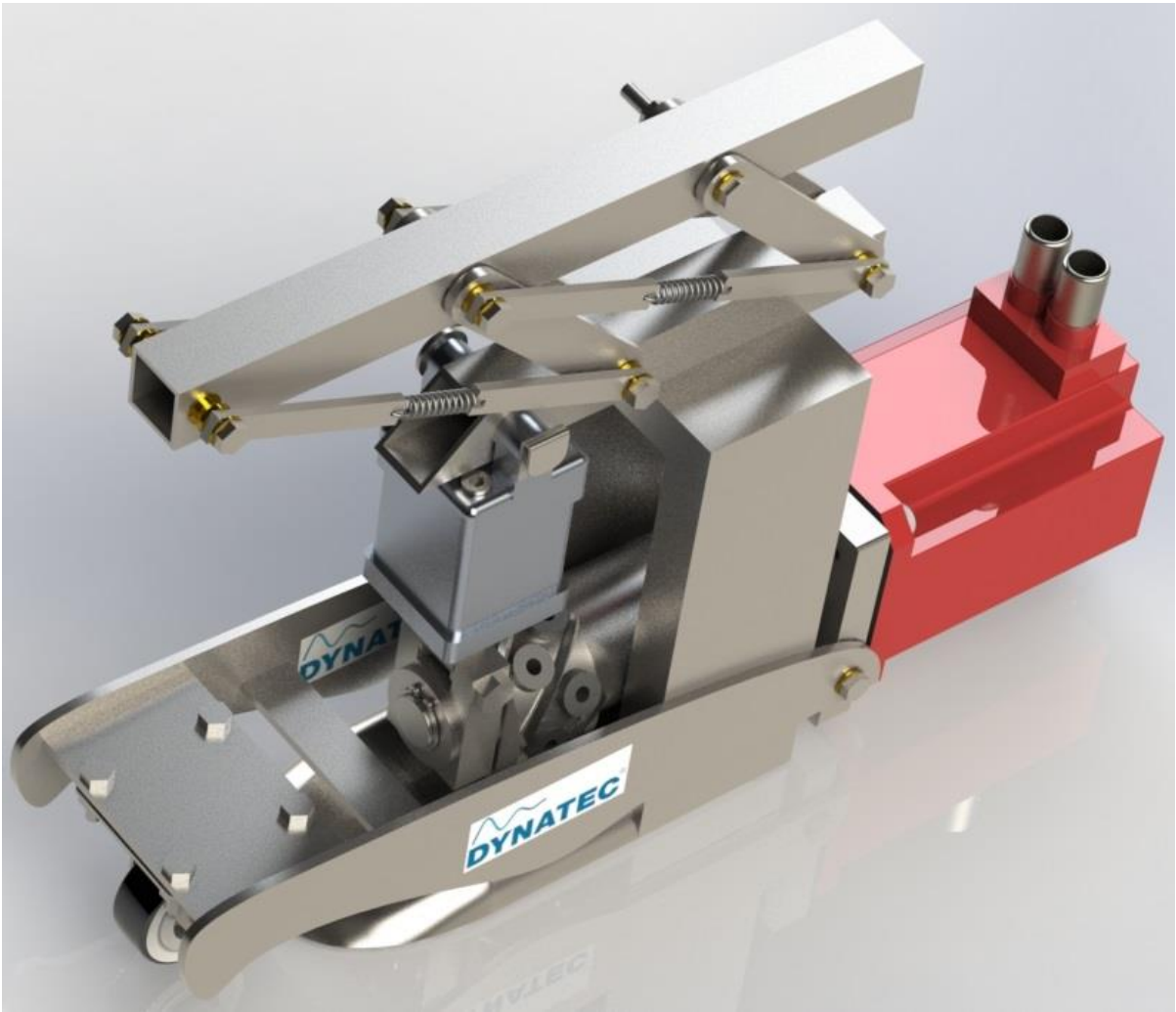
I dette kapitlet vises først hvordan den endelige prototypen vil se ut, og hvordan den fungerer i en fabrikk. I tillegg vises eksplosjonstegninger av hvordan den monteres. Videre er det oversikt over kostnader ved å produsere prototypen og forbedringer som kan gjøres.

11.1 Visualisering

Stroppefjernerens har blitt tegnet i Solidworks. Motoren er farget rød, ellers har alle elementene farge etter hvilket materiale som er valgt. På sideplatene er logoen til Dynatec satt på. Alle bildene er rendringer som er laget i Solidworks.



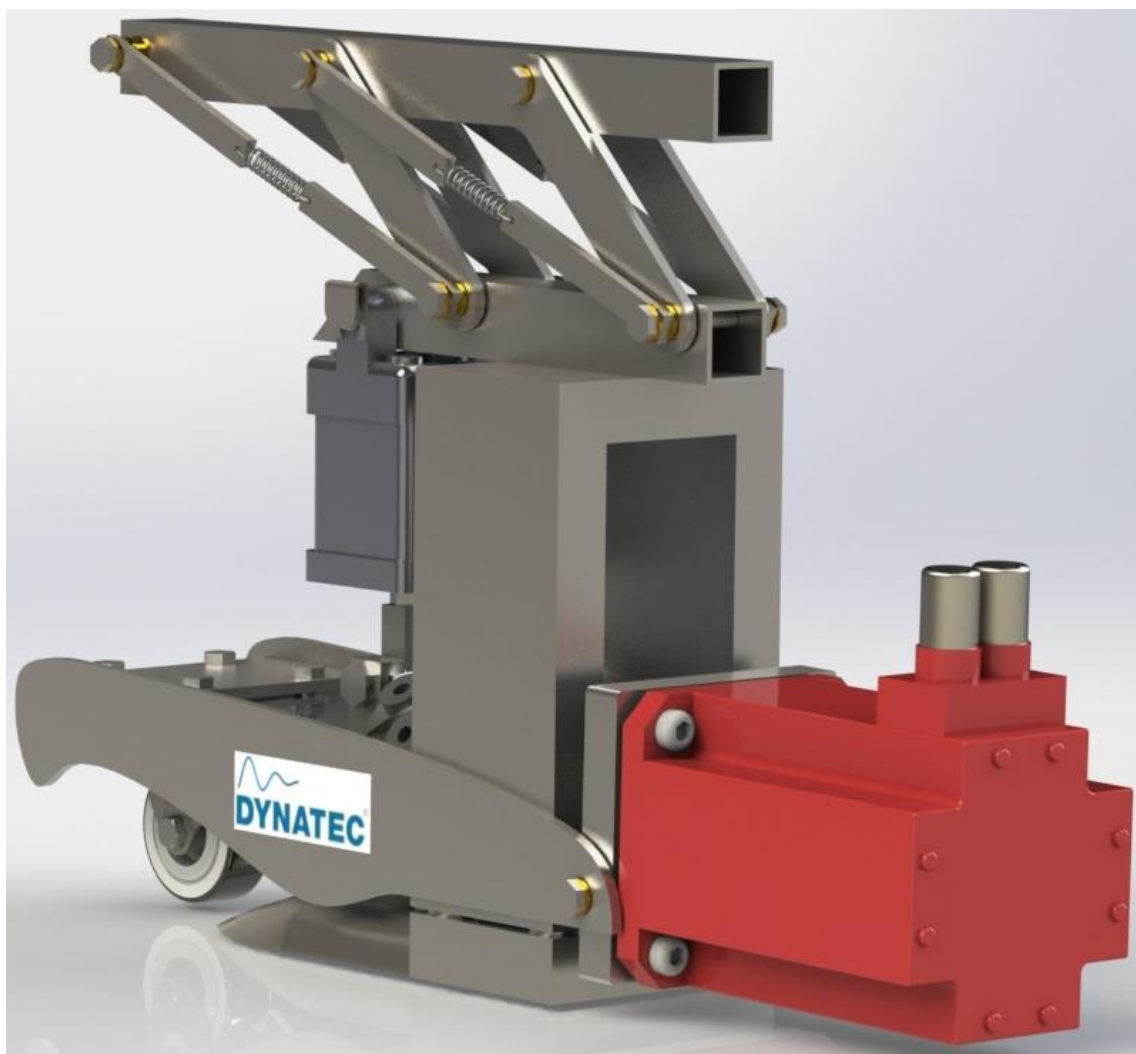
Figur 11.1.1: Stroppefjernerens sett fra siden.



Figur 11.1.2: Stroppefjernerens sett ovenfra.



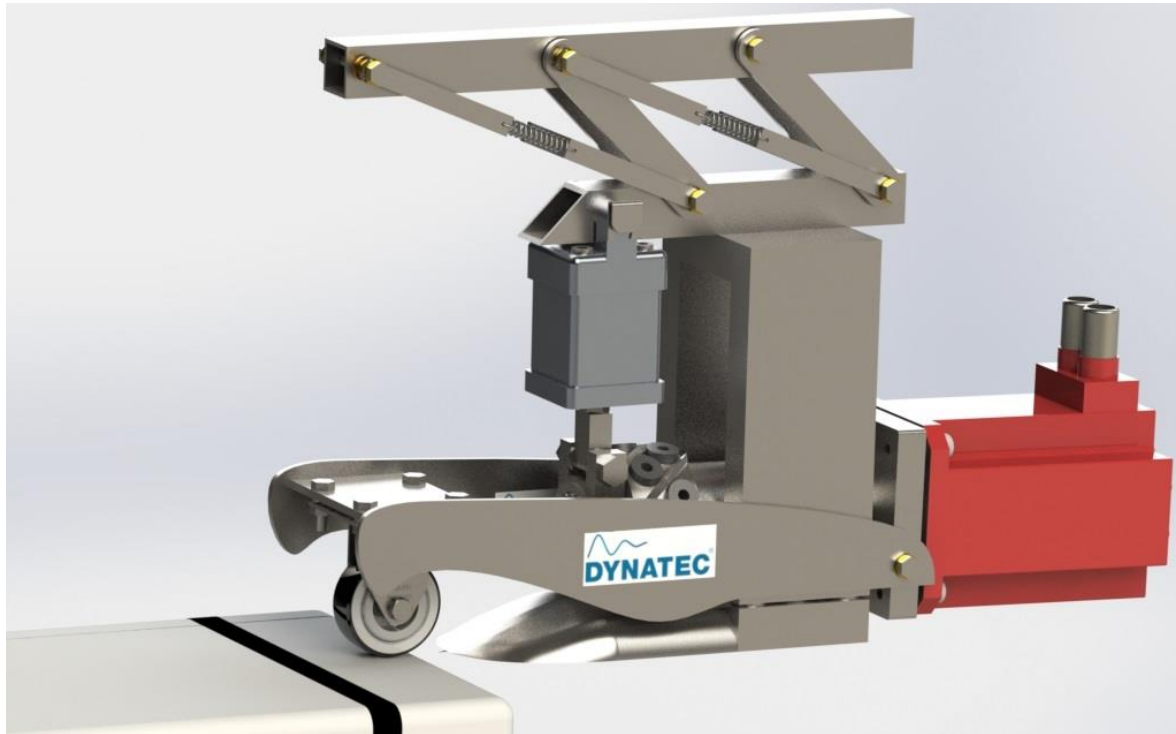
Figur 11.1.3: Stroppefjernerens sett nedenfra.



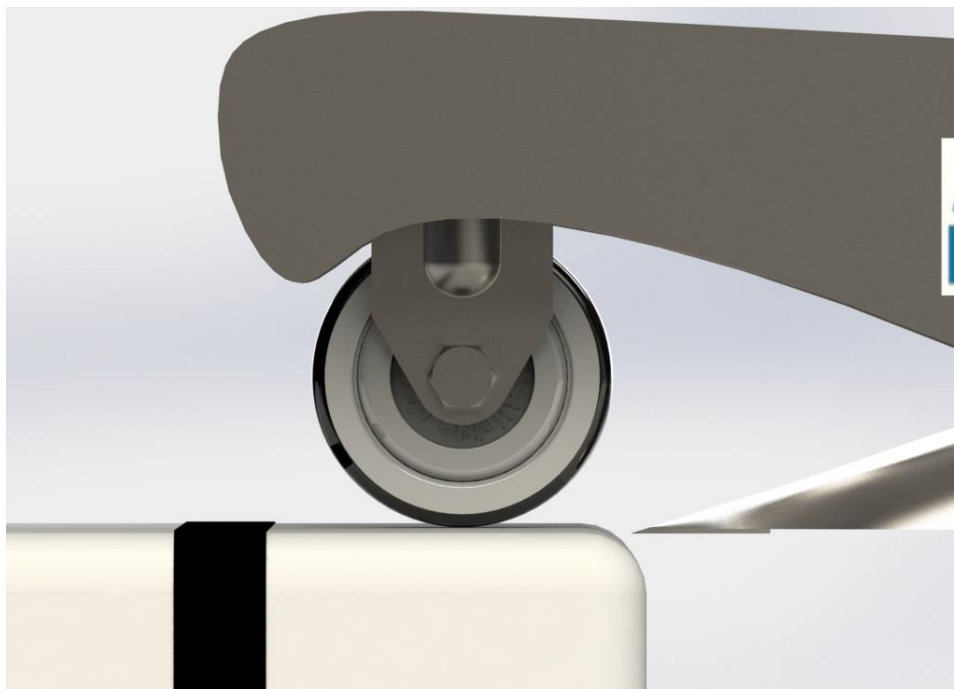
Figur 11.1.4: Stroppefjernerer sett bakfra.



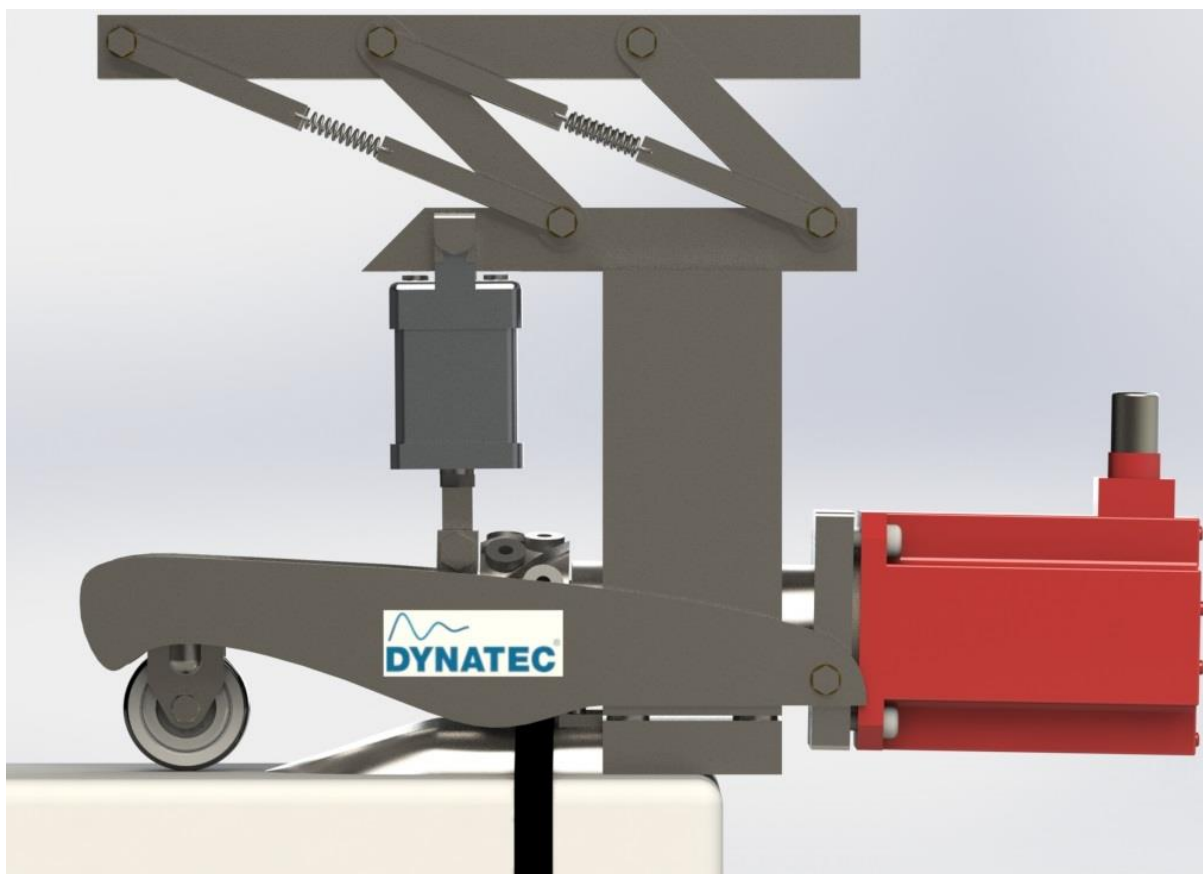
Figur 11.1.5: Her ser man hvordan stroppefjernerer vil fungere i en fabrikk. Stroppefjernerer står i ro, mens den hvite fiskekassa beveger seg mot venstre i bildet. Når den første stroppen er fanget opp og kvernet, går den videre til neste stropp.



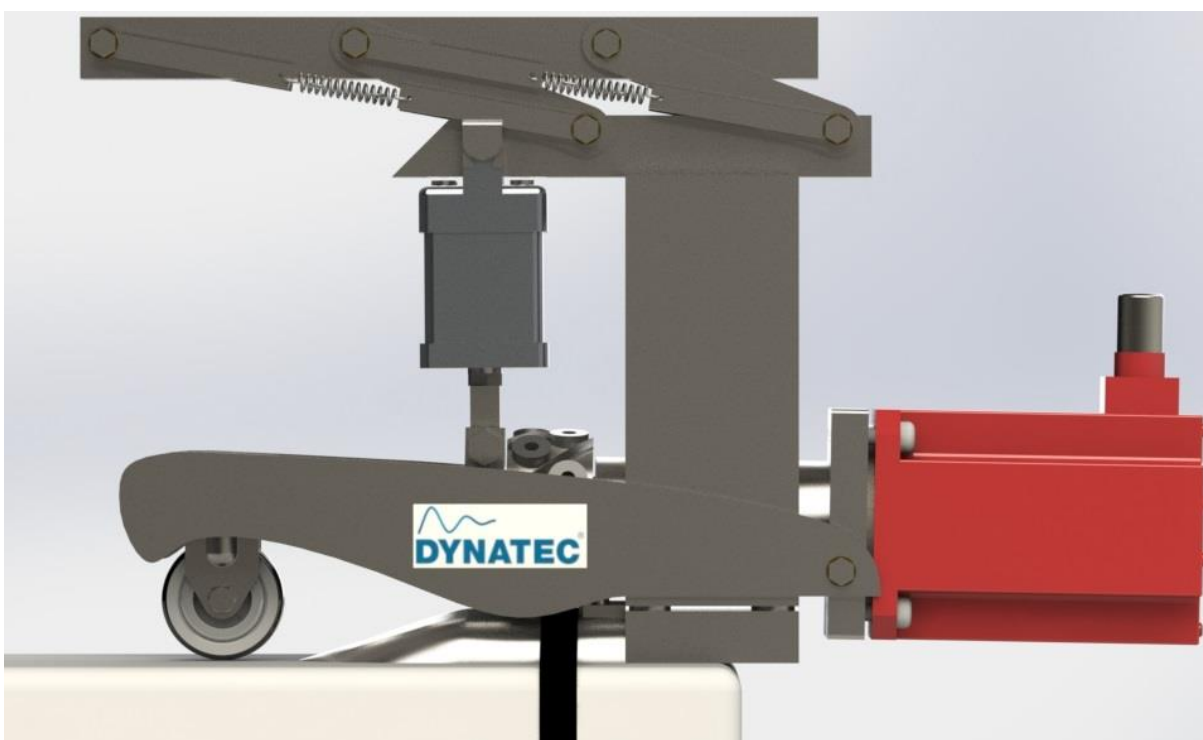
Figur 11.1.6: En robotarm beveger fiskekassa mot stroppefjerner. Deretter beveges fiskekassa mot høyre i bildet. Dermed sørger dybdehjulet for at stroppefjerner kan fjære inn noe, dersom fiskekassa er større enn de andre eller sitter skjevt i robotarmen.



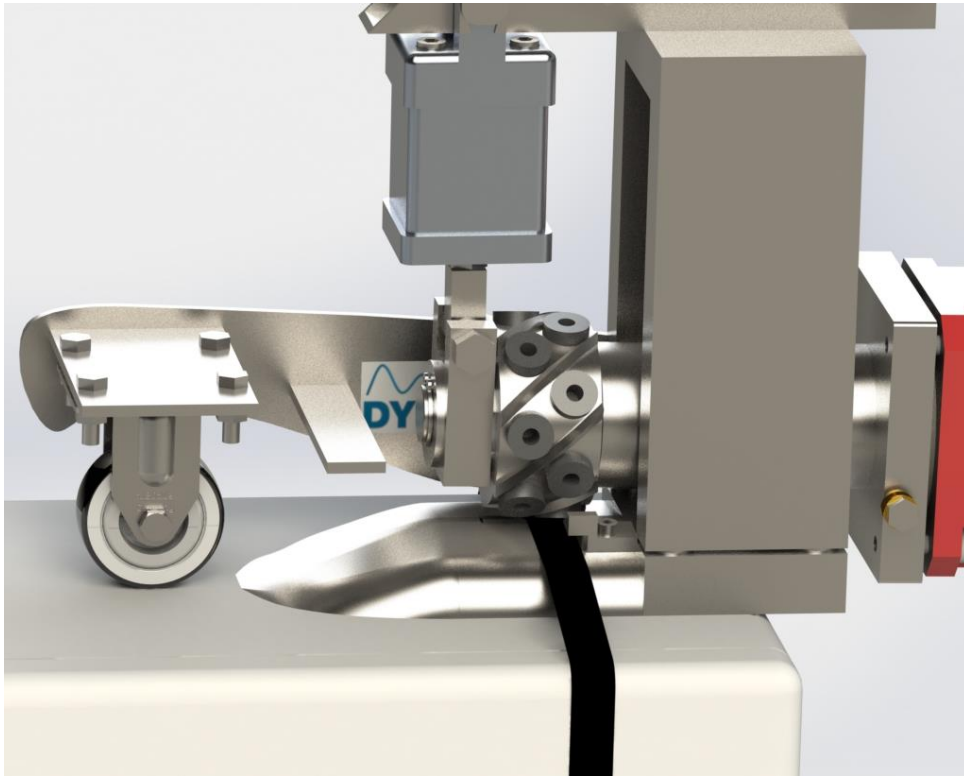
Figur 11.1.7: Her ser man at dybdehjulet sørger for at stroppefjerner fjærer inn, slik at spaden og rytteren ikke butter i kanten på fiskekassa. Denne måten å bevege fiskekassa på, sørger for at stroppene vil fanges opp av spaden uansett om de sitter helt i enden av fiskekassa.



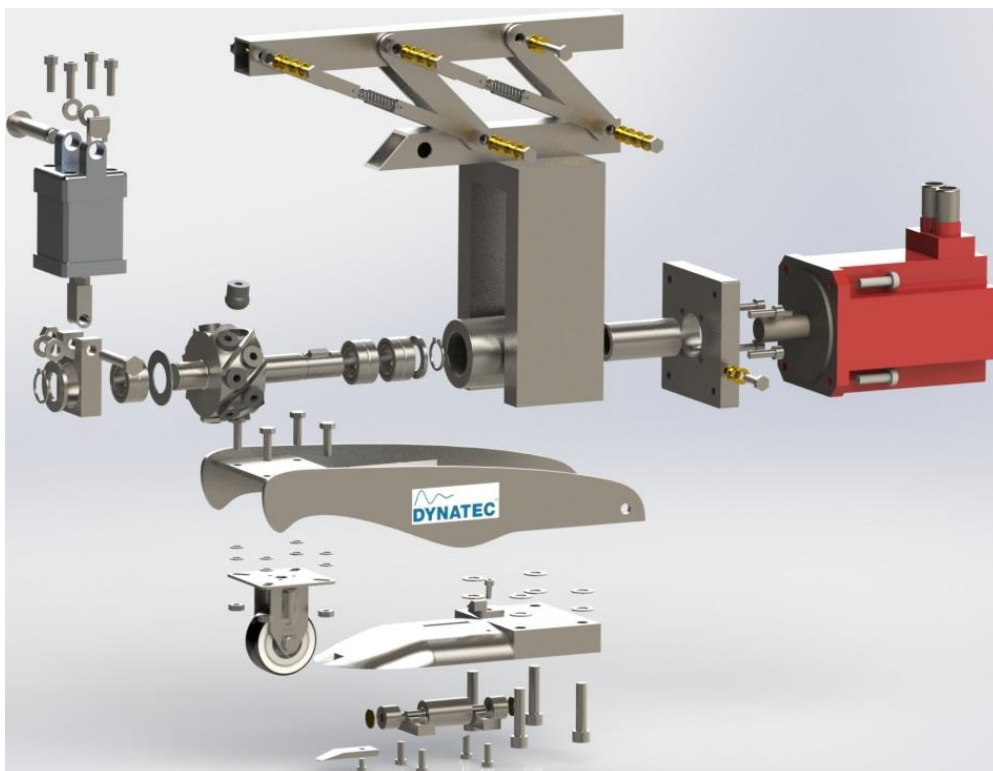
Figur 11.1.8: Viser dempingssystemet til stroppefjernereren når det står i 45° vinkel.



Figur 11.1.9: Viser dempingssystemet til stroppefjernereren når det er presset helt sammen



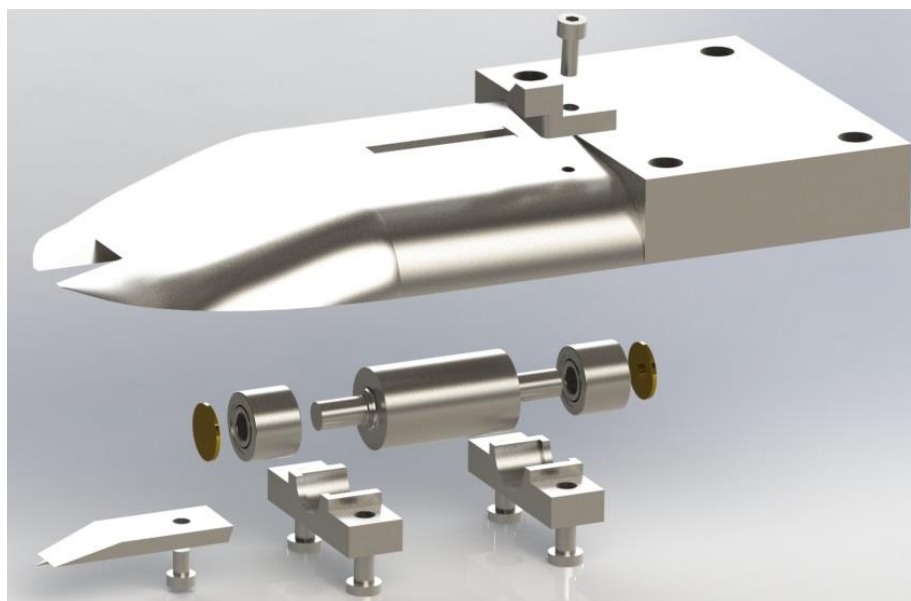
Figur 11.1.10: Den ene sideplaten er fjernet, slik at det er lettere å se hele prosessen. Stroppen har blitt i styreplata, deretter skal knivrolla presses ned før den begynner å rotere.



Figur 11.1.11: Eksplosjonstegning med alle delene som inngår i prototypen av stroppefjerner.



Figur 11.1.12: Eksplosjonstegning som viser knivrulle, motorfeste, motor, hylse, lagerhus og diverse lagre og låseringer.



Figur 11.1.13: Eksplosjonstegning som viser spade, nedre rull, rytter, styreplate, lagerhus, lagre og messingskiver.

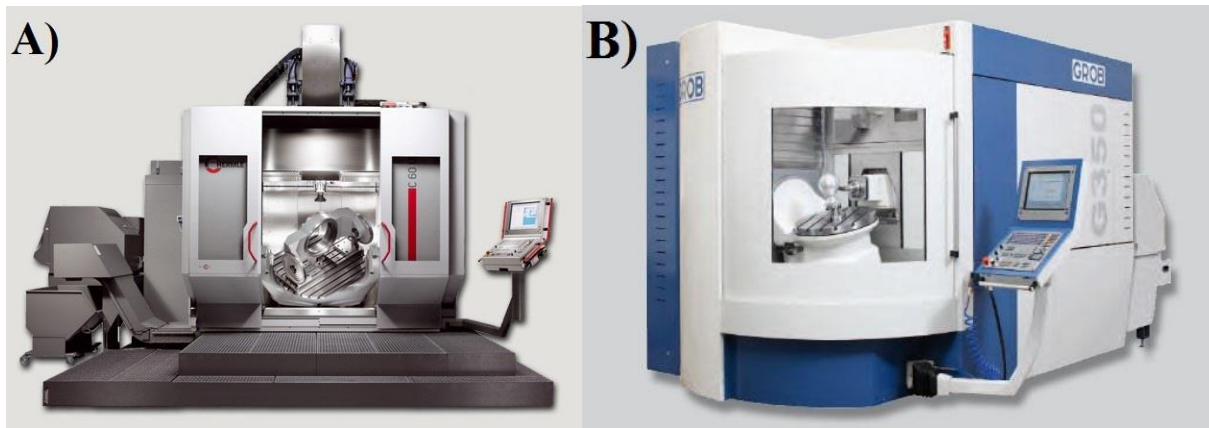
11.2 Produksjonsmetoder

Tabell 11.2.1: Produksjonsmetodebeskrivelse for delene til prototypen, rangert med samme nummer som sammenstillingstegningen. Noen av delene er like.³¹⁾

<p>(1) Lagerhus: En kloss eller et flattstål (50 x 12 mm) i syrefast kvalitet freses ut i en CNC styrt fres. Man starter med å spenne opp flattstålet. Deretter freses de to M5 hullene ut, samt lagertoleransen, fra to ulike akser. Siden undersiden skal slipes for å bli glatt og hullene skal forsenkes, kan man gjøre dette i to oppspenninger (hvis man ikke bruker en 5-akse fres). Da kan hullene brukes til å sentrere delen. Til slutt kappes biten av i enden som har grovest overflateruhet. Arbeidstid er ca. 1 – 2 timer.</p>
<p>(2), (4), (7), (12) Skiver: Skivene vil ha ulik utforming og materiale, avhengig av hva de skal brukes til. Det som er felles for de er at man bruker en CNC styrt dreiebenk med «stangmater». Det som er mest tidkrevende er programmeringen for første enhet og det å skifte materialemnet. Det blir lønnsommere jo flere man lager, da de neste skivene blir laget på sekunder. Arbeidstid for alle skivene er likevel ca. 2 timer. Generelt for CNC maskiner bør det tas høyde for at det kan bli gjort feil på de første enhetene.</p>
<p>(3) Nedre rull: Også denne delen blir laget i CNC styrt dreiebenk. Her kan det være gunstig å «dreie bolt på spiss» for å forsikre seg om at overflateruheten blir fin nok, da den er vesentlig lengre enn en skive. Hvis man skal ha hjørner vil disse stå i samsvar med skjærestålet, som også har en radius. Hvis denne blir for liten, vil skjærestålet knekke fortere når den får stor belastning i et hjørne, og produksjonen kan gå tregere og blir dyrere pga. feil. Små radier er også uønsket med tanke på levetid for delen. Arbeidstid er ca. 1 time.</p>
<p>(5), (14) Rytter: En kloss eller flattstål (50 x 25 mm) freses i en CNC-fres. Det blir kanskje nødvendig å lage en spesialtilpasset oppspenning. Dette er gjerne ekstra tidkrevende, men sparer verdifull tid ved senere produksjon. Det er spesifisert på arbeidstegninger at den skal passe med spaden, slik at den som maskinerer tar høyde for dette, da det her er lett å gjøre feil. Siden det kun er små forskjeller på knivene til rytterne, lages den andre raskere. Arbeidstid er ca. 2 – 3 timer.</p>
<p>(6) Spade: En plate med tykkelse 25 mm grovskjæres med vannskjærer, og deretter freses fra oversiden i en CNC-fres. Delen er komplisert, på grunn av utfresingen til nedre rulle, som kan kreve at man bruker en 5-akset fres. Det kreves også minimum 2 oppspenninger, siden alle flater skal maskineres. Arbeidstid er ca. 5 – 6 timer.</p>
<p>(8) Sideplate, (9) Plate dybdehjul, (10) Plate sensor: Delene vannskjæres ut fra en 4 mm plate, før de sveises sammen. Hullene til dybdehjulet kan lages i vannskjæreren. Hullet til hengselet bør derimot bores etter sveisingen, for å forsikre at de har rett vinkel og fin nok toleranse, slik at hengselet ikke får høy friksjon. Arbeidstid inklusiv sveisearbeid er ca. 2 – 3 timer.</p>
<p>(11) Styreplate: Denne kan raskt lages fra en kloss eller flattstål i en 5-akse CNC-fres. Det er spesifisert på arbeidstegninger at den skal passe med spaden, som bør produseres først siden den er vanskeligst å lage. Arbeidstid ca. 1 time.</p>

Tabell 11.2.1: Fortsettelse

<p>(13) Gummiplugg: Dreies hos f.eks. «Otto Olsen» som dreier plast og gummi. Når man dreier polyuretan kan det lønne seg å fryse det ned først, slik at det blir renere kutt fra skjæret. Man kan kjøpe ferdig polyuretanaksel som holder en høyere standard mot produksjonsfeil, enn om man støper i spesiallagd silikonform. (Vanlige feil ved støping er i form av krymp, luftbobler eller ukonsis hardhet. Om støping blir aktuelt, bør man forsikre seg om at det gjøres av en veletablert aktør, som f.eks. produserer etter «offshore standard».) Forhåndsavtalt pris er 110 kr/stk for dreiningen.</p>
<p>(15) Hylse: Bolt på 30 mm dreies i en CNC-dreiebenk, før man bruker spesialverktøy for kilespor. Arbeidstid ca. 1 – 2 timer.</p>
<p>(16) Knivrulle: Bolt på 75 mm dreies i helautomatisk CNC-dreiesenter med roterendeverktøy (5-akse). Delen er komplisert, på grunn av de skrå knivene og hullene til gummipluggene. Disse vil man lage med en kulefres (kalt «lollipop» siden den har tynnere festeaksel) med kulediameter på 14 mm. Denne vil gå ned og rotere med offsett radie på 2 mm, for å lage et hull med større diameter nede i hullet. Man kan overflate/nitriherde ved 540 °C, eller evt. bruke et forhåndsherdet stål, som også gjør at hastigheten på kuttene går litt senere. Arbeidstid er ca. 5 – 6 timer.</p>
<p>(17) Motorfesteplate: En plate eller et flattstål med tykkelse på 20 mm grovkappes i vannskjærer, før den CNC-freses. De innerste M6 hullene kan brukes som styrehull for oppspenningen, slik at man får sentrert styreflensen til motoren. Til slutt freses gjengehullene for hengslene. Arbeidstid er ca. 2 – 3 timer.</p>
<p>(18) Motorfestesylinger: En massiv bolt dreies i et CNC-dreiesenter med roterendeverktøy og subspindel, som kan gripe og maskinere akselen automatisk fra begge ender. Dette behøves for å lage flensen som lagrene sitter mot, hvis man ikke ønsker å gjøre det i to oppspenninger. Til slutt bores og gjenges M6 hullene. Arbeidstid er ca. 1 – 2 timer.</p>
<p>(19), (24) Hulprofil: Passende hulprofil på 25 x 25 x 2 mm kjøpes ferdig og kappes i båndsg. Deretter freses eller bores nødvendige hull, før den eventuelt sveises fast i riktig posisjon. Sveiseprosedyren gjøres med TIG. Glødeskallet og på profilet slipes på gjeldende steder, før delen spennes fast i riktig posisjon. Riktig sveisetråd og gass brukes, og det kan lønne seg å starte med punktveiser på begge sider, så man slipper at stålet drar seg til en side når det avkjøles. Arbeidstid er ca. 2 – 3 timer.</p>
<p>(20), (21) Nedre festeledd 1 og 2: En kloss eller flattstål (40 x 20 mm) spennes opp i en 5-akset CNC-fres. Arbeidstid er ca. 1 – 2 timer pr. del.</p>
<p>(22), (23) Smalt- og Bredt dempestag: Plate eller flattstål på 4 mm grovkappes i vannskjærer, før man finbearbeider hullene i en CNC-fres. Arbeidstid ca. 1 – 2 timer.</p>
<p>(25) Ramme: Vannskjæres fra en massiv kloss, før man spenner den opp i en CNC-fres, hvor man lager M8 hullene. Arbeidstid ca. 1 – 2 timer.</p>



Figur 11.2.1: A) 5-akse CNC-fres fra Hermle. B) GROB. Disse lages i Tyskland og er regnet for å være det flotteste man får kjøpt i dag. De er omtalt som mer presise og hardføre enn rimeligere konkurrenter.^{42), 43)}

Tabell 11.2.2: Produksjonsmetodebeskrivelse for delene i aluminium til funksjonsprototypen.

Akselholder til momentarm:

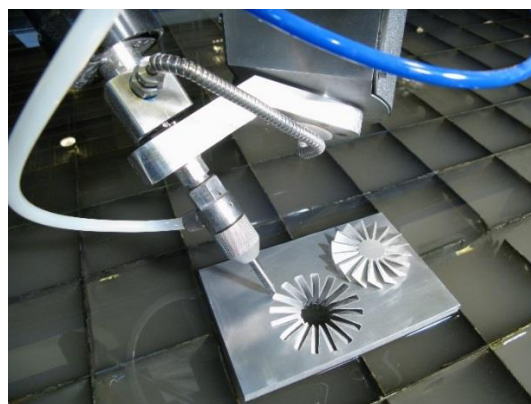
En kloss eller flattstål kan grovskjæres i vannskjæringen, hvor man legger til litt gods på flater med fin overflateruhet, siden vannskjæringen har litt avvik på skrå. (Hvis ikke flatene blir riktig står akselen på skrå og entrer dårlig.) For å gjøre det enklere å sentrere delen under oppspenning i CNC-fresen, lager man to ekstra hull parallelt med hullet til akselen med vannskjæringen. I CNC-fresen tar man noen fine kutt på disse flatene, før man lager M6 gjengene. Eventuelt kan hele delen freses ut, da vannskjære kan være dyrere enn å frese. Man spesifiserer at den skal passe på momentarm motorfeste. Arbeidstid ca. 2 – 3 timer.

Momentarm motorfeste og spade:

Denne lages på tilsvarende måte som akselholderen med vannskjærer og CNC-fres. Man går til slutt over med en vinkelsliper med pusseskive, for å runde hjørner, da vannskjæringen etterlater skarpe kanter, som er ugunstig der man skal holde. Arbeidstid ca. 2 – 3 timer.

Drillaksel og sveiv:

Bolt med Ø20 mm maskineres i enden for riktig diameter, samt et kilespor i en CNC-dreibenk. Deretter brukes en automatrørbøyer for å lage bøy på sveiven. Arbeidstid ca. 1 – 2 timer.



Figur 11.2.2: 5-akse vannskjærer slik de har på Dynatec. Delen på bildet er kun ment som en illustrasjon på hva som er mulig.⁴⁴⁾

11.3 Enhetskostnader for prototype

Tabell 11.3.1: Tabellen viser enhetskostnaden for prototypen. Det er gjort et overslag på materialer som kjøpes inn, da det hovedsakelig er maskineringsarbeidet som tar tid. Man har gått ut i fra standard timesatser som Dynatec operer med. Små CNC-maskiner ligger på 700 NOK/t, mens store ligger på 1000 NOK/t.³¹⁾ Man tok utgangspunkt i å bruke maksimal antatt tid. I tillegg er det regnet en halv time programmeringstid på CNC-maskiner. Antar at skruer og materiell må kjøpes i minste kvantumsforpakning/lengder. Det er likevel mulig at mye av dette allerede er på lager hos Dynatec. Konseptutviklingskostnader er ikke tatt med, siden studenter jobber gratis. Prisene på råmaterialer er hentet fra Tibnor.¹⁷⁾

Arbeidskostnader:	Enhetspris:	Timer:	Antall enheter:	Delsum [NOK]:
Kapping	800	1		
Små CNC-maskiner	700	6		
Store CNC-maskiner	1000	44		
Programmeringsarbeid	800	18		
Sveisearbeid	800	3		
Overflateherding	800	1		
Manuell sliping	800	1		
Materialtransport til CNC	800	2		
Montering	800	2		
Delsum				70 600
Materialer og deler:				
Skruer	6		50	
Mutter	0,5		200	
Stålskive	1		100	
Hulprofil 25x25x2 mm	111		6	
Dybdehjul	225		1	
Kulelager (SKF)	460		5	
Seegerring	20		2	
Kilestål	125		4	
Fjær (Lesjøfors)	50		4	
Øvre feste (FESTO)	304		1	
Luftsylinder (FESTO)	1000		1	
Motor og frekvensomformer	14 723		1	
Gummiplugg (Otto Olsen)	110		14	
Plate syrefast 25 mm	21 063		1	
Plate syrefast 4 mm	3347		1	
Bolt høyfaststål Ø75 mm	4014		4	
Bolt messing Ø35 mm	1280		4	
Bolt syrefast Ø25 mm	361		4	
Bolt syrefast Ø30 mm	519		4	
Flattstål syrefast 50x12mm	485		4	
Flattstål syrefast 50x25mm	904		4	
Delsum				76 660
Faste kostnader:				
Innspenningsbraketter	800		4	
Programmere motorstyring	20 000		1	
Plate aluminium 20 mm	18 944		1	
Bolt aluminium Ø 20 mm	130		6	
Delsum				42 924
Totalsum prototype:				190 184

Tabell 11.3.2: Tabellen viser enhetskostnaden når man produserer 10 enheter av prototypen, slik den er nå. CNC-maskiner er mye brukt, som gjør at det går vesentlig raskere når man skal produsere flere. Derfor har man forenklet og lagt til ca. 2 timer for hver del. Ekstra kompliserte deler (spade og knivrulle) vil trenge 9 timer ekstra hver. Materialer er også kjøpt i større mengder enn hva man i utgangspunktet trenger for en enhet, så transporten går like raskt. Man har ikke tatt hensyn til store mengder materialsvinn. Enhetskostnaden er en grovt kalkulert framstillingskostnad og på ingen måte noen salgspris.

Arbeidskostnader:	Enhetspris:	Timer:	Antall enheter:	Delsum [NOK]:
Kapping	800	3		
Små CNC-maskiner	700	12		
Store CNC-maskiner	1000	84		
Programmeringsarbeid	800	18		
Sveisearbeid	800	30		
Overflateherding	800	10		
Manuell sliping	800	1		
Materialtransport til CNC	800	2		
Montering	800	20		
Delsum				159 600
Materialer og deler:				
Skrue	6		300	
Mutter	0,5		200	
Stålskive	1		100	
Hulprofil 25x25x2 mm	111		6	
Dybdehjul	225		10	
Kulelager (SKF)	460		50	
Seegerring	20		20	
Kilestål	125		4	
Fjær (Lesjøfors)	50		40	
Øvre feste (FESTO)	304		10	
Luftsyylinder (FESTO)	1000		10	
Motor og frekvensomformer	14 723		10	
Gummiplugg (Otto Olsen)	110		140	
Plate syrefast 25 mm	21 063		1	
Plate syrefast 4 mm	3347		1	
Bolt høyfaststål Ø75 mm	4014		4	
Bolt messing Ø35 mm	1280		4	
Bolt syrefast Ø25 mm	361		4	
Bolt syrefast Ø30 mm	519		4	
Flattstål syrefast 50x12mm	485		4	
Flattstål syrefast 50x25mm	904		4	
Delsum				261 148
Faste kostnader:				
Innspenningsbraketter	800		4	
Programmere motorstyring	20 000		1	
Plate aluminium 20 mm	18 944		1	
Bolt aluminium Ø 20 mm	130		6	
Delsum				42 924
Totalsum 10 prototyper:				463 672
Enhetskostnad:				46 368

12. Prosessevaluering og diskusjon

Her blir det sagt litt om konseptutviklingsarbeidet med oppgaven, før man går igjennom viktige deler i prototypedesignet for å se hva man kunne gjort annerledes.

12.1 Konseptutviklingsarbeidet og forbedringspotensialer

Metoden til Eskild Tjalve kan her oppfattes som langtekkelig, men den lar konstruktøren få et mangfold av løsningsalternativer. Etter å ha vurdert flere idéer, kan metoden hjelpe til med å peke ut den man mener er objektivt egnet å satse på. Metoden kan også gjøre det lettere for flere å jobbe med samme prosjekt, da man systematisk ser på mulighetene og avgjørelsene som blir tatt underveis. Noen av løsningsalternativene var relativt konservative. Dynatec ønsket likevel at man satset på en mer innovativ idé som var litt mer usikker, men som samtidig kanskje kunne gi et bedre sluttresultat.

Oppgaven inneholder en del beregninger under konstruksjonsdelen. På den ene siden ser man at spenninger ligger relativt godt innenfor grensen av hva materialene tåler. På den andre siden er det vanskelig å gi et sikkert svar på hva konstruksjonen tåler, hvis man ikke har beregninger å vise til. Beregningene kan også brukes som grunnlag hvis man senere ønsker å bedre designet estetisk, ved for eksempel å legge til ekstra materiale. FEM-analyse utført med Ansys Workbench egnet seg til de runde formene på sideplatene til dybdehjulet. Ansys Mechanical kunne sammenliknes med håndberegningene for knivrullen. Spenningene man får ut fra Ansys Workbench er maksspenninger, og ikke nominelle slik som fra Ansys Mechanical.³⁾

Man har brukt de formler man mener er gode for å tilnærme seg virkeligheten numerisk, men man har likevel ingen garanti for at designet fungerer tilstrekkelig. Delsyklustiden ble estimert, men uforutsett friksjon eller bevegelse fra stroppene kan gjøre den lavere. Det skal også nevnes at flere feltforsøk ble gjort på forhånd for å få ulike data. Designet er likevel relativt lite utprøvd, så det ble naturlig å lage en funksjonsprototype, hvor de mest nødvendige komponentene kan testes. Den er relativt lik som prototypen, men man kan avvente med de dyreste komponentene. De kan enkelt suppleres senere, slik at Dynatec slipper unødvendige kostnader når de eventuelt skal lage den endelige prototypen.

Forbedringer som kunne vært gjort, var å lage en enda enklere funksjonsprototype tidligere i oppgaven.

12.2 Designrevisjon, produksjon og kostnadsreduksjon

Løsningen er modulbasert, og ulike komponenter kan demonteres for rengjøring, slik man hadde sett for seg. De ulike delene på designet er tilpasset hver enkelt oppgave. Spaden ble laget slik at man raskt kan komme til lager og nedre rulle fra undersiden, så de enkelt kan byttes. Hvis klemkraften er mindre enn den man har antatt, kan det hende det totale designet kan forminskes. På en annen side er det ønskelig å ha en viss sikkerhetsfaktor. Formen på overflaten er laget for lav friksjon der stroppe glir, som går fint å maskinere takket være dagens CNC-maskiner. Rytteren sitter i et spor festet med en skrue, så man slipper å bytte hele spaden når den blir sløv.

Knivrullen har diameter tilpasset syklustiden og motorhastigheten, med knivblader som konsentrerer klemkraften. Avstanden mellom knivbladene er avhengig av overlapp mellom bladene, vinkelen tangentielt, bredden på rullen, og at vi ønsker færrest mulig antall kniver. Eventuelt er antall knivblader avhengig av minste størrelse på freseskjæret, så avstanden kunne vært mindre. Vinkelen på 45° mot tangenten bør testes. Skjærkraften kan dekomponeres for mye hvis den blir for stor, og konsentrere klemkraften for dårlig hvis den blir for liten. Gummipluggene sørger for at man ikke får unødig slipp mellom kuttene. Dersom avstanden mellom knivbladene skal reduseres, bør gummipluggene endres fra to til tre rader. Minste kulefres hadde likevel en radius på 6 mm, som begrenset minste dimensjon til plugg hullene.

Motorfestet er laget for å være kompatibel med flere ulike motorer, ved enkelt å endre motorfesteplaten til en annen boltkonfigurasjon. To lagre tar all momentbelastning fra akselen, og kan enkelt byttes ved å fjerne motor, kilesporhylse og en seegerring. Designet kunne på en annen side vært tilpasset motoren mer, ved å la hele momentbelastningen gå til motorakselen, eller en ekstra aksel med utveksling. På en annen side ble det enklere å lage funksjonsprototypen uten spesielle endringer. Det fantes også servomotorer som var tilpasset oppgaven.

Dybdehjul er kjøpt ferdig, og festet på plater, som også holder en sensor og danner hengslene til motorfestet. Designet er relativt minimalistisk, med nødvendige funksjonsflater, men samtidig er det lagt til en estetisk appellerende form. Det er usikkert om resten av designet er like estetisk gjennomtenkt, slik at totalformen foreløpig ikke appellerer til alle. Mer tid kan brukes på design når man har sett hvordan funksjonsprototypen fungerer, og generelt kan man i oppgaven si at funksjonen kommer før designet. Hengselet har messingforinger slik at man unngår slark. Siden stroppen kun er 0,3 mm høy, er det lite slark som tolereres. Både dybdehjul og hengsel kan derfor også høydejusteres ved å endre antall skiver mellom skruene på rammen eller dybdehjulet.

Ramma som demperen er festet i, sørger for stødig kontakt mellom dempingen og spaden. Det er tatt hensyn til enkel produksjon av ramma med vannskjæring. Eventuelt kunne den vært laget med en plate med tynnere gods, men høyden ville gjort det problematisk å bruke plateknekker. På toppen av ramma er det sveist fast en firkantprofil hvor demperen og luftsylindere er festet. Demperen er laget for å gjenskape konstant kraft på spaden uavhengig av avstanden, slik som tyngdekraften under felttesting med spade og rytter. Spaden holdes også parallell med kassen, så ikke rytteren sklir over en stropp. Hvis konstant kraft viser seg ikke å være signifikant, kan man forenkle dempingen vesentlig. De kraftige stagene gjør at opplagringen er relativt stabil i forhold til torsjon og bøyning, og messingforinger minsker slark eller treghet pga. friksjon.

13. Konklusjon

I følgende kapittel ser vi på resultatene av prosjektet og hva som må gjøres videre.

13.1 Resultater og anbefalinger

I denne oppgaven har vi sett på hvordan man innovativt kan konstruere en stroppefjerner, etter en metode hentet fra Eskild Tjalve. De nødvendige trinnene mot å lage en prototype har blitt beskrevet underveis. Det er blitt lagt vekt på behov fra kunden samt bedriften, om å overdimensjonere produktet, framfor å tyne materialenes styrke. Det er blitt gjort beregninger og vurderinger fra enkle forsøk som kan forsvare dette. I teorien er stroppefjerner tilpasset så godt som vi fikk til etter ønskede produktetegenskaper. Grunnet mangel på liknende produkter i markedet er det nødvendig å lage en forenklet modell for testing. Derfor har man valgt å framstille komplette tekniske anvisninger for å lage en forenklet funksjonsprototype, i tillegg til mer fullstendige prototypetegninger.

Høyden på spaden som sklir inn under stroppen er maksimalt 21 mm, og det blir da plass til en nedre rulle som er sterk nok. Armen til dybdehjulet, sensorplata og hengselet til motorfestet ble til én brakett. Denne braketten har en avrundet fasong av estetiske grunner for en senere prototype. Syklustiden, som også var viktig, ble estimert til å være mindre enn 3 sekunder. På grunn av uforutsette kraftpåvirkninger eller bevegelser er det for tidlig å konstatere dette. En sikkerhetsmargin om eventuelt å endre motor, så startmomentet går fra 4,2 Nm til 6,5 Nm, kan gjøres uten at andre vesentlige forandringer påkreves. Produktet ble holdbart etter beregninger, hvor man holdt seg langt under tillatte spenninger for materialene. Hvis det viser seg at man trenger mindre klemkraft på stroppen enn antagelsen på 50 N kan flere av delene forminskes. Materialene som ble brukt oftest, var syrefast stål (EN 1.4404) av hensyn til korrosivt miljø, styrke, friksjon mot isopor og standardkrav til hygiene. Til knivrullen ble det valgt et rustfritt stål med mulighet for høyere hardhet (EN 1.4542). Alle delene kan enkelt produseres av et CNC verksted, utenom dybdehjul, gummiplugg, strekkfjærer, motor og lufthydraulikk som kjøpes ferdig. Om man bruker et forhåndsherdet stål (Toolox 44) på knivrullen for en forenklet funksjonsprototype, kan man også produsere denne selv. Hoveddimensjonene ble 439 x 114 x 299 mm. Syklustiden var estimert til 2,5 s. Vekten ble på ca. 18,8 kg. Framstillingskostnader på produktet kom på ca. 190 000 NOK, altså holdt man seg innenfor budsjettet.

13.2 Videre Arbeid

Framstilling av en forenklet funksjonsprototype er iverksatt. Enkel testing med manuell kraft og momentpåføring kan gjøres. Man bør se hvordan spade og rytter fungerer i samspill med stropp og kasse. Generelt ønsker man flest mulig fullstendige data om hvordan produktet oppfører seg, og å få en indikasjon på om man har forstått virkeligheten med beregninger.

Forenkling og forbedre svakheter ved designet når man finner ut hva som ikke fungerer optimalt. Hvis det viser seg at en del ikke holder mål, kan man gjøre ytterligere analyser ved å bruke FEM verktøy, som Ansys. Produktestetisk design er fortsatt relativt uferdig, da store deler av konstruksjonen er laget med tanke på holdbarhet eller designernes relative preferanser.

Man kan gjøre en kostnadsbesparelse ved å gå igjennom dyre komponenter på nytt. Selve materialgodset er ikke signifikant, men delene kan f.eks. ytterligere tilpasses til mer effektiv produksjon, i samarbeid med verkstedspersonell. Deler som ikke må være av stål, kan ha fordel av å produseres i plast vha. 3D-printing.

Dempingen har lineær kraftpåvirkning, noe man kanskje kan klare seg uten. Det mangler også noen konstruksjoner for å få innfestningen komplett. I ytre posisjon mangler for eksempel en stoppemekanisme. Videre kan det produseres og testes ny funksjonsprototype(r) som tar vare på gode løsninger, og forkaster mindre gode. Den bør være mer komplett med pneumatisk system, sensor og programmering av automatikk, slik at man også tester for helautomatisk funksjon. En prototype (evt. preproduksjonsserie) som til slutt kan testes over lengre tid hos Brødrene Karlsen på Senja, gjør at man får gode data også fra en kunde.

Lese patentbrev og la bedriften ta patent på produktet, så man kan holde en posisjon som innovatør i markedet, uten å få konkurranse fra andre som ønsker å lage billige kopier for profitt.

14. Referanser

14.1 Skriftlige kilder:

1. Eskild Tjalve, *Systematisk udformning af industriprodukter –Verktøjer for konstruktøren*, Universitetsforlaget i København Akademisk forlag, 1989 ISBN 87-500-1697-0, 233 sider.
2. Stan Kaplan, Ph. D, *An Introduction to TRIZ The Russian Theory of Inventive Problem Solving*, 1996 Ideation International, Inc., 44 sider.
6. Outokumpu, *Outokumpu Handbook of stainless steel*, 2013, 92 sider.
7. SKF Sverige AB, *Basiskunnskap*, 2013, 69 sider.
8. SKF Sverige AB, *Att välja lager Studiehefte i lagerteknik*, 2009, 22 sider.
9. SKF Sverige AB, *Rullningslager*, 2014, 1380 sider.
10. Tingstad AS, *Skruer med innvendig sekskant*, 22 sider.
11. Hartvig Hartvigsen, Rolf Lorentsen, Knut Michelsen og Sverre Seljevoll, *Verkstedhåndboka 6. utgave*, Gyldendal norsk forlag AS, Norge, 2012, ISBN: 978-82-05-35707-5, 254 sider.
12. Geir Terjesen, *Grunnleggende om utmatting i metaller*, Institutt for matematiske realfag og teknologi, Norge 2015, 65 sider.
13. Tingstad AS, *Tiltrekkingsmomenter*, 10 sider.
15. Geir Terjesen, *Utmatting av bolter/skruer*, Institutt for matematiske realfag og teknologi, Norge 2015, 25 sider.
16. Otto Olsen AS, *Trinser og hjul*, 160 sider.
17. Tibnor AS, *Lagerprogram*, 64 sider
20. Geir Terjesen, *Skruerforbindelser repetisjon*, Institutt for matematiske realfag og teknologi, Norge 2015, 32 sider.
21. Johan Andersen, Eyolf Hero, Kjell Reiersen, Odd Solheim, *Produksjonsteknikk 1. utgave*, Gyldendal norsk forlag AS, Norge, 2008, ISBN: 978-82-05-38103-2, 352 sider.
22. SEW Eurodrive, *Operating instructions synchronous compact servomotors edition 02*, 2012, 168 sider.
23. Geir Terjesen, *Ekvivalente treghetsmomenter og heismaskineri*, Institutt for matematiske realfag og teknologi, Norge 2015, 27 sider.

26. Gunnar Dahlvig, Sigmund Christensen og Gunnar Strømsnes, *Konstruksjonselementer*, Gyldendal norsk forlag AS, Norge, 2000, 486 sider
28. Festo AG & Co, *FESTO Cleanroom Product Range 3rd edition*, 142 sider.
29. Lesjøfors AS, *Extension springs SF-DF, SF-DFR*, 8 sider.
32. Geir Terjesen, *Sveiste forbindelser Eurokode 3*, Institutt for matematiske realfag og teknologi, Norge 2015, 35 sider.
33. Geir Terjesen, *TMP301Oblig.3*, Institutt for matematiske realfag og teknologi, Norge 2015, 2 sider.

14.2 Personlige referanser:

3. Geir Terjesen, Førsteamanuensis, 67231640, Institutt for matematiske realfag og teknologi
4. Josef Filtvedt, Teknisk sjef, 69836890, Dynatec AS
5. Tore Enes, Selger, 69836887, Dynatec AS
14. Dag Hansen, Application engineer, 91591968, SKF Norge
18. Tommy Storkås, Salg, 69241020, Teknisk avdeling SEW-Eurodrive
19. Gunnar Torp, Avdelingsingeniør, 67231621, Institutt for matematiske realfag og teknologi
27. Egil Stemsrud, Senioringeniør, 67231609, Institutt for matematiske realfag og teknologi
31. Henning Finstad, Driftsleder, 97764432, Dynatec SMV AS
37. Håkon Tuvrønningen, Produktansvarlig, 63890800, Otto Olsen AS

14.3 Nettkilder:

24. *Material property data*, www.matweb.com
25. *Produktvalg*, Blickle, www.blickle.no
30. *Sika Norge AS*, www.nor.sika.com
34. *Fyller 130 vogntog – hver dag*, ilaks, ilaks.no
35. *Det store lakseløftet Robotanlegg for lakseindustrien*, Dynatec, issuu.com

36. *Palletising and depalletising eps-crates with robot*, Dynatec, www.youtube.com
38. *Polyurethane Properties*, American Urethane, www.americanurethane.com
39. *Registration sensors*, Sick AG, www.sick.com
40. *Synkroner servomotorer modellserie CMDV*, SEW Eurodrive, www.sew-eurodrive.no
41. *Compact cylinder*, FESTO, www.festo.com
42. *Hermle milling centers*, INIRAM, www.iniram.com
43. *Milling center model*, Techspex, www.techspex.com
44. *Multi-axis cutting*, Wikipedia, www.wikipedia.org

15. Vedlegg

Alle tekniske tegninger i vedlegg 1 og 2 er i A3 format, men blir her presentert på A4 ark.

1. Konstruksjonstegninger funksjonsprototype

Pos. nr.	Tittel
	Sammenstilling
	Eksplosjonstegning
1.	Lagerhus
2.	Messingskive
3.	Nedre rull
4.	Sveiv
5.	Rytter 1 mm
6.	Spade
7.	Skive Ø19 x 31 x 3
8.	Akselholder til momentarm 1/2 Grovbearbeiding
8.	Akselholder til momentarm 2/2 Finbearbeiding
9.	Momentarm motorfeste 1/2 Grovbearbeiding
9.	Momentarm motorfeste 2/2 Finbearbeiding
10.	Momentarm spade
11.	Styreplate
12.	Drillaksel
13.	Gummiplugg
14.	Rytter 1,5 mm
15.	Hylse
16.	Knivrulle
17.	Motorfestepate
18.	Motorfestesynder

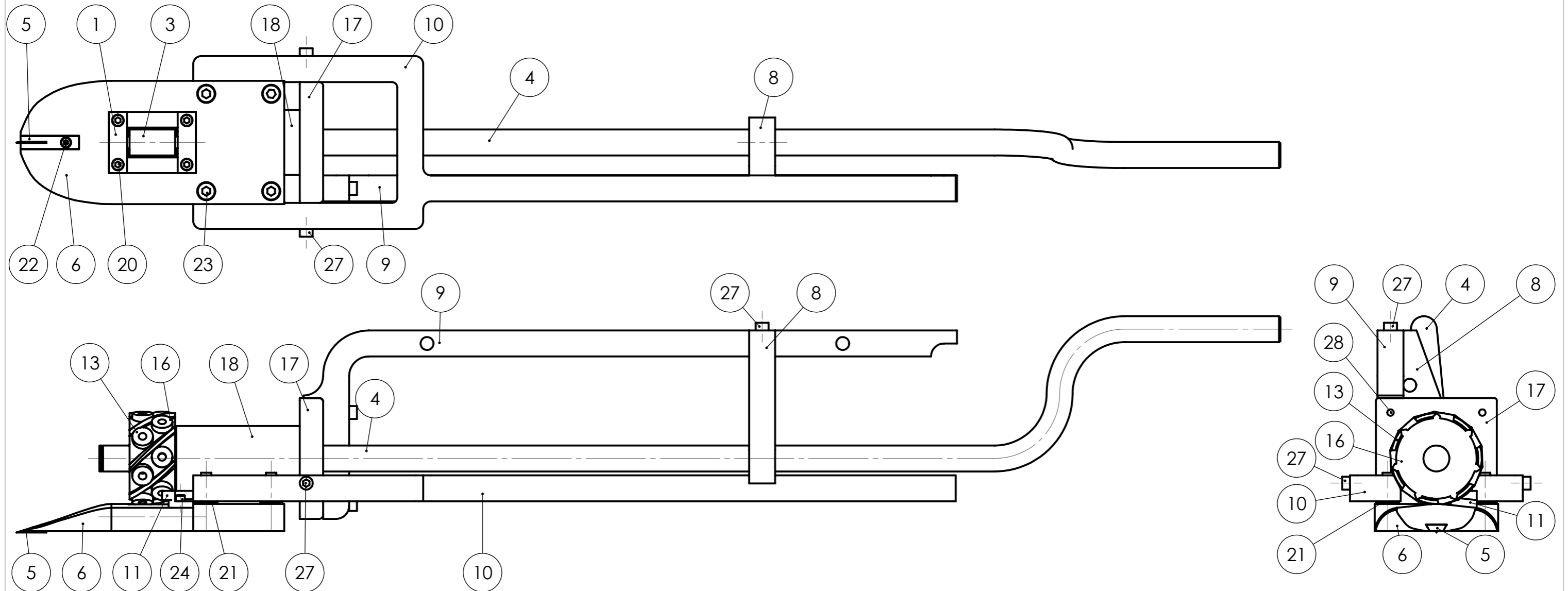
2. Konstruksjonstegninger prototype

Pos. nr.	Tittel
	Sammenstilling prototype 1/2
	Sammenstilling prototype 2/2
	Eksplosjonstegning 1/2
	Eksplosjonstegning 2/2
1.	Lagerhus
2.	Messingskive
3.	Nedre rull
4.	Messingforing

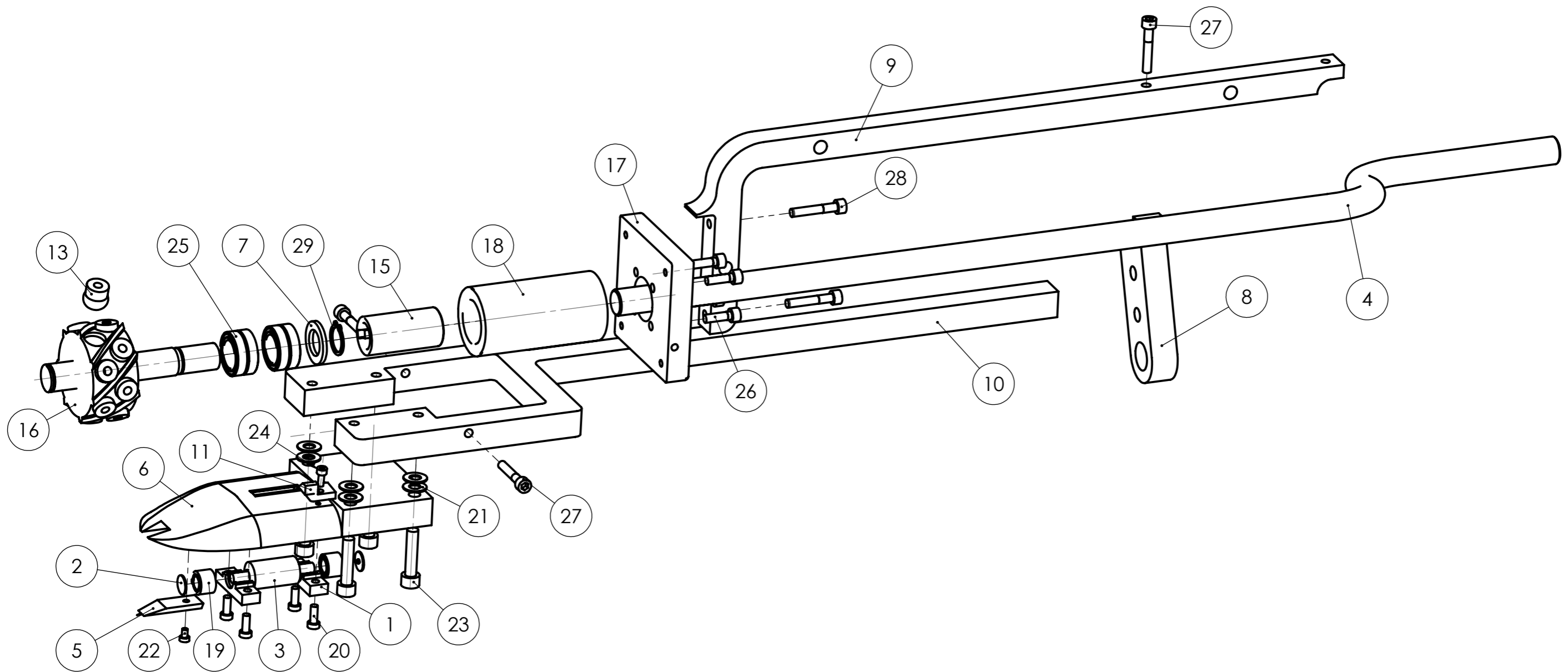
5. Rytter 1 mm
6. Spade
7. Skive Ø19 x 31 x 3
8. 9. 10. Ramme til dybdehjul
11. Styreplate
12. Plastskive
13. Gummiplugg
14. Rytter 1,5 mm
15. Hylse
16. Knivrulle
17. Motorfesteplate
18. Motorfestesynder
19. Hulprofil 25 x 25 x 2
20. Nedre festeledd 1
21. Nedre festeledd 1
22. Smalt demperstag
23. Bredt demperstag
24. Demperfeste
25. Ramme

3. Framdriftsplan

4. Refleksjonsnotat

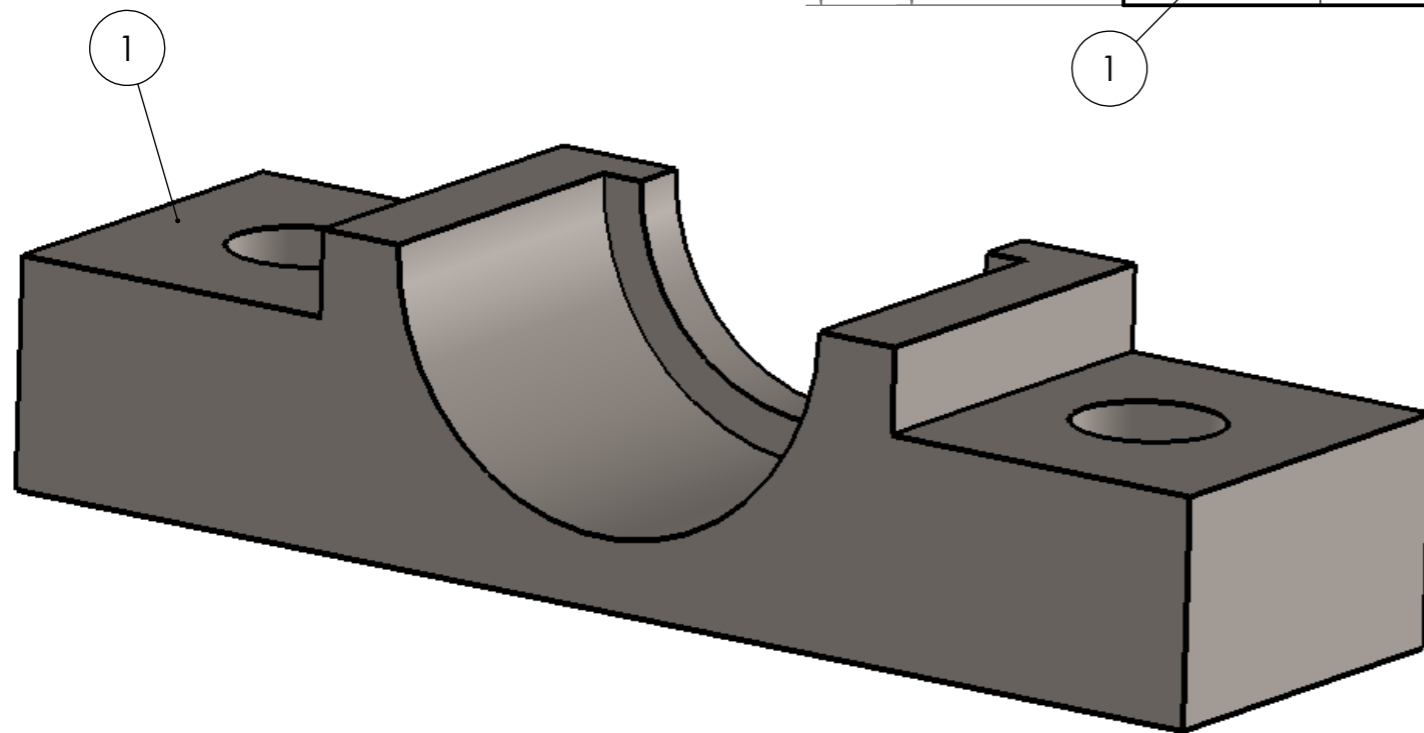
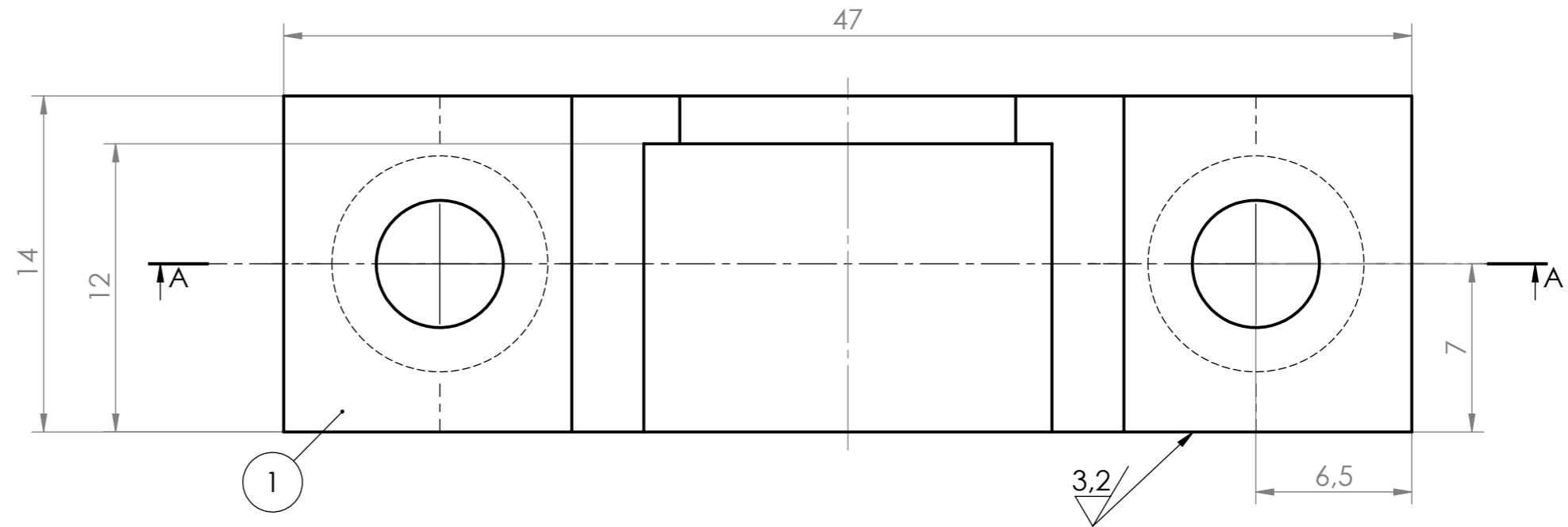
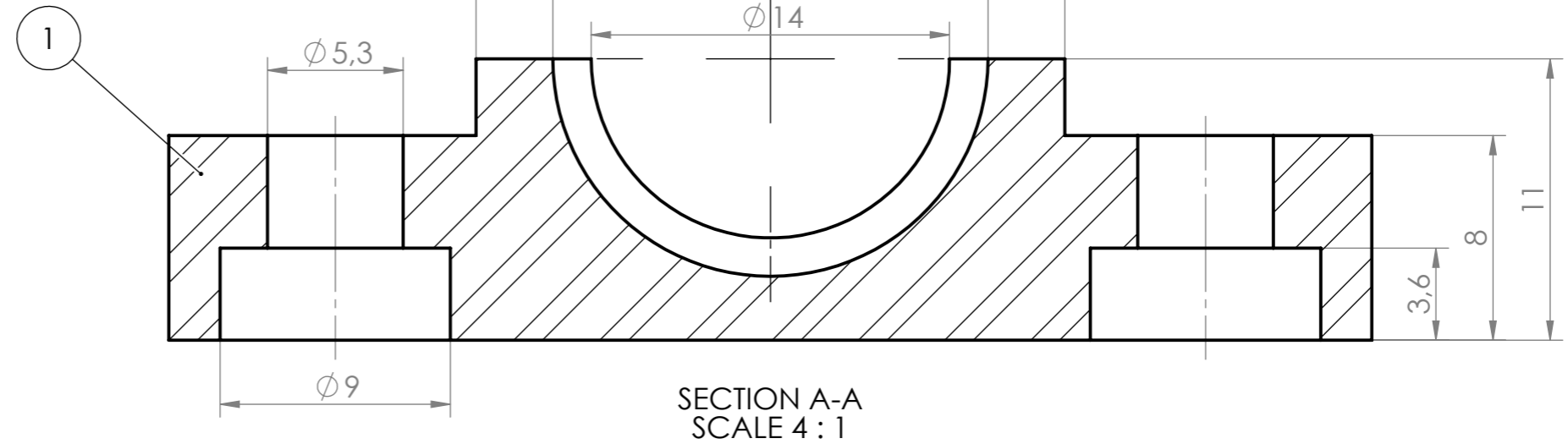


Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale	Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
1	2	Lagerhus 11 x 14 x 47	EN 1.4404	21	8	Skive M8 x 1	EN 1.4404
2	2	Messingskive Ø14 x 1,9 (Ikke synlig)	Messing	22	1	Bolt M4 x 6 DIN 7984	EN 1.4404
3	1	Nedre rull Ø20 x 63	EN 1.4404	23	4	Bolt M8 x 35 DIN 912	EN 1.4404
4	1	Sveiv Ø20 x 850	EN AW 6082 T6	24	1	Bolt M4 x 10 DIN 912	EN 1.4404
5	1	Rytter 48,2 x 16 x 6	EN 1.4404	25	2	NKI 20/16 (Ikke synlig)	
6	1	Spade 203 x 95 x 21	EN 1.4404	26	4	Bolt M6 x 20 (Ikke synlig) DIN 912	EN 1.4404
7	1	Skive Ø31 x 3 (Ikke synlig)	EN 1.4404	27	3	Bolt M6 x 35 DIN 912	EN 1.4404
8	1	Akselholder til momentarm 120 x 65 x 20	EN AW 6082 T6	28	2	Bolt M6 x 40 DIN 912	EN 1.4404
9	1	Momentarm motorfeste 506 x 145 x 20	EN AW 6082 T6	29	1	Seegerring utvendig A19 (ikke synlig)	
10	1	Momentarm spade 587 x 133 x 20	EN AW 6082 T6	30	3	Kile 6x6x14 (Ikke synlig)	Kilestål
11	1	Styreplate 24 x 20 x 13	EN 1.4404	Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
12	1	Drillaksel Ø20 x 610 (ikke på tegningen)	EN AW 6082 T6	Dato:	15.04.16	Konstr./Tegnet:	GCJ
13	14	Gummiplugg	Polyurethane	Projeksjon:		Målestokk:	1:3
14	1	Rytter 49,8 x 16 x 6,5 (Ikke på tegningen)	EN 1.4404	Format:	A3	NMBU	
15	1	Hylse Ø30 x 56 (Ikke synlig)	EN 1.4404	Mastergradsoppgave 2016			
16	1	Knivrolle Ø75 x 132	EN 1.4542				Stroppefjerner
17	1	Motorfesteplate 100 x 20	EN 1.4404	Erstatning for: Erstatattet av:			
18	1	Motorfestesylander Ø50 x 95	EN 1.4404				Sammenstilling
19	2	NKI 7/12 TN (Ikke synlig)		Henvising: Beregning:			
20	4	Bolt M5 x 13 DIN 7984	EN 1.4404				

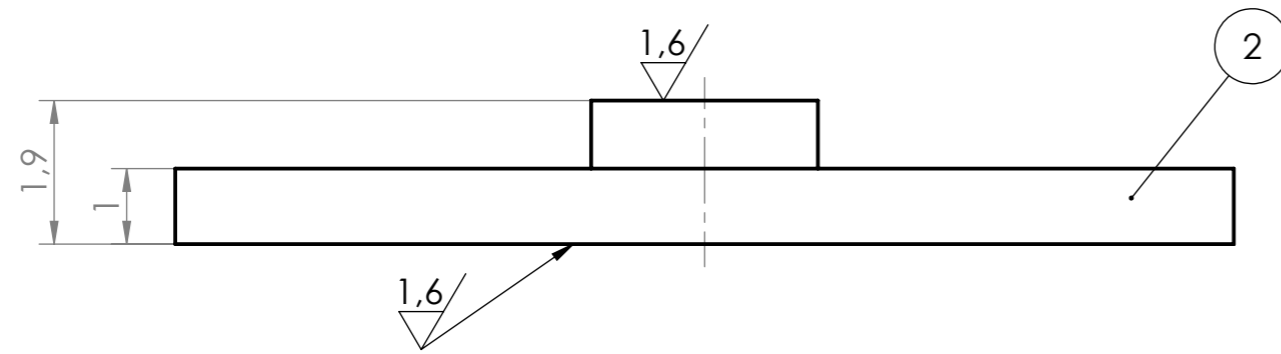


Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale	Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
1	2	Lagerhus 11 x 14 x 47	EN 1.4404	21	8	Skive M8 x 1	EN 1.4404
2	2	Messingskive Ø14 x 1,9	Messing	22	1	Bolt M4 x 6 DIN 7984	EN 1.4404
3	1	Nedre rull Ø20 x 63	EN 1.4404	23	4	Bolt M8 x 35 DIN 912	EN 1.4404
4	1	Sveiv Ø20 x 850	EN AW 6082 T6	24	1	Bolt M4 x 10 DIN 912	EN 1.4404
5	1	Rytter 48,2 x 16 x 6	EN 1.4404	25	2	NKI 20/16	
6	1	Spade 203 x 95 x 21	EN 1.4404	26	4	Bolt M6 x 20 DIN 912	EN 1.4404
7	1	Skive Ø31 x 3	EN 1.4404	27	3	Bolt M6 x 35 DIN 912	EN 1.4404
8	1	Akselholder til momentarm 120 x 65 x 20	EN AW 6082 T6	28	2	Bolt M6 x 40 DIN 912	EN 1.4404
9	1	Momentarm motorfeste 506 x 145 x 20	EN AW 6082 T6	29	1	Seegerring utvendig A19	
10	1	Momentarm spade 587 x 133 x 20	EN AW 6082 T6	30	3	Kile 6x6x14 (Ikke på tegningen)	Kilestål
11	1	Styreplate 24 x 20 x 13	EN 1.4404	Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
12	1	Drillaksel Ø20 x 610 (ikke på tegningen)	EN AW 6082 T6	Dato:	15.04.16	Konstr./Tegnet:	GCJ
13	14	Gummiplugg	Polyurethane	Projeksjon:		Målestokk:	1:3
14	1	Rytter 49,8 x 16 x 6,5 (Ikke på tegningen)	EN 1.4404	Format:	A3	NMBU	
15	1	Hylse Ø30 x 56	EN 1.4404	Mastergradsoppgave 2016			
16	1	Knivrulle Ø75 x 132	EN 1.4542				Stroppefjerner
17	1	Motorfesteplate 100 x 20	EN 1.4404	Erstatter for: Erstattet av:			
18	1	Motorfestesyylinder Ø50 x 95	EN 1.4404			Eksplosjonstegning	
19	2	NKI 7/12 TN		Henvisning:	Beregning:		
20	4	Bolt M5 x 13 DIN 7984	EN 1.4404				

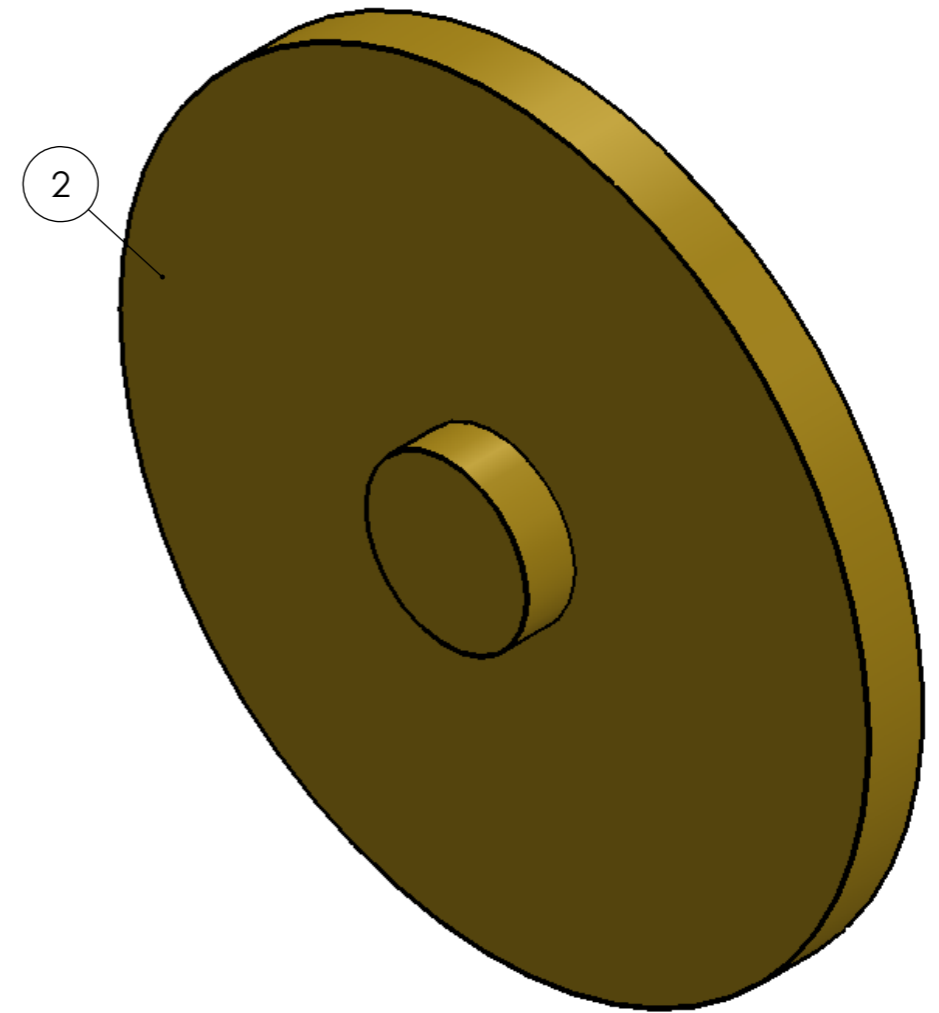
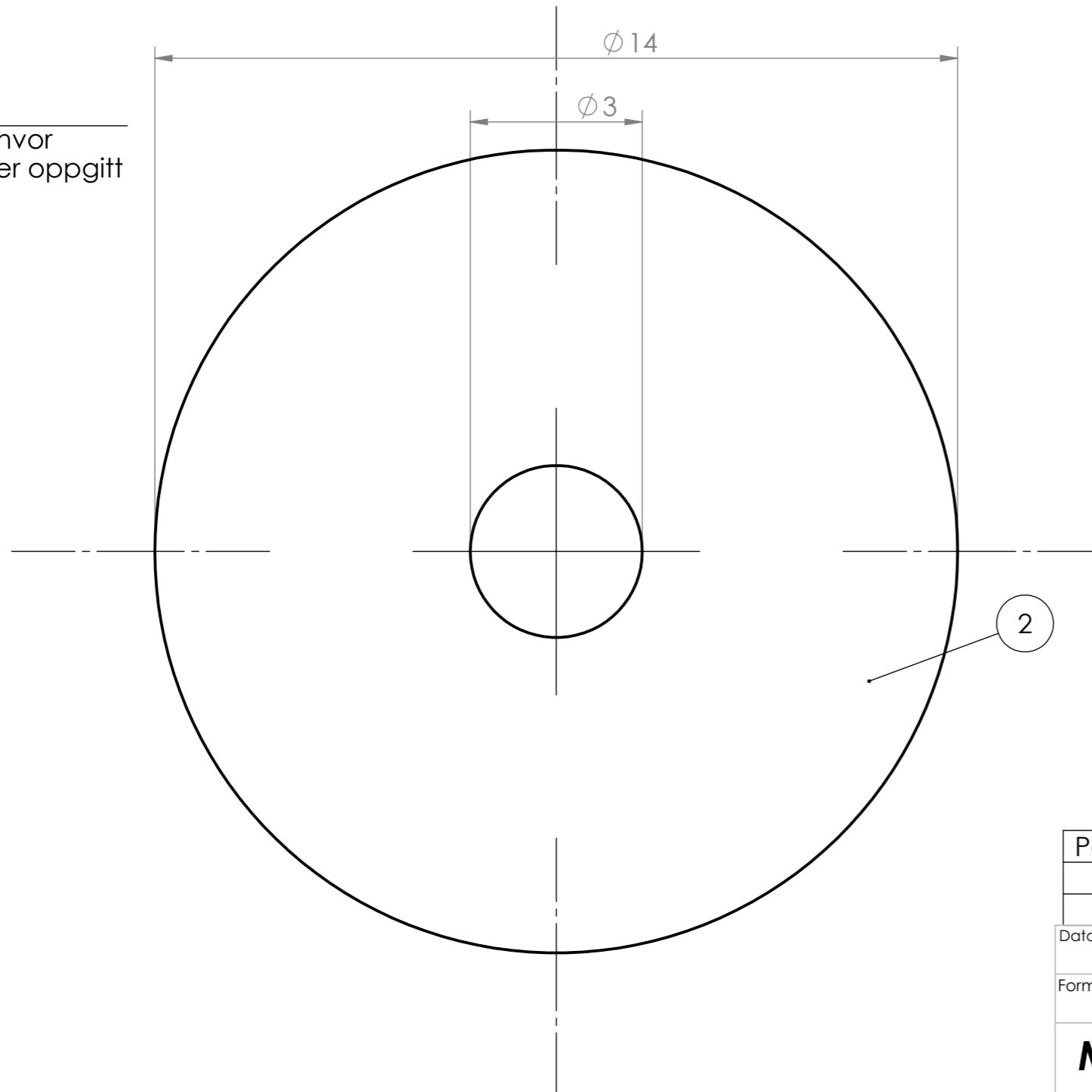
1,6/ Alle flater hvor
 ▽ ikke annet er oppgitt



Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
1	1	Lagerhus 11 x 14 x 47	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	13.04.16	Konstr./Tegnet: G CJ	Projeksjon:  Målestokk: 4:1
Format:	A3		
Mastergradsoppgave 2016 Stroppefjerner			Erstatning for: Lagerhus
			Erstattet av:
Henvising:	Beregning:		

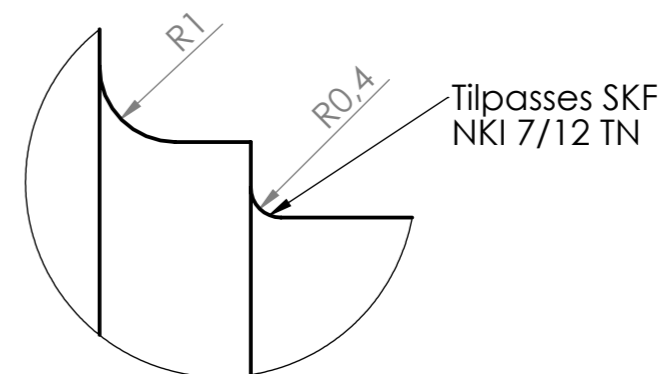


3,2/ Alle flater hvor
 ▽ ikke annet er oppgitt

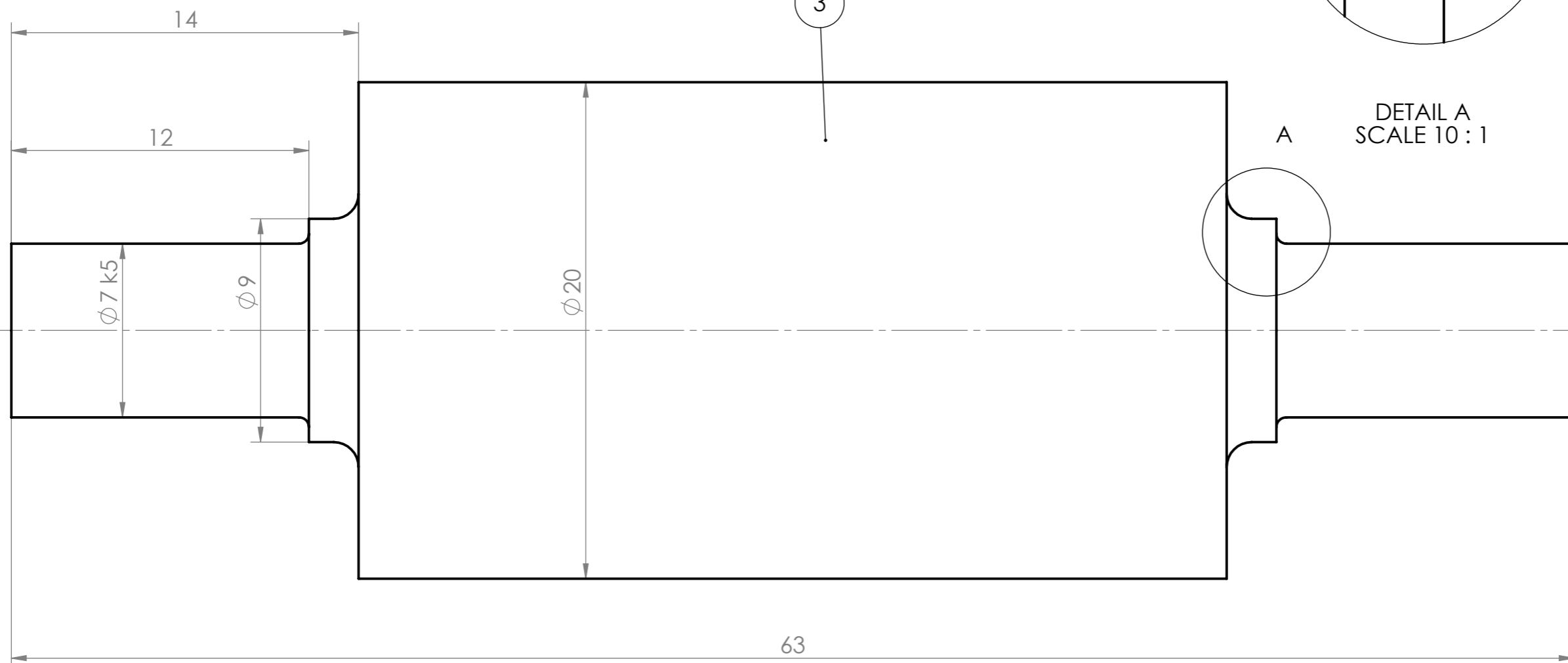


Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
2	1	Messingskive Ø14 x 1,9	Messing
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	13.04.16	Konstr./Tegnet:	GCJ
Format:	A3	Projeksjon:	 Målestokk:
			10:1
Mastergradsoppgave 2016 Stroppefjerner			Erstatning for:
			Erstattet av:
			NMBU
			Messingskive
Henvisning:		Beregning:	

1,6 / Alle overflater



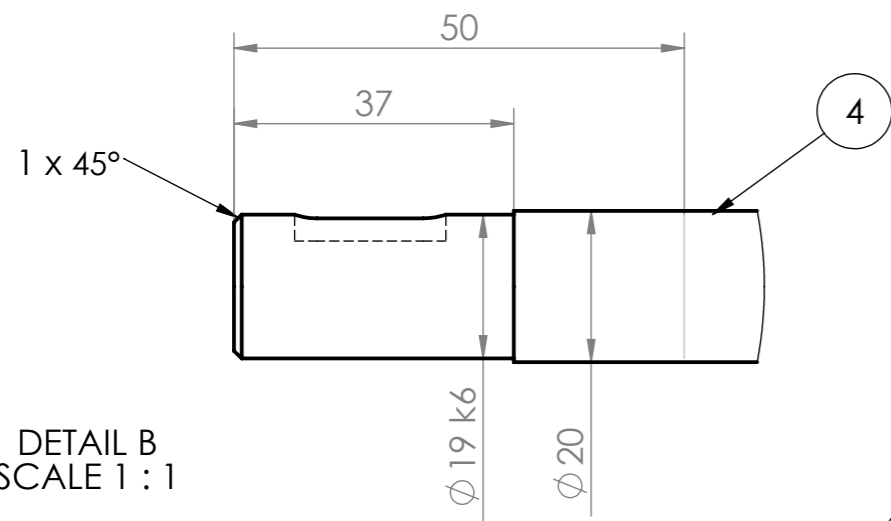
3



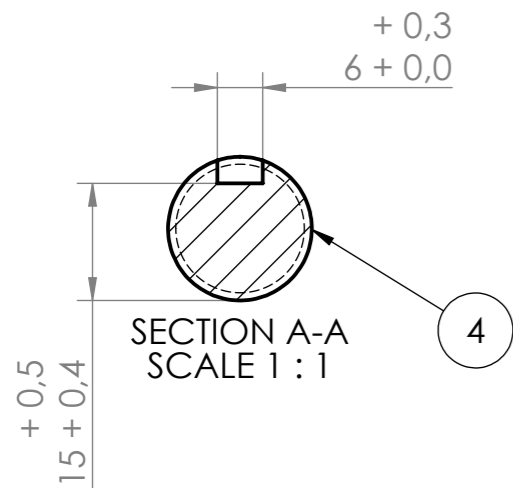
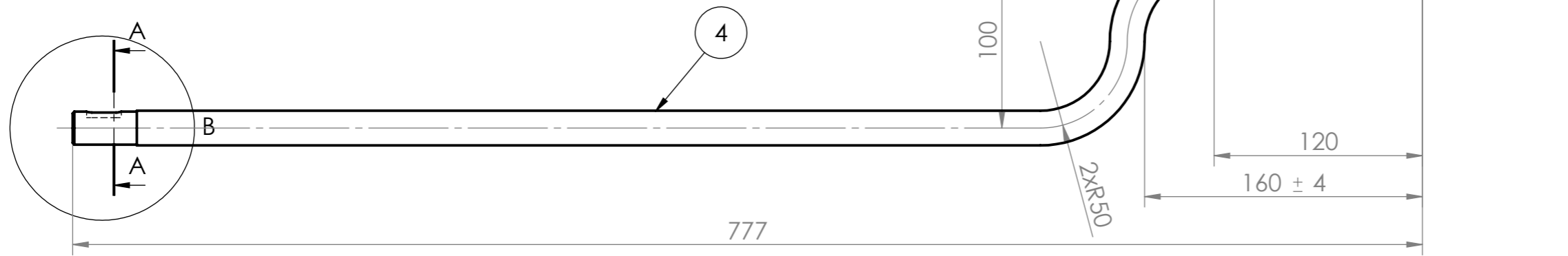
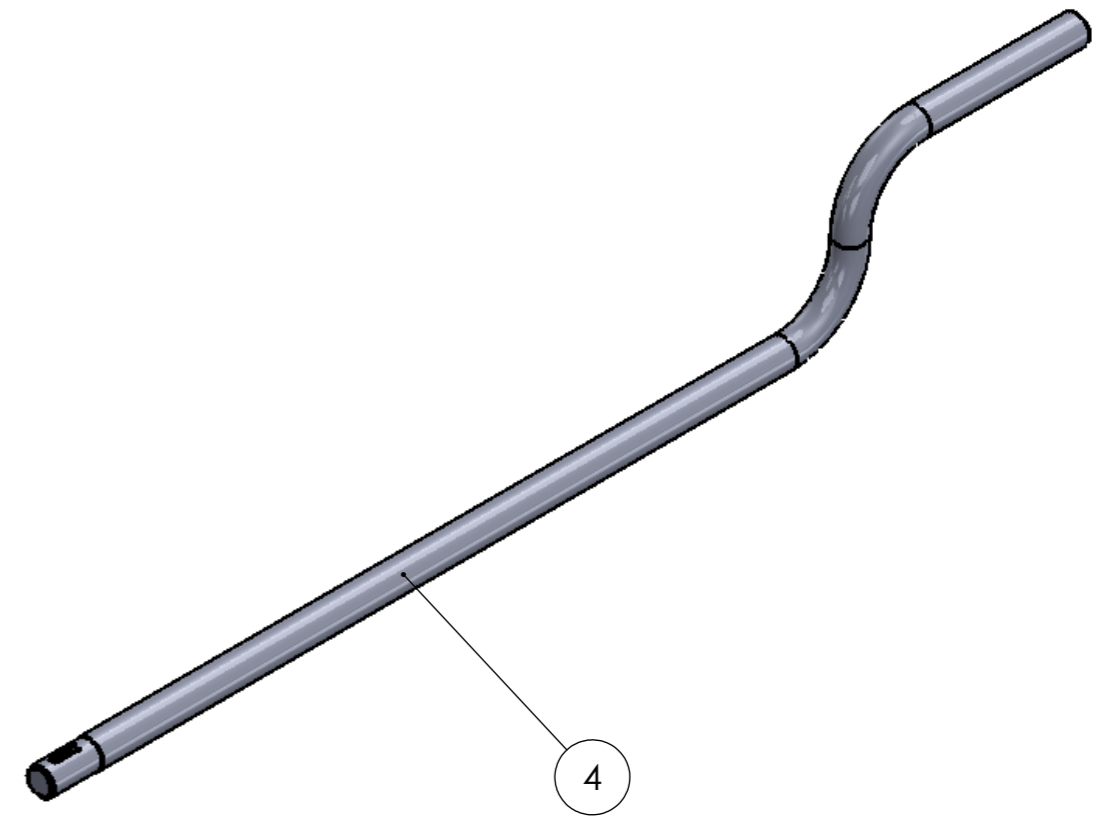
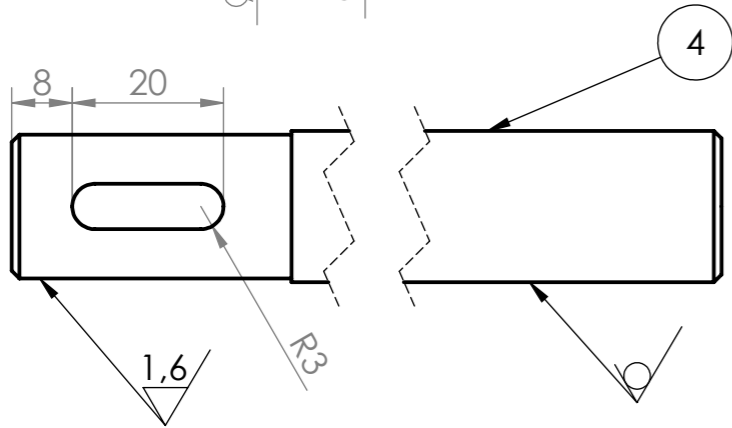
DETAIL A
SCALE 10 : 1

Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
3	1	Nedre rull Ø20 x 63	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	13.04.16	Konstr./Tegnet:	GCJ
Format:	A3	Projeksjon:	
		Målestokk:	5:1
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for:
Stroppefjerner			Erstattet av:
			Nedre rull
Henvisning:		Beregning:	

NMBU



DETAIL B
SCALE 1 : 1



SECTION A-A
SCALE 1 : 1

Pos Nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
4	1	Sveiv Ø20 x 850	EN AW 6082 T6

Ikke toleransesatte mål NS-ISO 2768-1 middels.

Dato: 13.04.16	Konstr./Tegnet: EJG	Projeksjon: 	Målestokk: 1:3	NMBU
Format: A3				

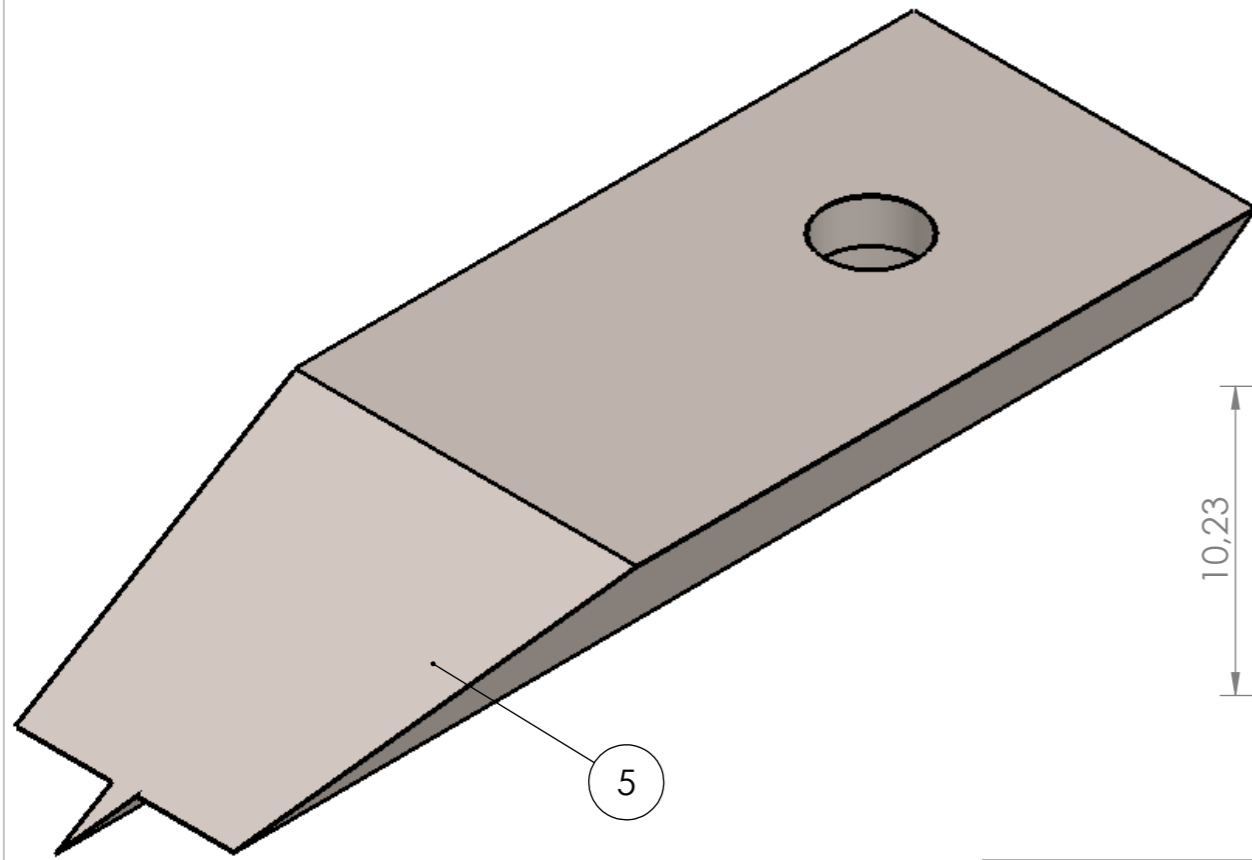
Mastergradsoppgave 2016

Stroppefjerner

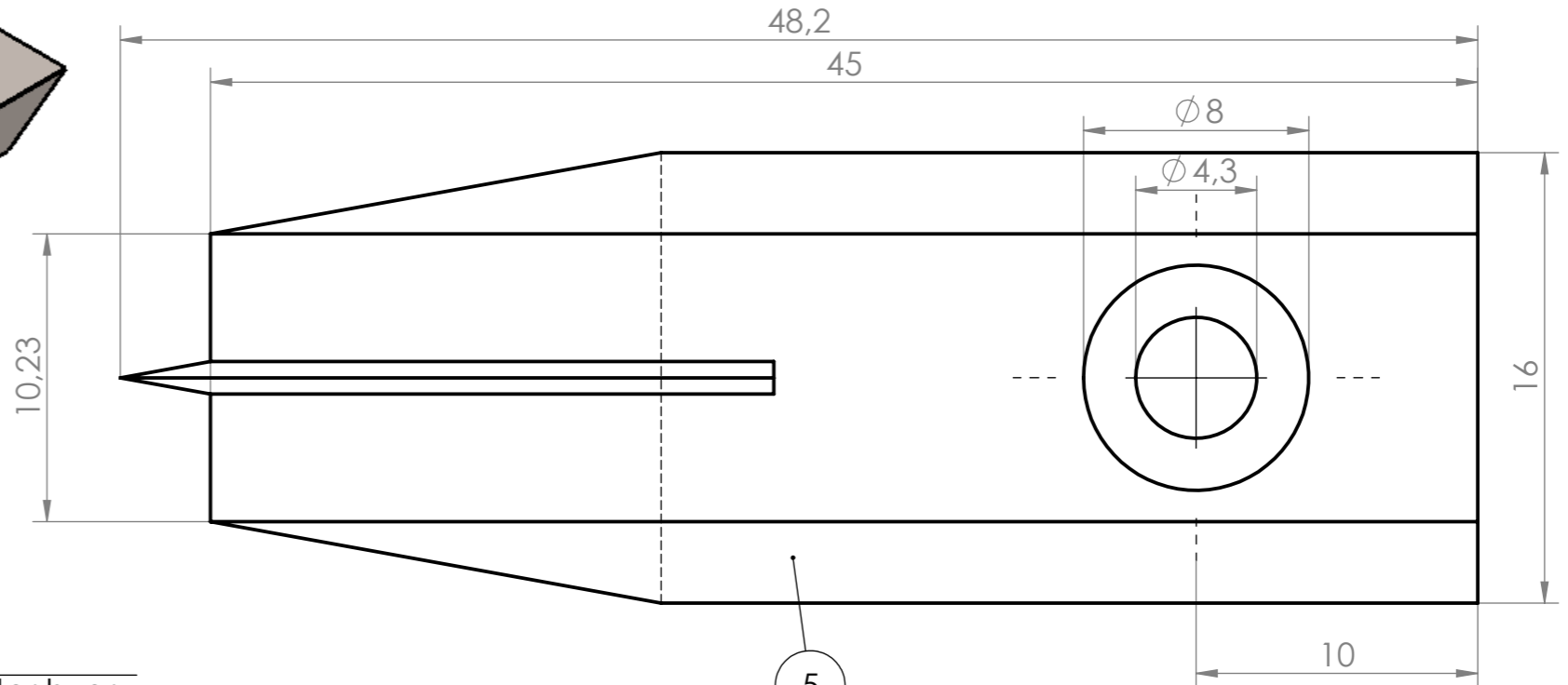
Erstatning for: Erstatet av:

Sveiv

Henvisning:	Beregning:
-------------	------------

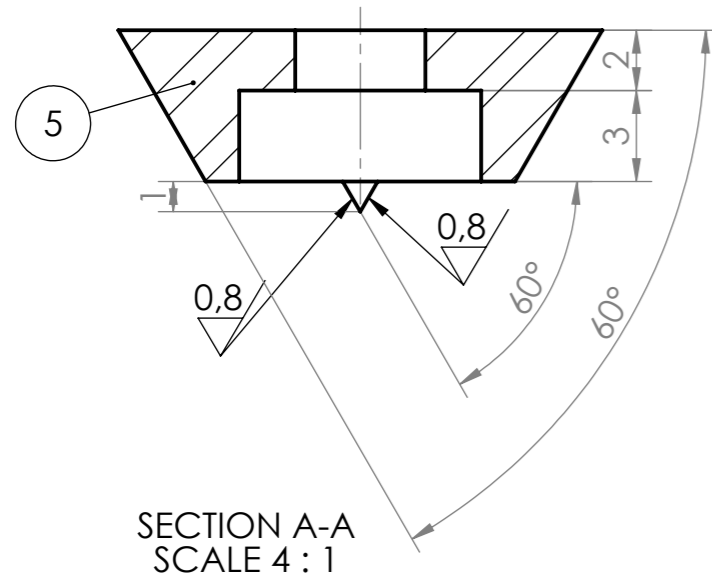


5

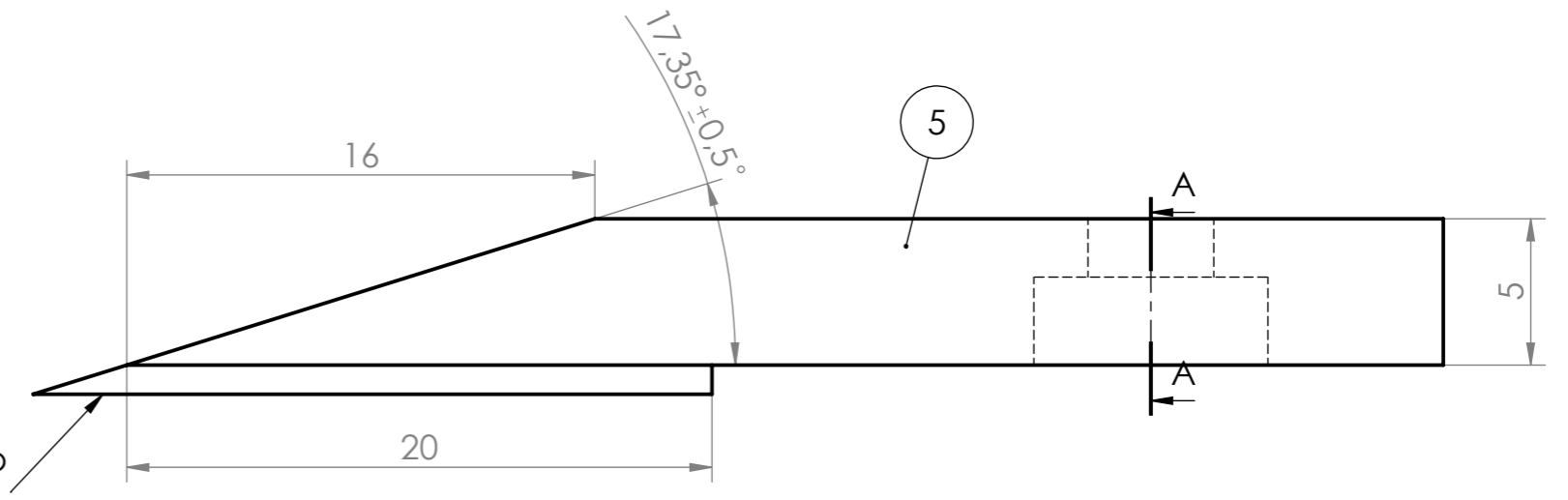


5

1,6 / Alle overflater hvor
 ▽ ikke annet er oppgitt



SECTION A-A
 SCALE 4 : 1



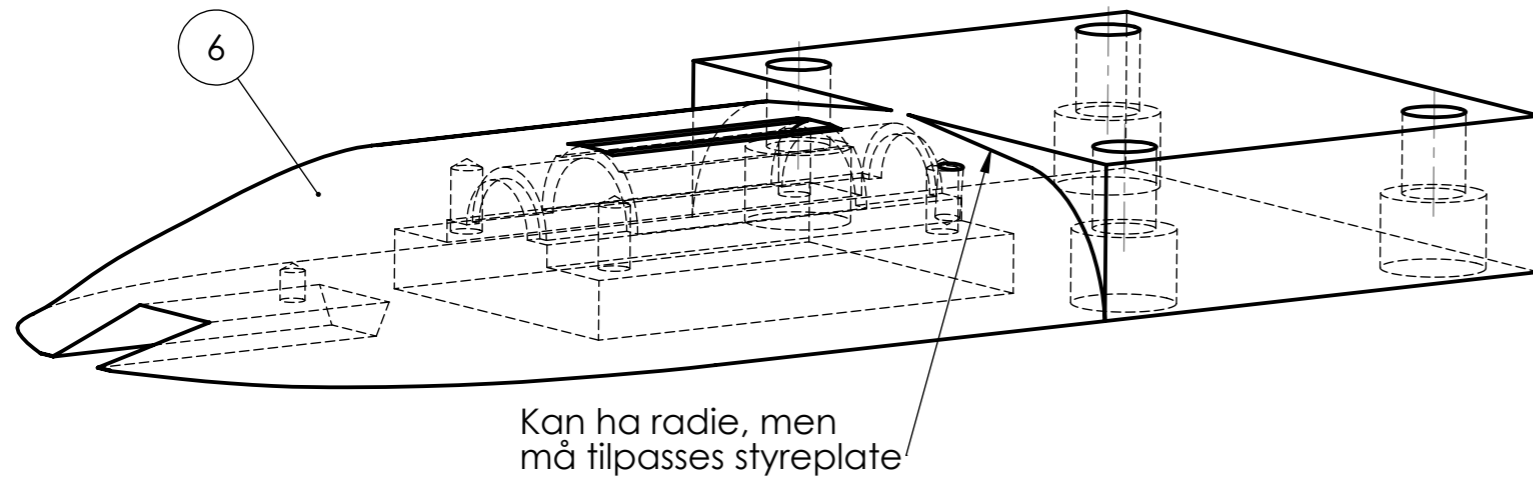
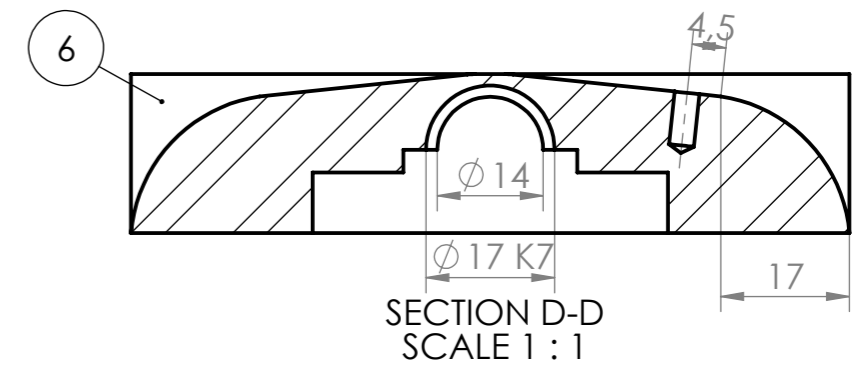
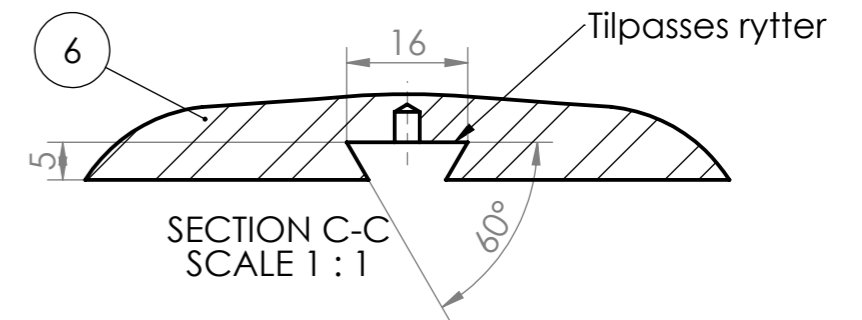
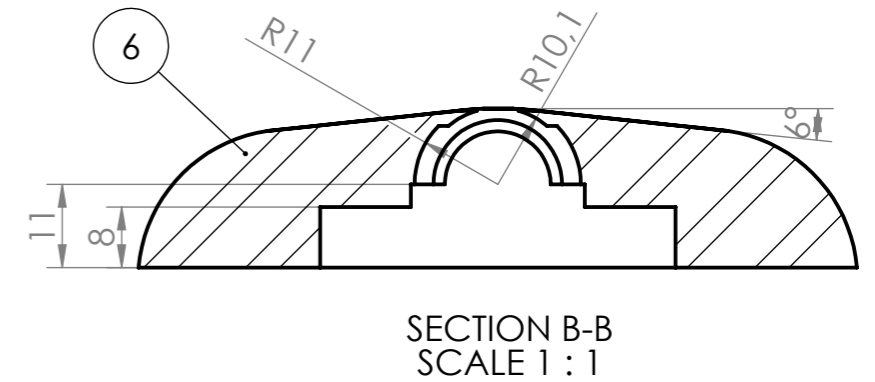
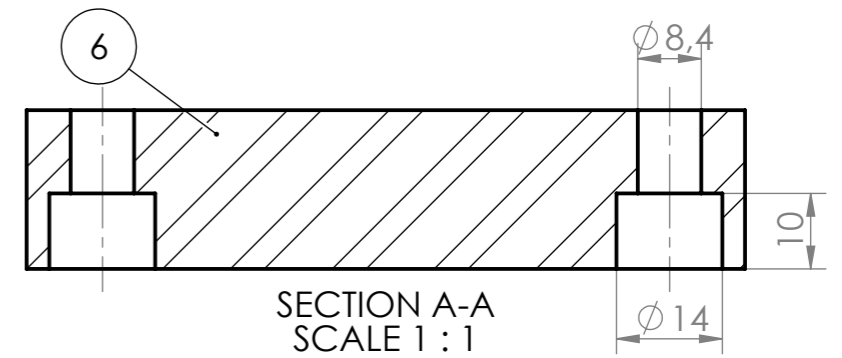
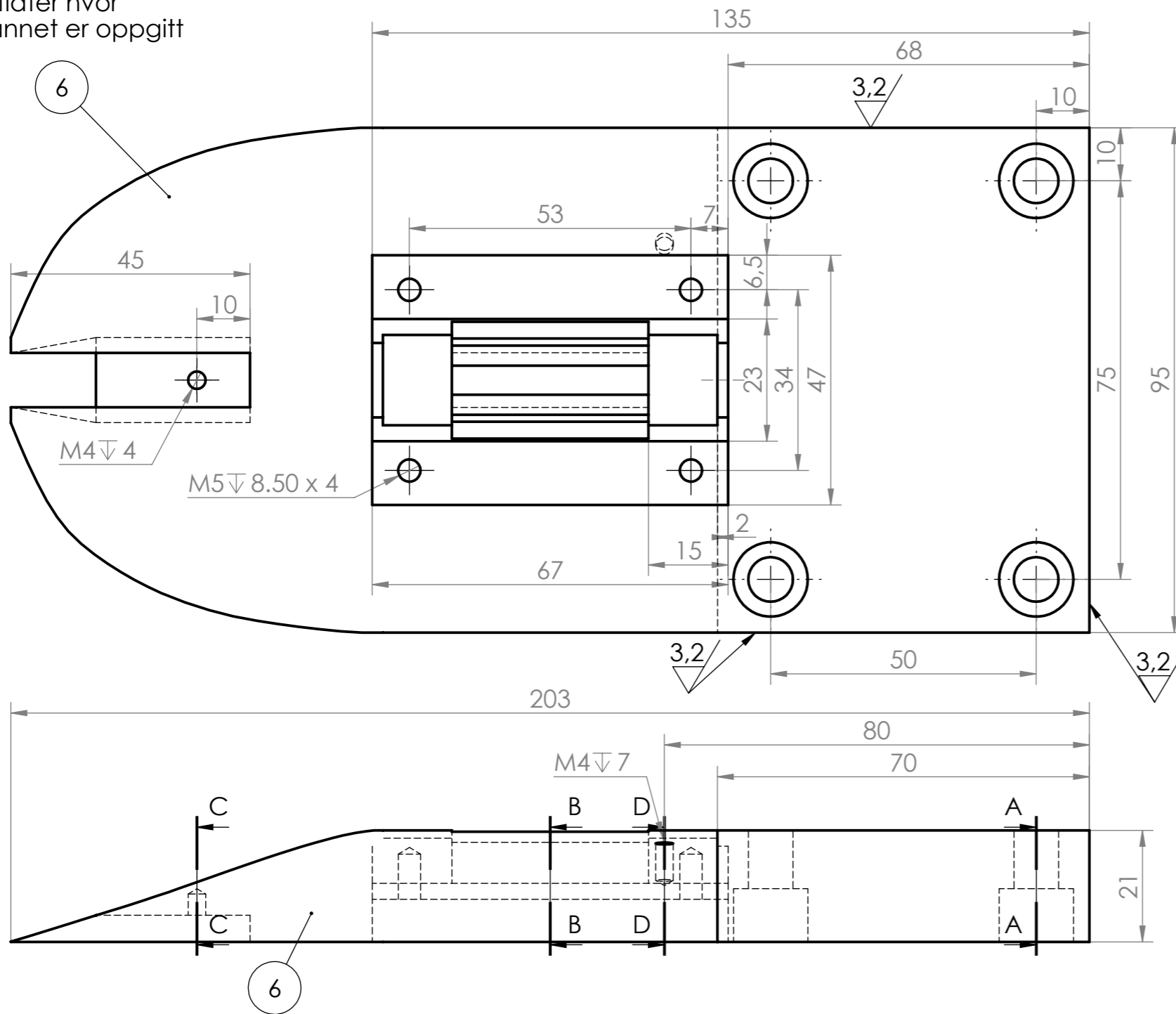
5

Hold kanten skarp
 (knivegg)

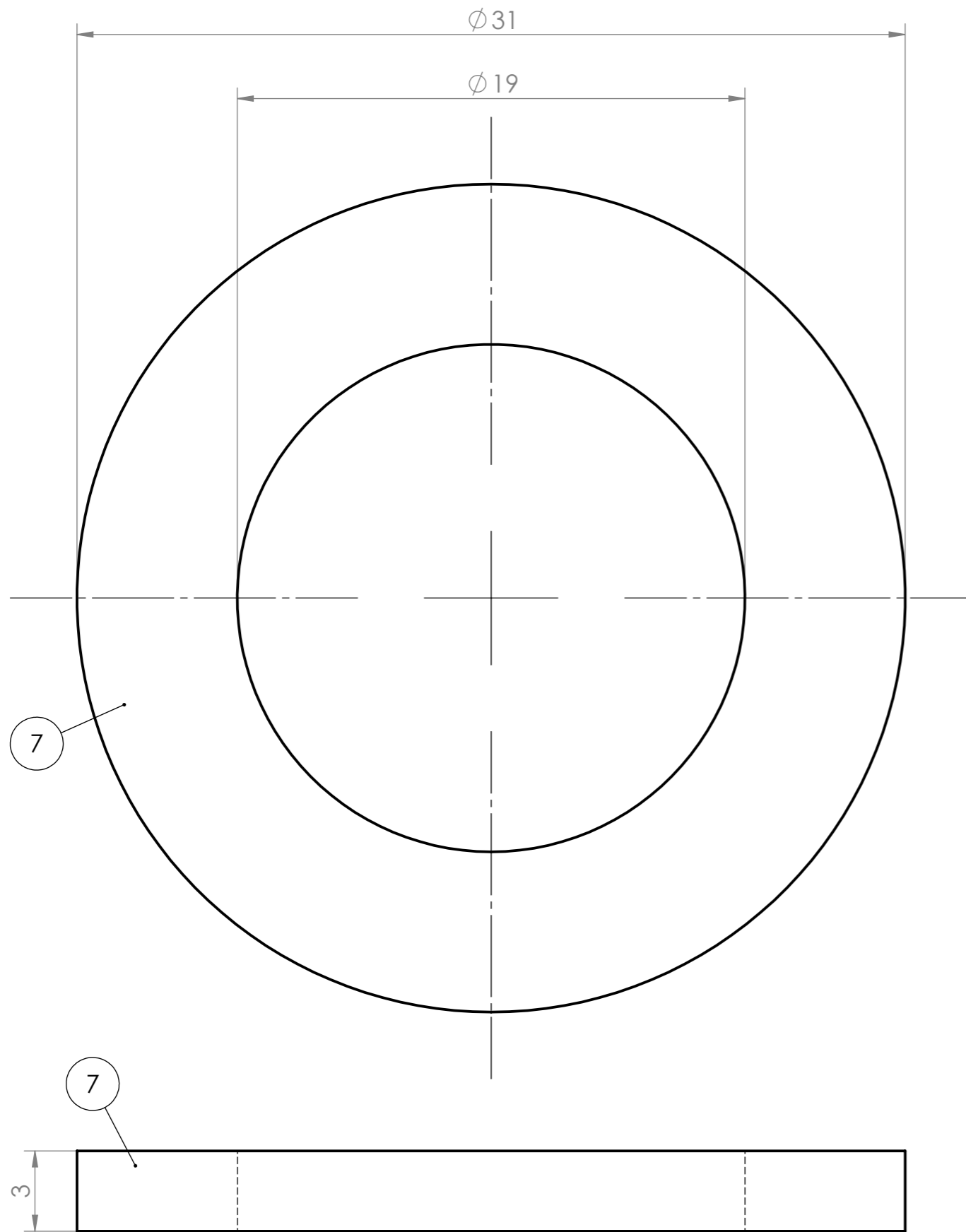
Rytter skal tilpasses spade

Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
5	1	Rytter 48,2 x 16 x 6	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	Konstr./Tegnet:	Projeksjon:	Målestokk:
13.04.16	GCJ		4:1
Format:			NMBU
A3			
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for:
Stroppefjerner			Erstattet av:
Henvising:			Rytter 1 mm
Beregning:			

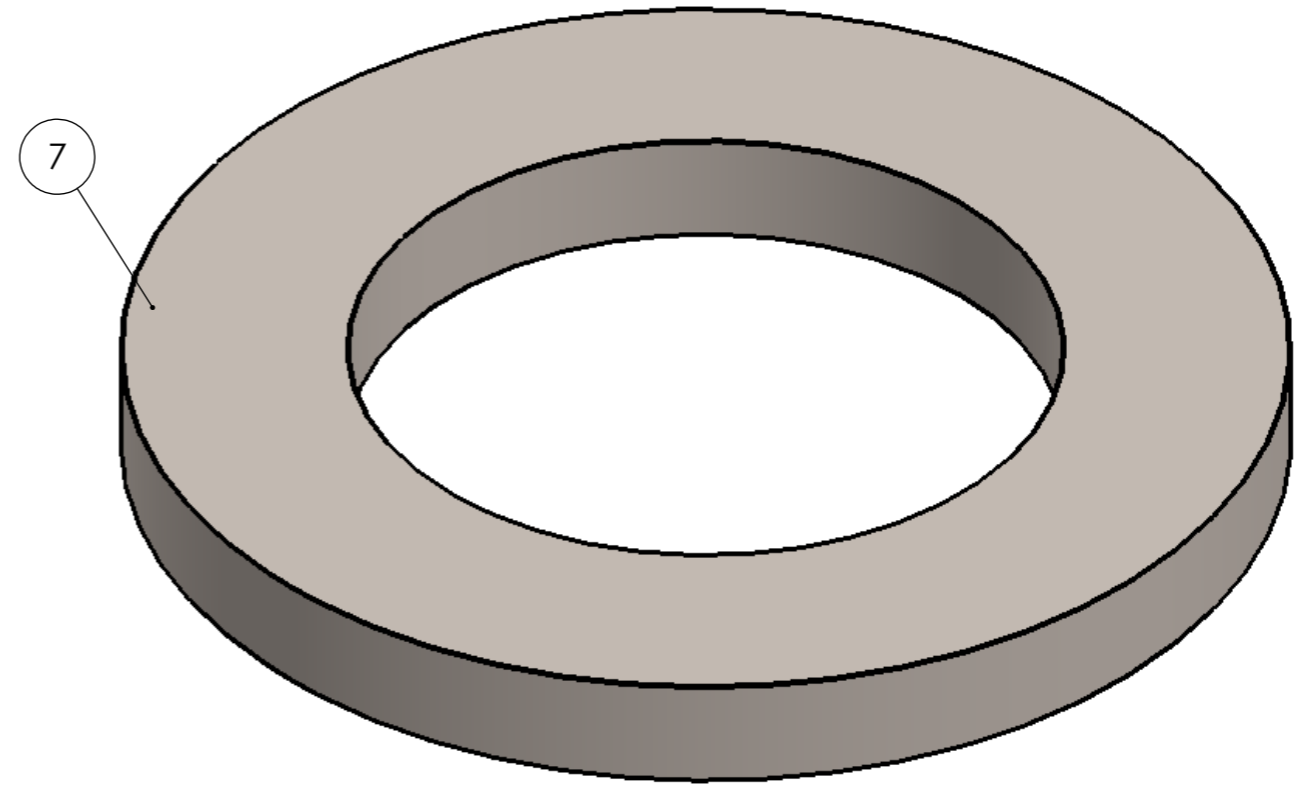
1,6 / Alle flater hvor
 ▽ ikke annet er oppgitt



Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
6	1	Spade 203 x 95 x 21	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	Konstr./Tegnet:	Projeksjon:	Målestokk:
13.04.2016	GCJ		1:1
Format			
A3			
Mastergradsoppgave 2016			Erstatter for:
Stroppefjerner			Erstattet av:
			NMBU
			Spade
Henvisning:		Beregning:	

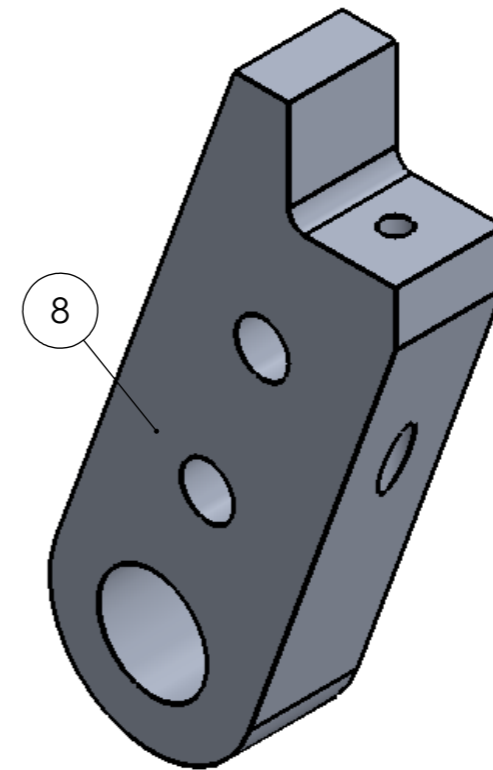
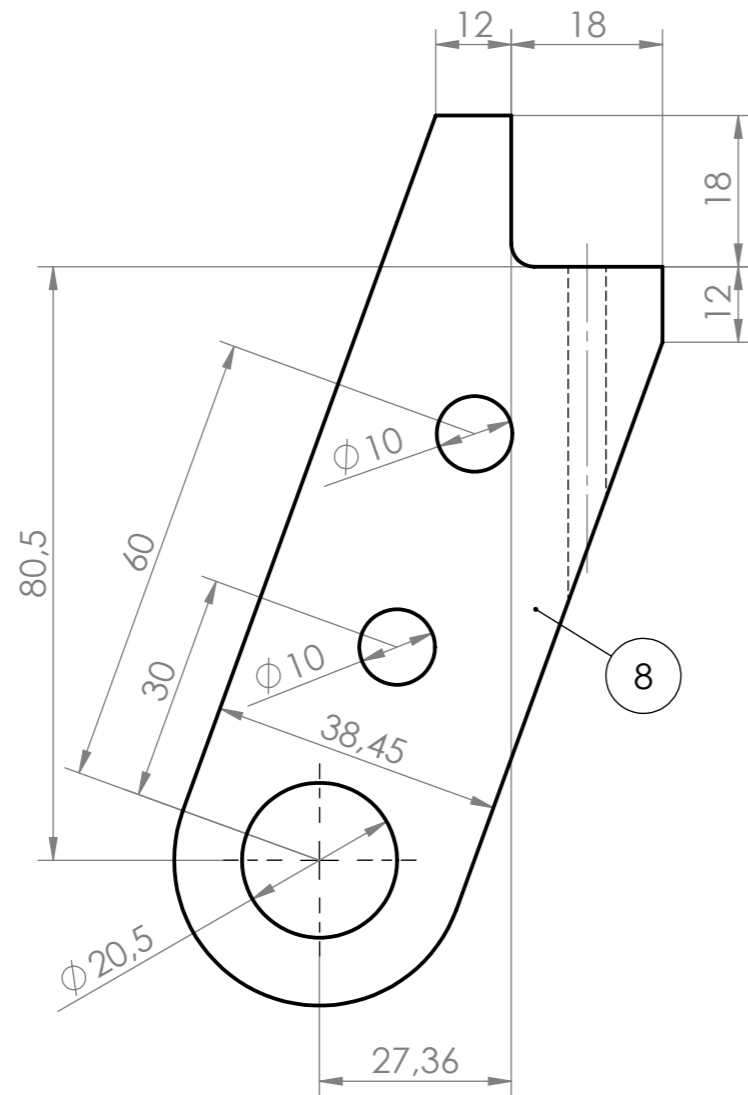


1,6/Alle
▽overflater



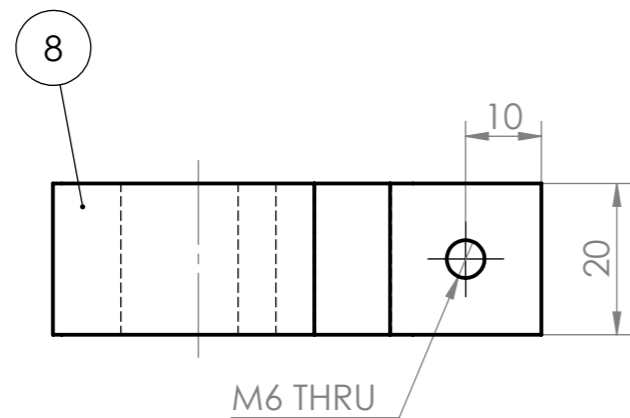
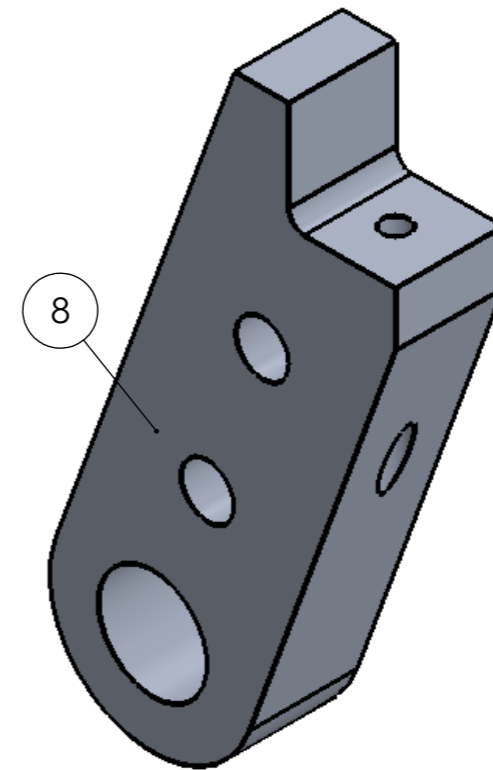
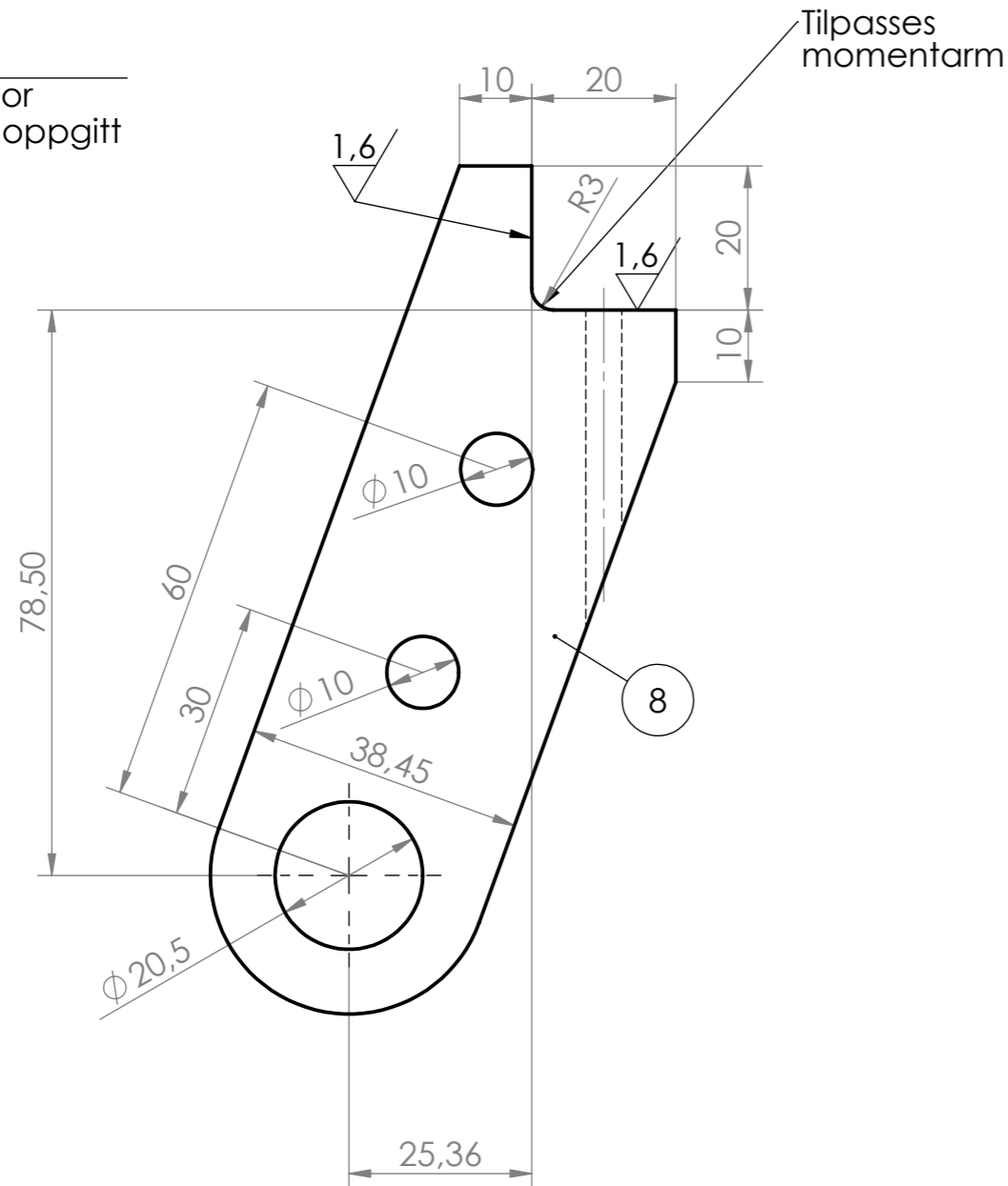
Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
7	1	Skive Ø31 x 3	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	13.04.16	Konstr./Tegnet:	Projeksjon:
Format:	A3	GCJ/EJG	Målestokk:
			5:1
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for:
Stroppefjerner			Erstattet av:
			Skive Ø19 x 31 x 3
Henvisning:		Beregning:	

NMBU

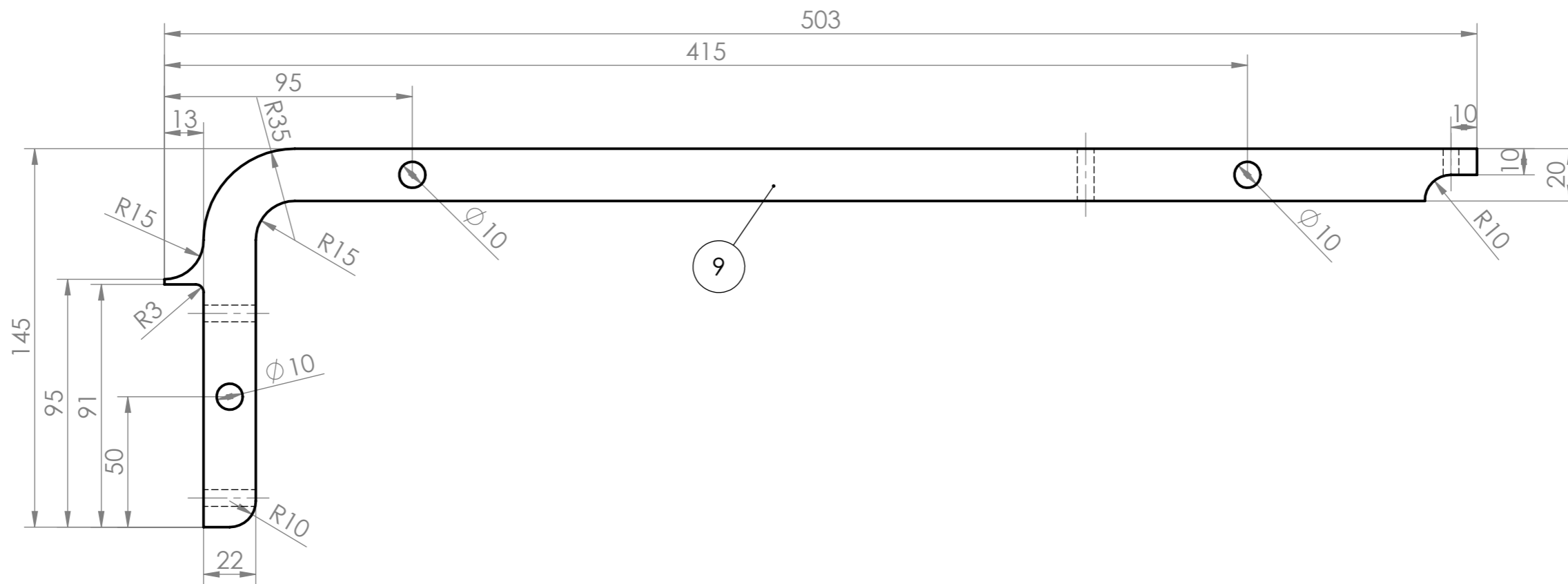


Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
8	1	Akselholder til momentarm 120 x 65 x 20	EN AW 6082 T6
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato: 13.04.2016	Konstr./Tegnet: GCJ/EJG	Projeksjon: 	Målestokk: 1:1
Format: A3			NMBU
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for:
Stroppefjerner			Erstattet av:
Henvisning:	Beregning:	Akselholder til momentarm 1/2 Grovbearbeiding	

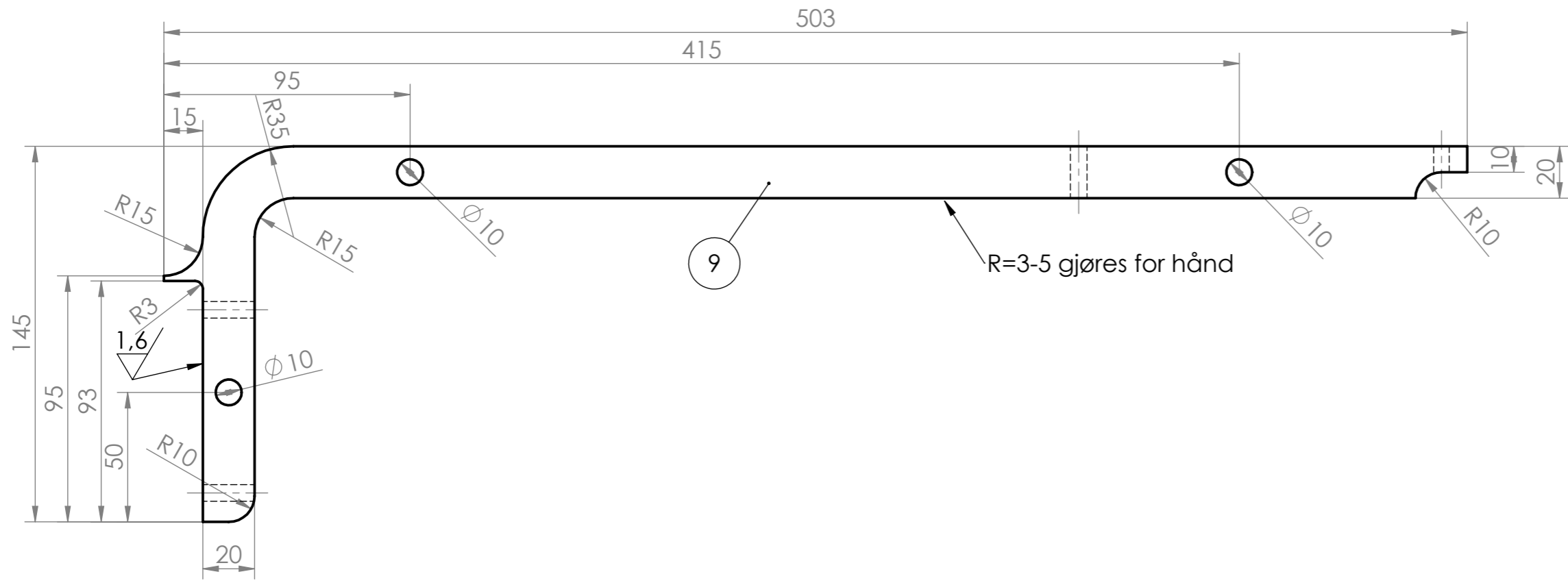
3,2/ Alle flater hvor
 ▽ ikke annet er oppgitt



Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
8	1	Akselholder til momentarm 120 x 65 x 20	EN AW 6082 T6
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato: 13.04.2016	Konstr./Tegnet: GCJ/EJG	Projeksjon: 	Målestokk: 1:1
Format: A3			NMBU
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for:
Stroppefjerner			Erstattet av:
Henvising:	Beregning:	Akselholder til momentarm 2/2 Finbearbeiding	

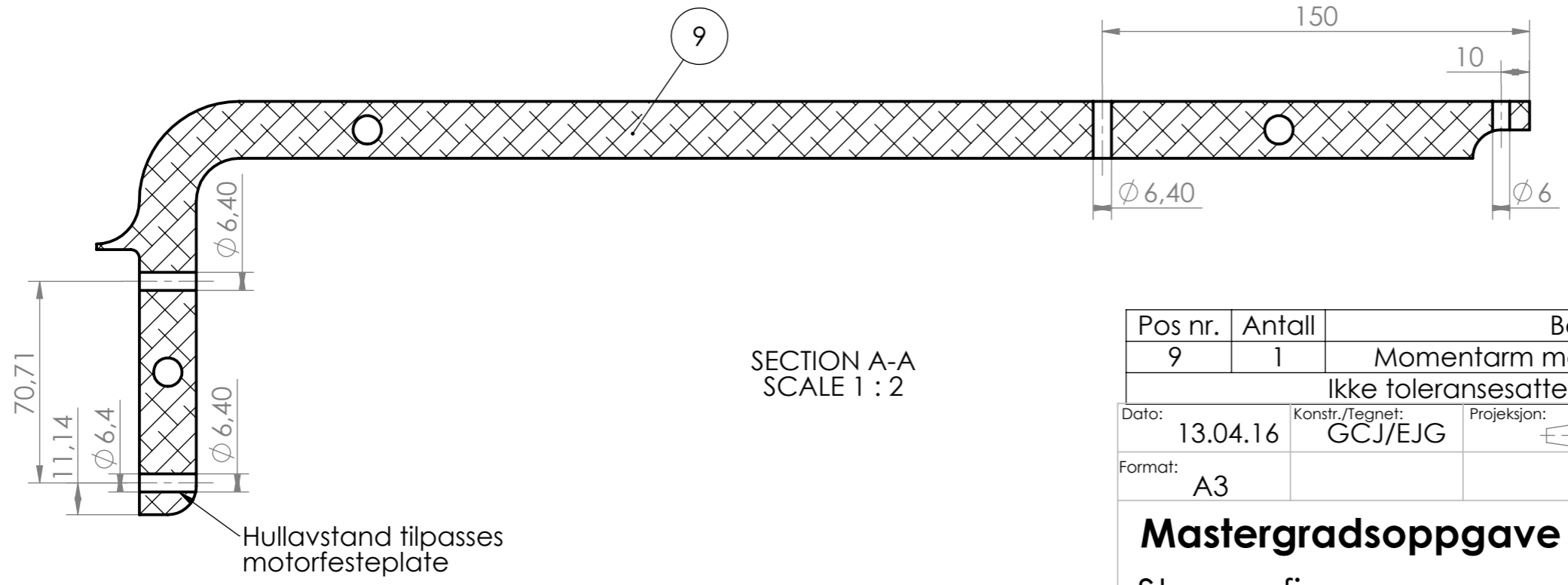
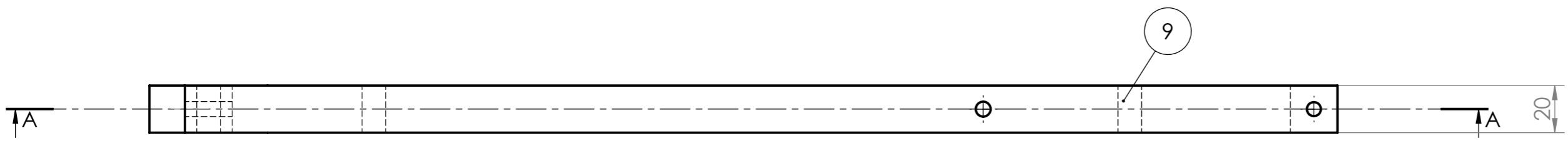


Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
9	1	Momentarm motorfeste 506 x 145 x 20	EN AW 6082 T6
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	13.04.16	Konstr./Tegnet:	G CJ/EJG
Format:	A3	Projeksjon:	 Målestokk:
			1:2
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for:
Stroppefjerner			Erstattet av:
Henvising:			Beregning:
			Momentarm motorfeste 1/2 Grovbearbeiding



R=3-5 gjøres for hånd

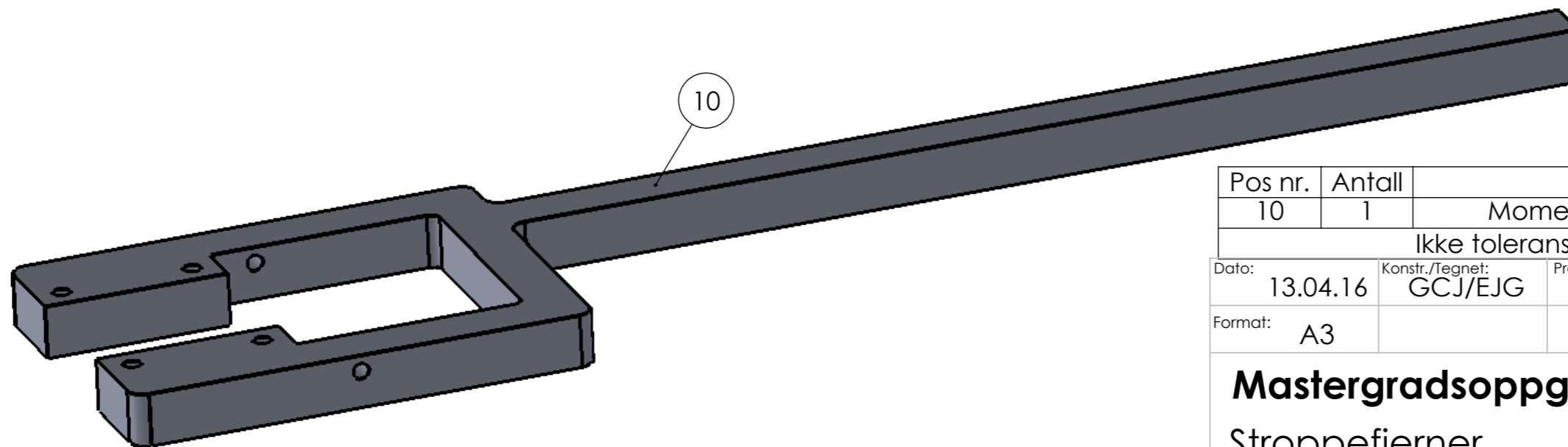
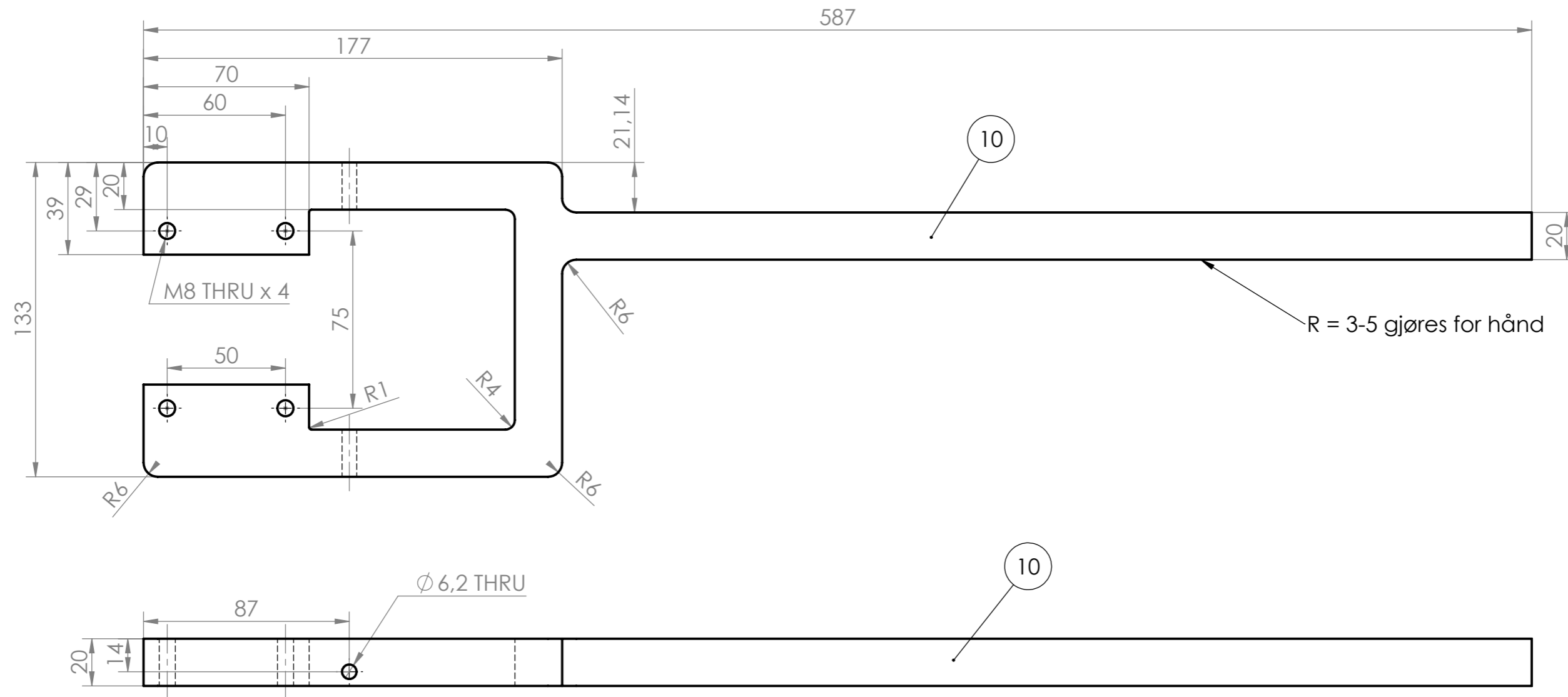
3,2 / Alle flater hvor
 ▽ ikke annet er oppgitt



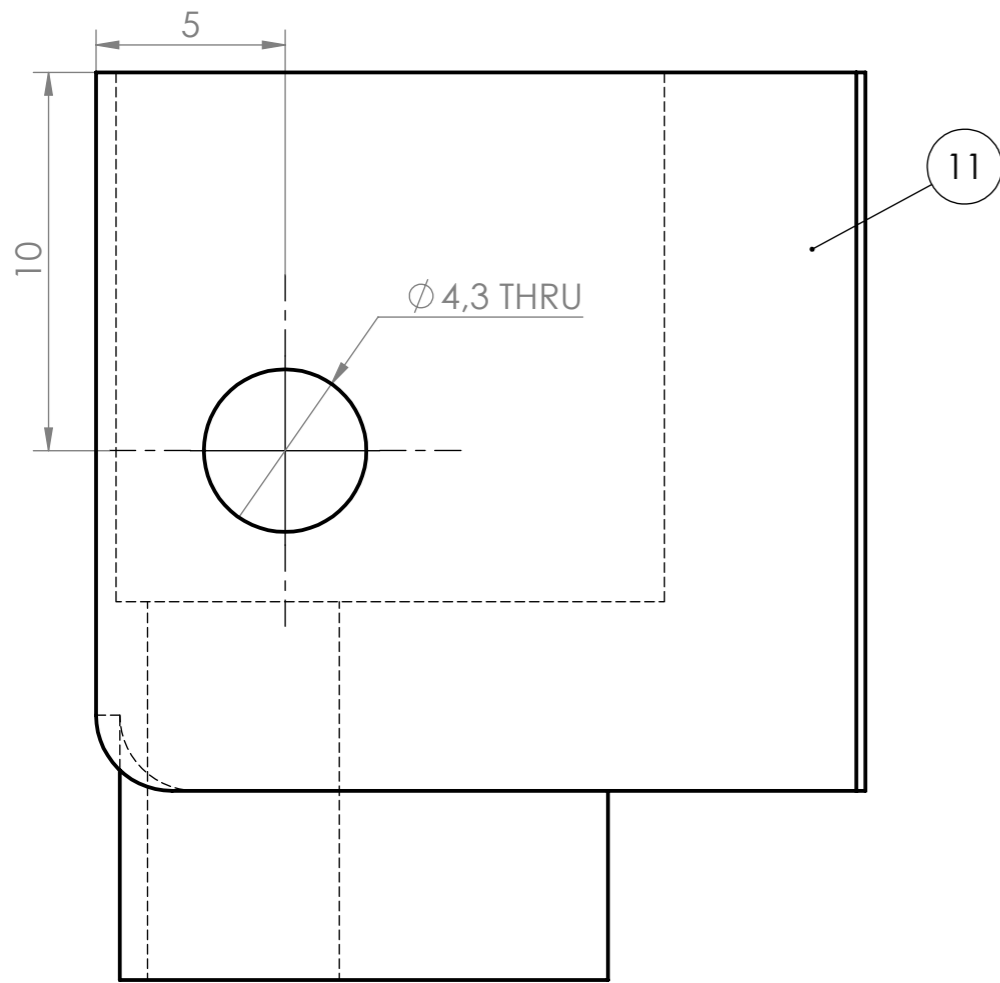
SECTION A-A
 SCALE 1 : 2

Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
9	1	Momentarm motorfeste 506 x 145 x 20	EN AW 6082 T6
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	13.04.16	Konstr./Tegnet: G CJ/EJG	Projeksjon: Målestokk: 1:2
Format:	A3		
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for: Erstattet av:
Stroppefjerner			Momentarm motorfeste 2/2
Henvisning: Beregning:			Finbearbeiding

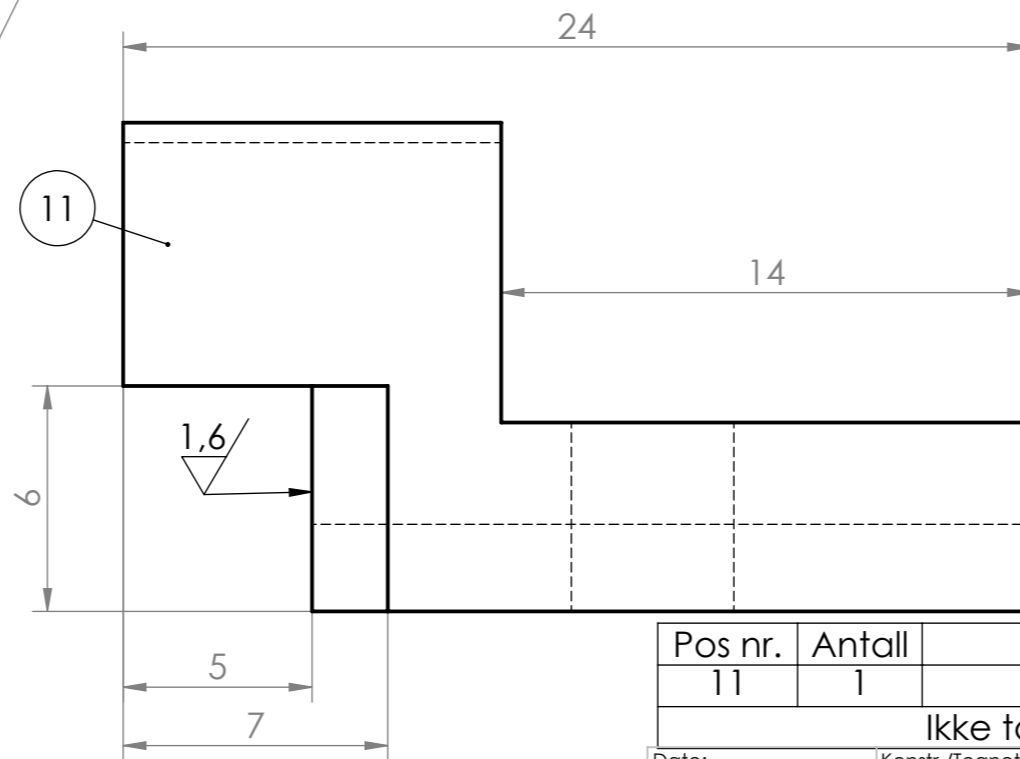
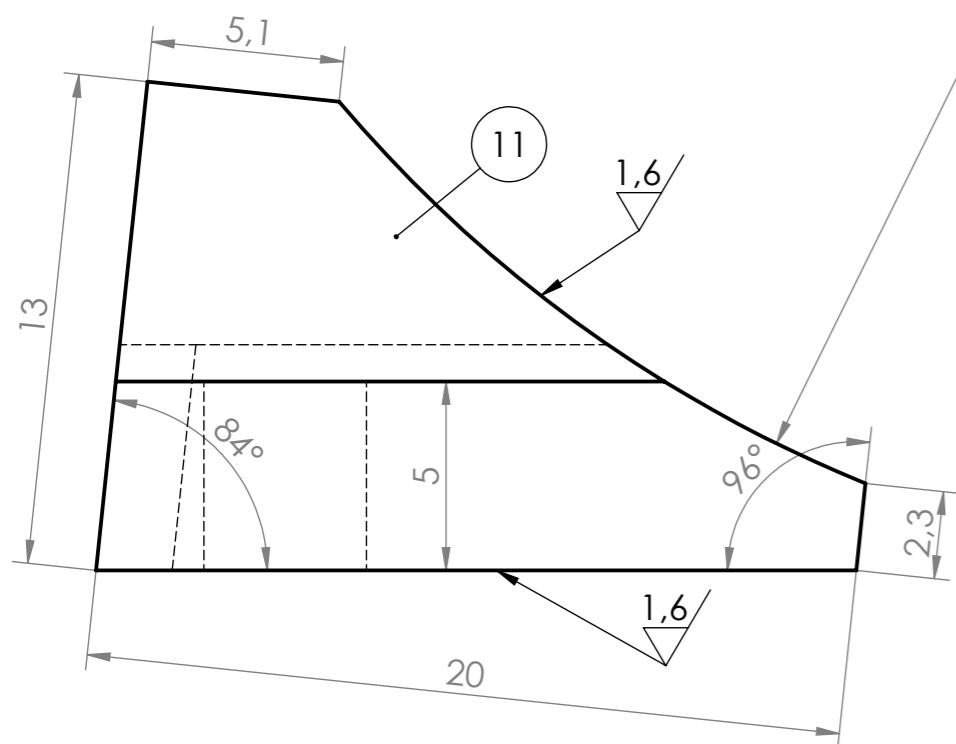
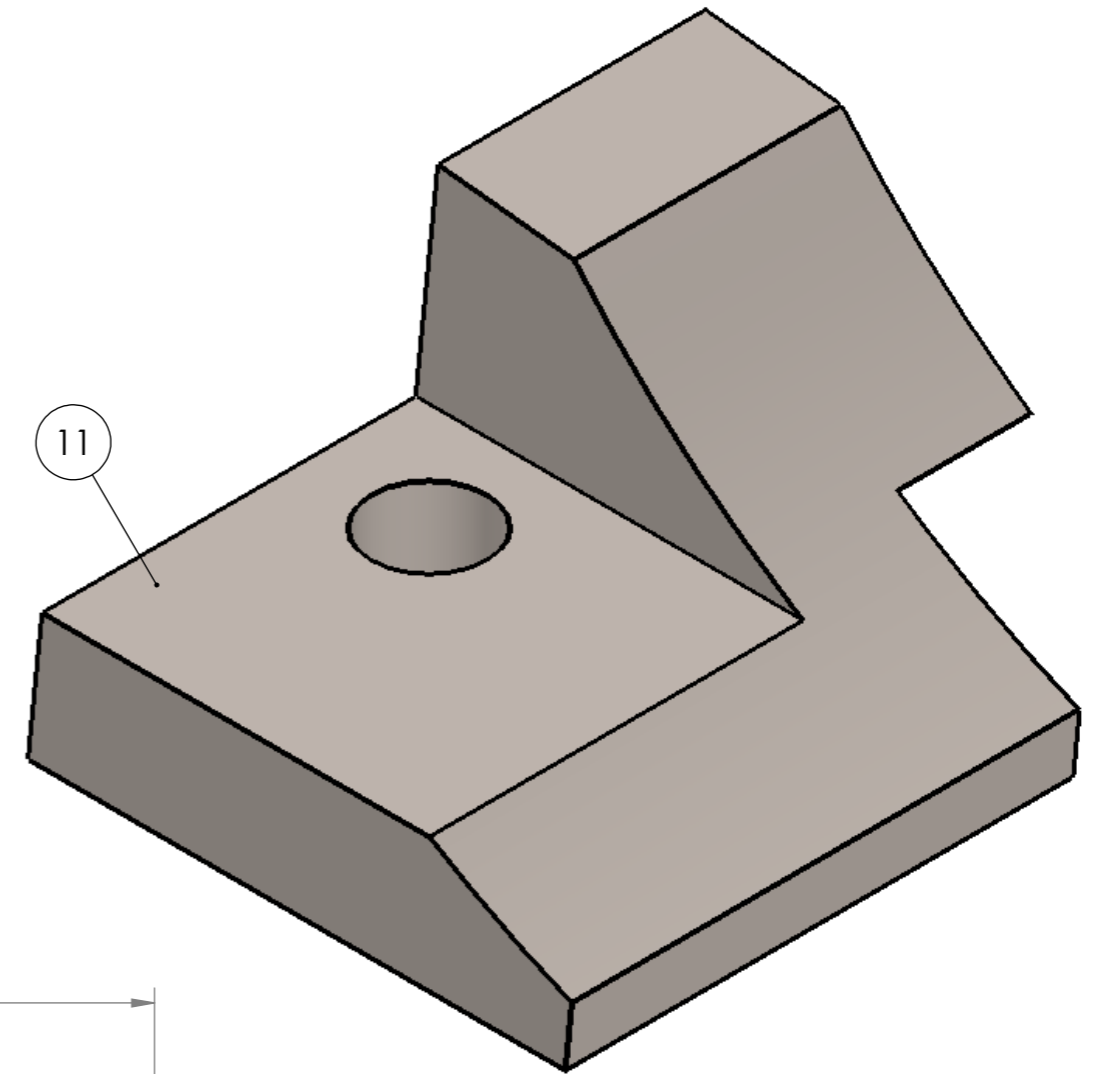
3,2/Alle
overflater



Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
10	1	Momentarm spade 587 x 133 x 20	EN AW 6082 T6
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	13.04.16	Konstr./Tegnet:	Projeksjon:
		GCJ/EJG	Målestokk:
Format:	A3		1:2
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for:
Stroppefjerner			Erstattet av:
			Momentarm spade
Henvisning:		Beregning:	

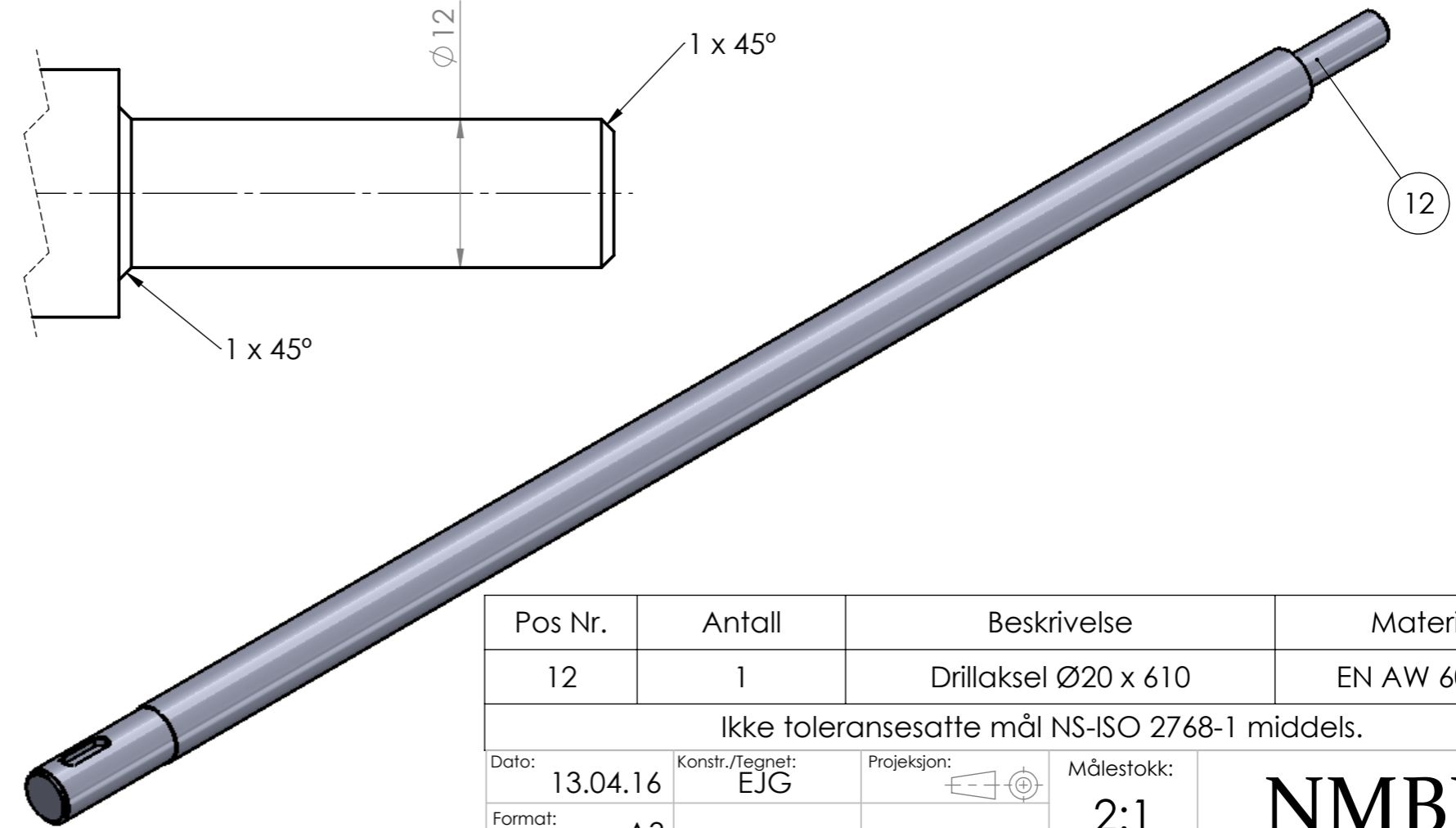
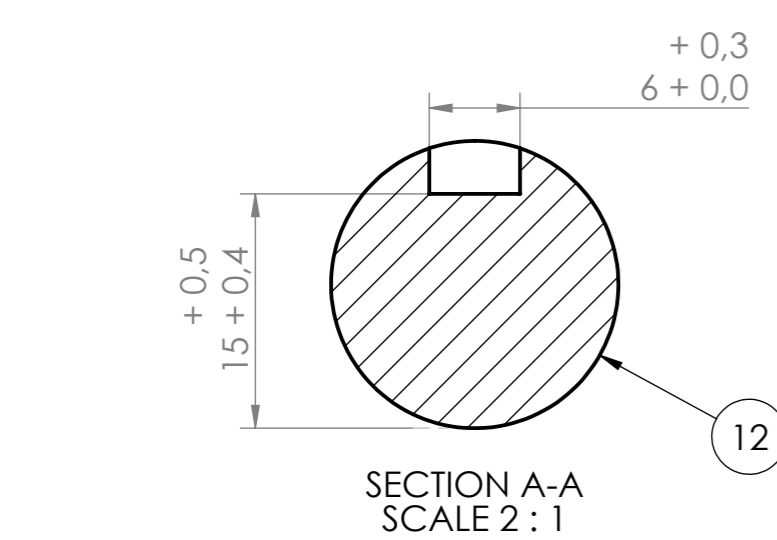
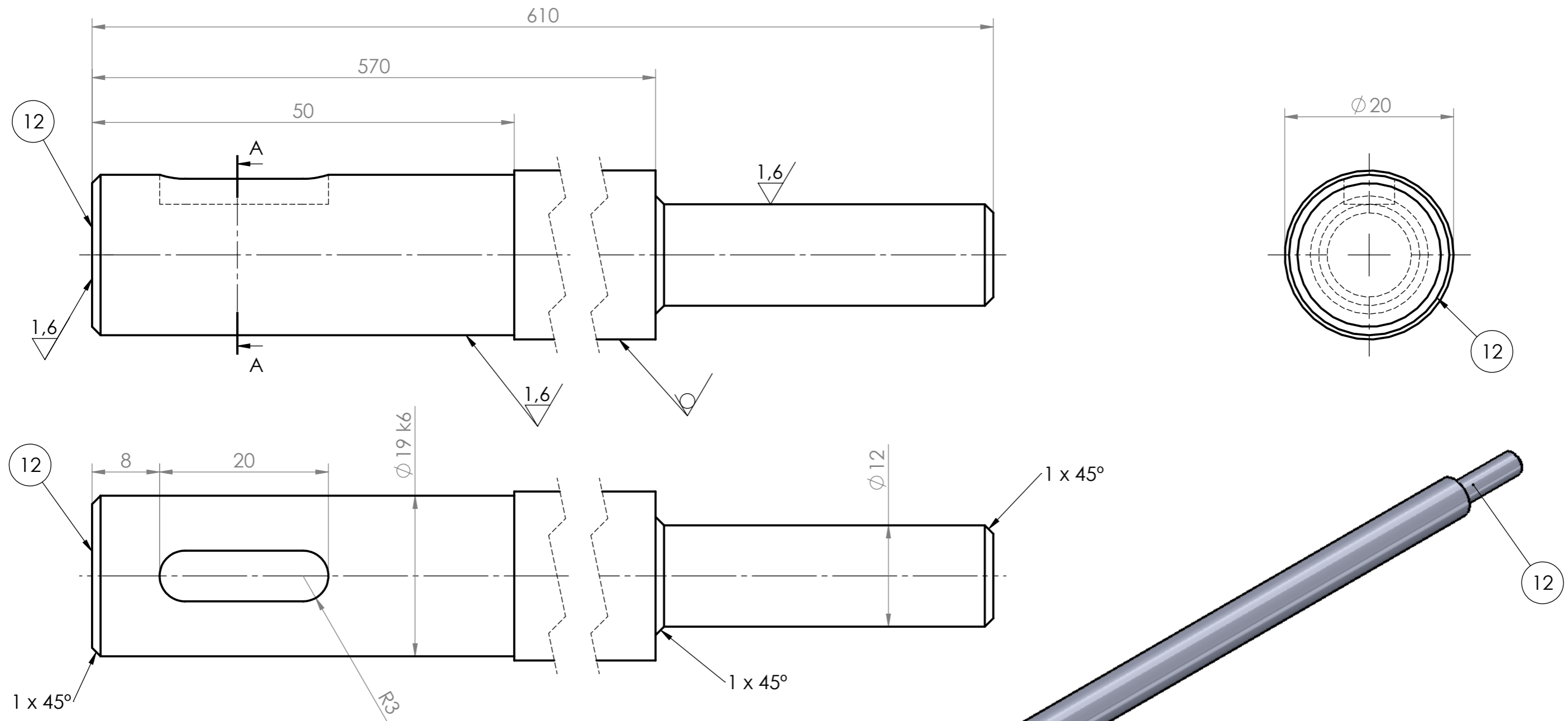


3,2/ Alle overflater hvor ikke annet er oppgitt



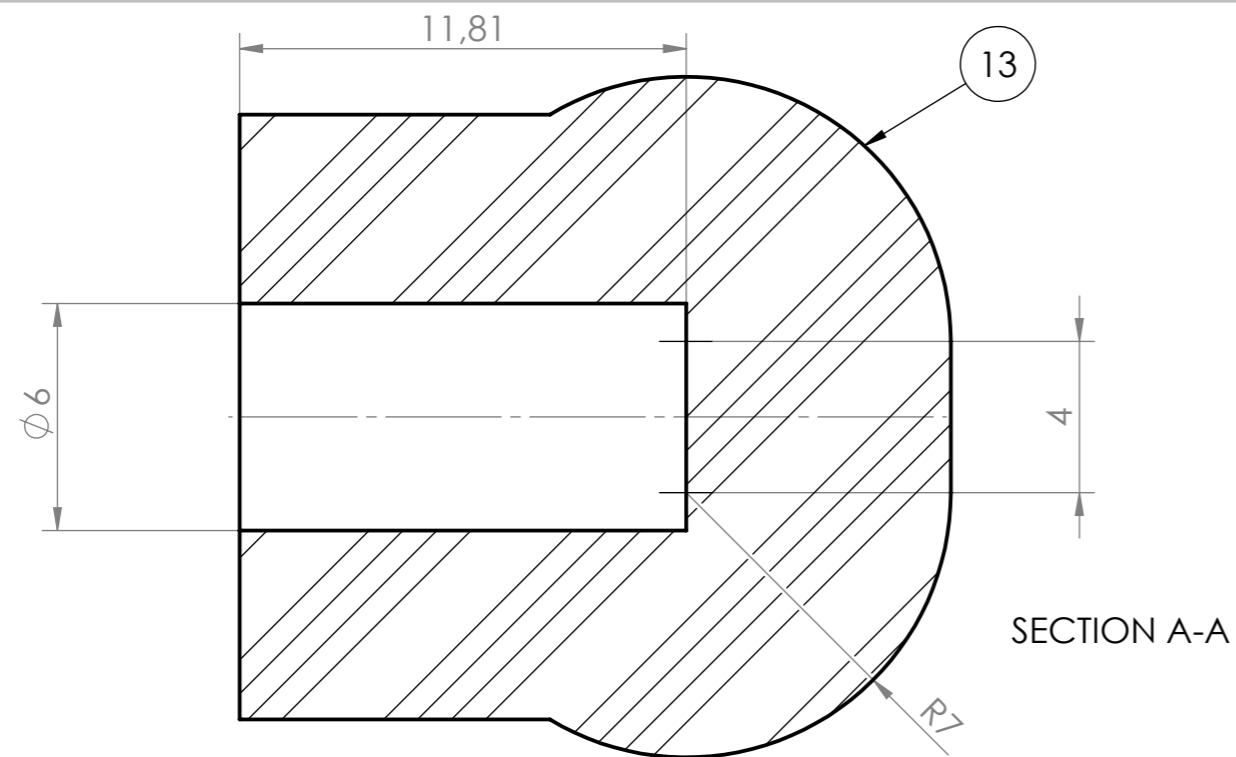
Radie tilpasses spade

Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
11	1	Styreplate 24 x 20 x 13	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	14.04.16	Konstr./Tegnet:	GCJ
Format:	A3	Projeksjon:	
		Målestokk:	5:1
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for:
Stroppefjerner			Erstattet av:
			NMBU
			Styreplate
Henvisning:		Beregning:	

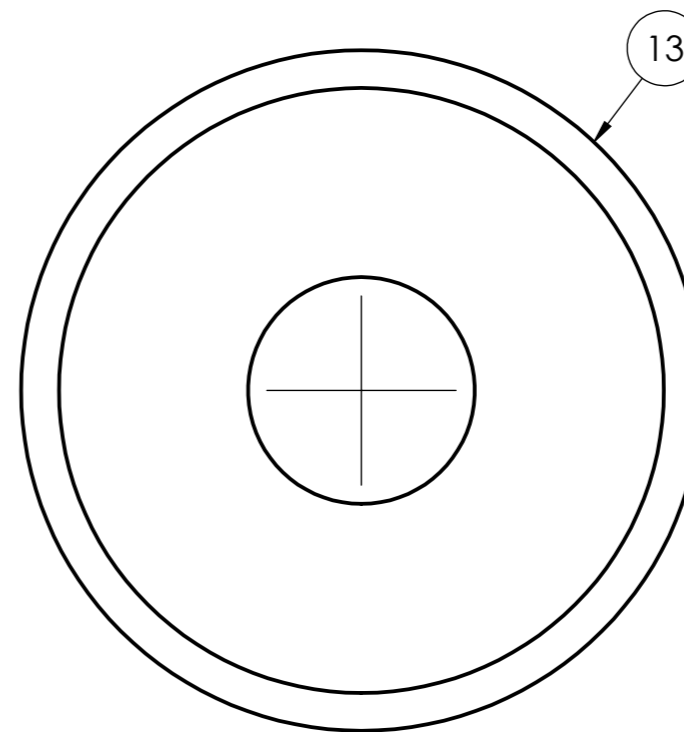
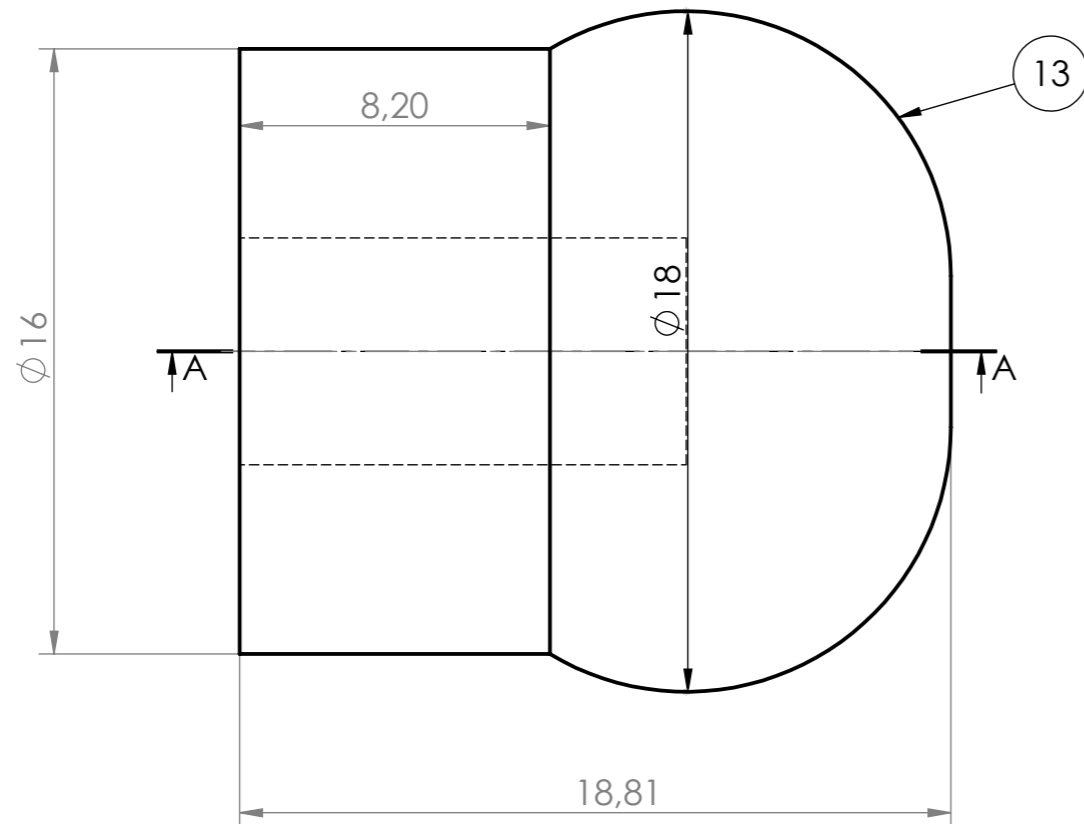
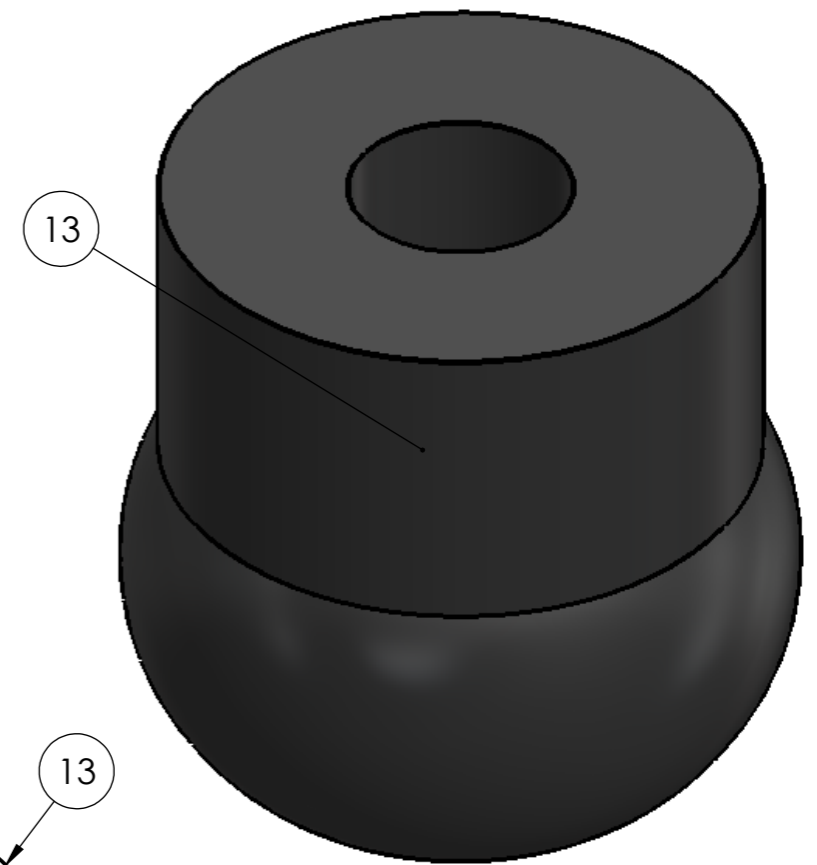


SCALE 1 : 2

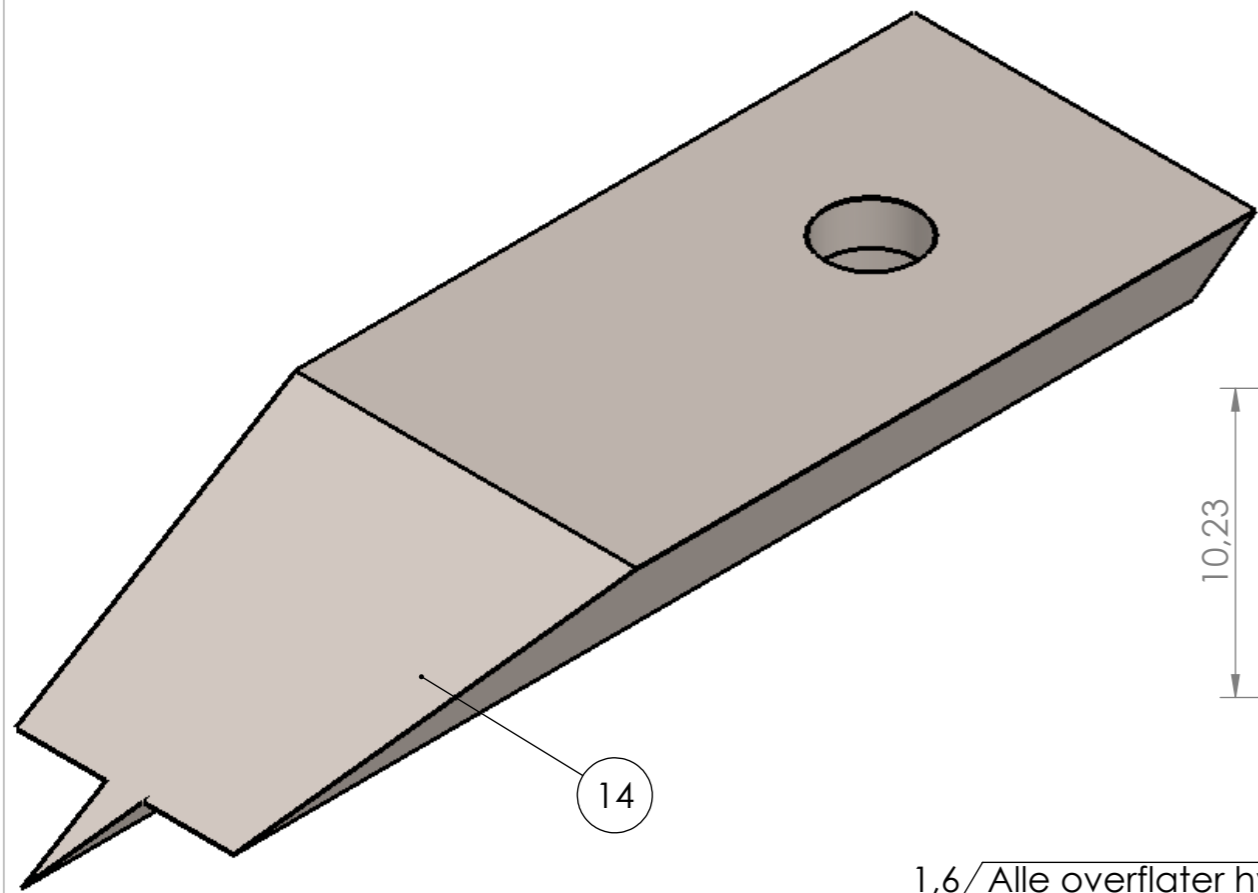
Pos Nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
12	1	Drillaksel $\varnothing 20 \times 610$	EN AW 6082 T6
Ikke toleransesatte mål NS-ISO 2768-1 middels.			
Dato: 13.04.16	Konstr./Tegnet: EJG	Projeksjon:	Målestokk: 2:1
Format: A3			
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for: Erstattet av:
Stroppefjerner			Drillaksel
Henvisning:		Beregning:	



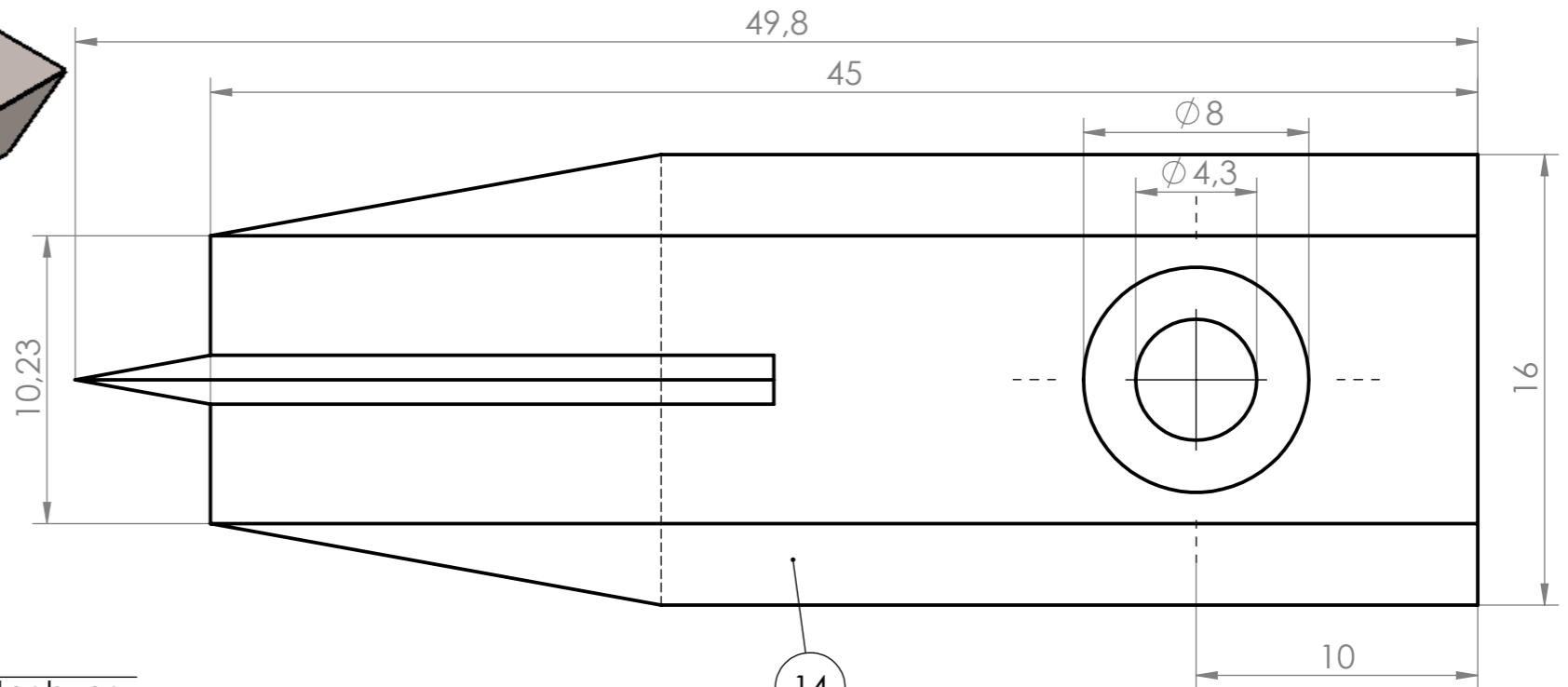
3,2/ ∇ Alle flater hvor ikke annet er oppgitt.



Pos Nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
13	1	Gummiplugg	Polyuretan
Ikke toleransesatte mål NS-ISO 2768-1 middels.			
Dato:	13.04.16	Konstr./Tegnet:	EJG
Format:	A3	Projeksjon:	Målestokk:
			5:1
Mastergradsoppgave 2016 Stroppefjerner			Erstatning for:
			Erstattet av:
			NMBU
			Gummiplugg
Henvisning:	Beregning:		

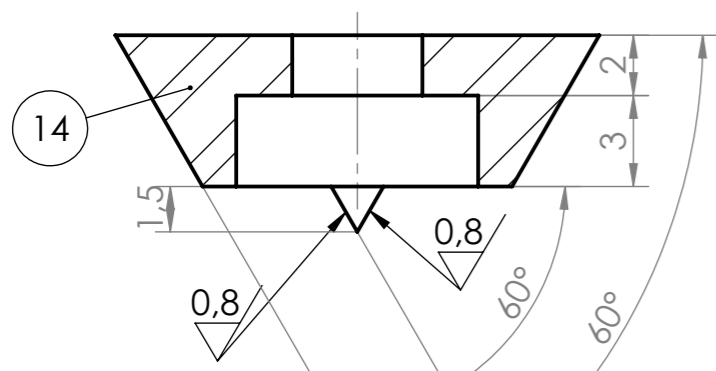


14



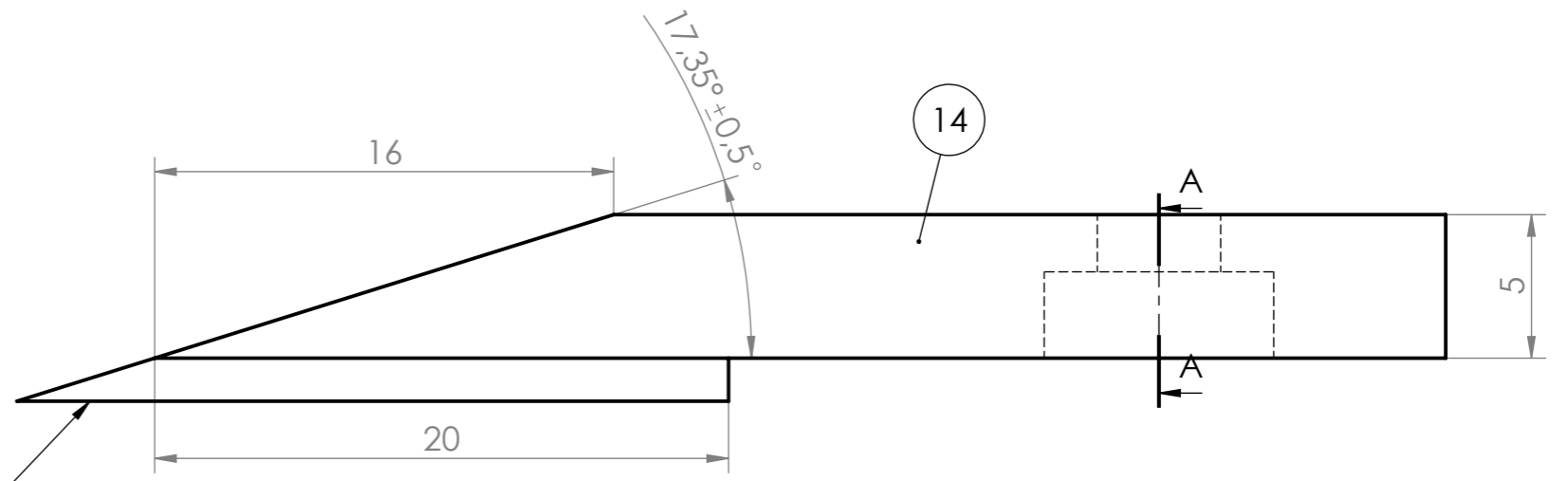
14

1,6 / Alle overflater hvor ikke annet er oppgitt



14

SECTION A-A
SCALE 4 : 1



14

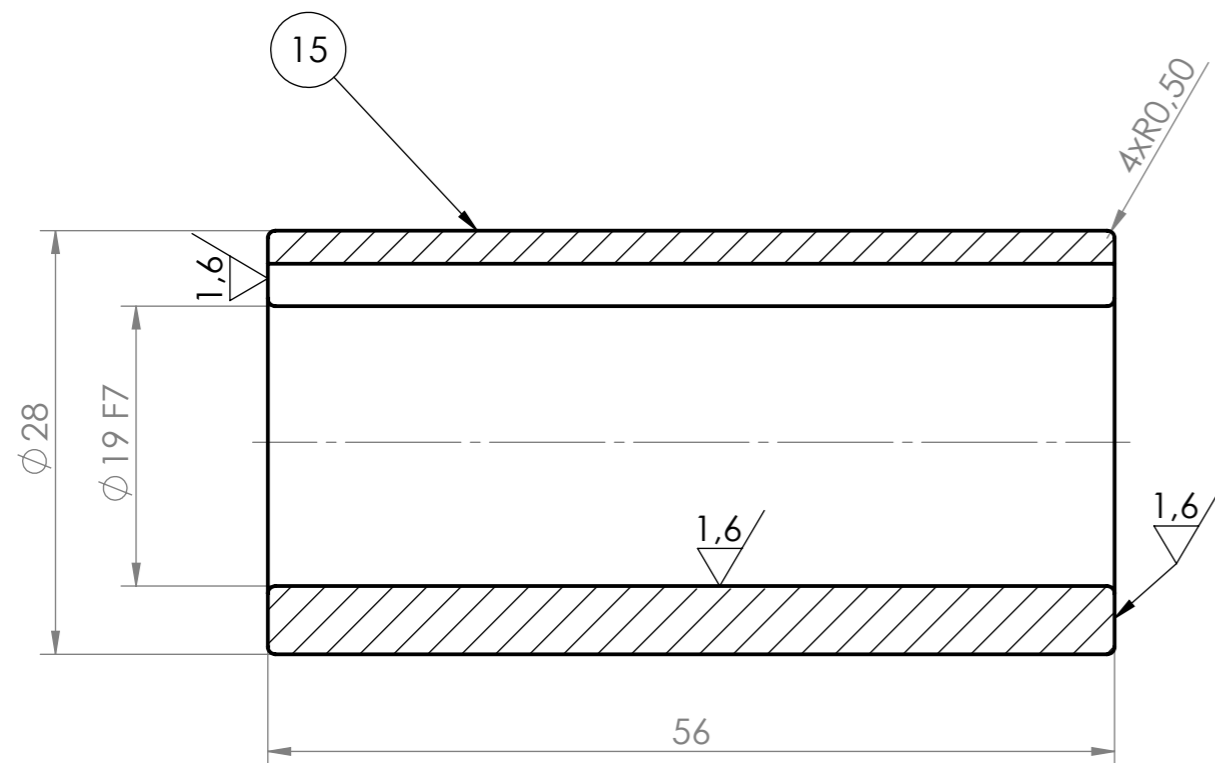
Hold kanten skarp
(knivegg)

Rytter skal tilpasses spade

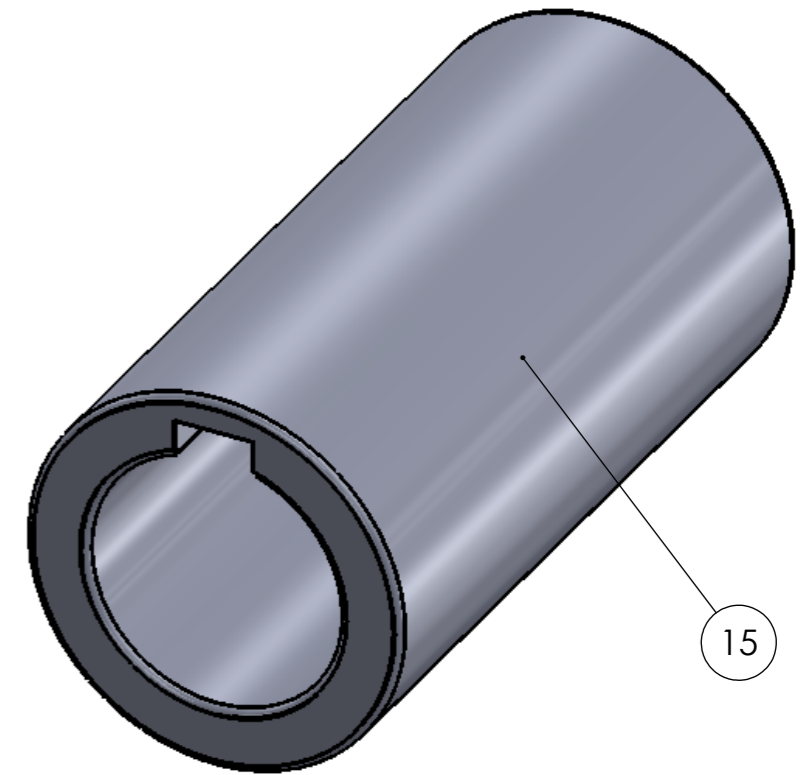
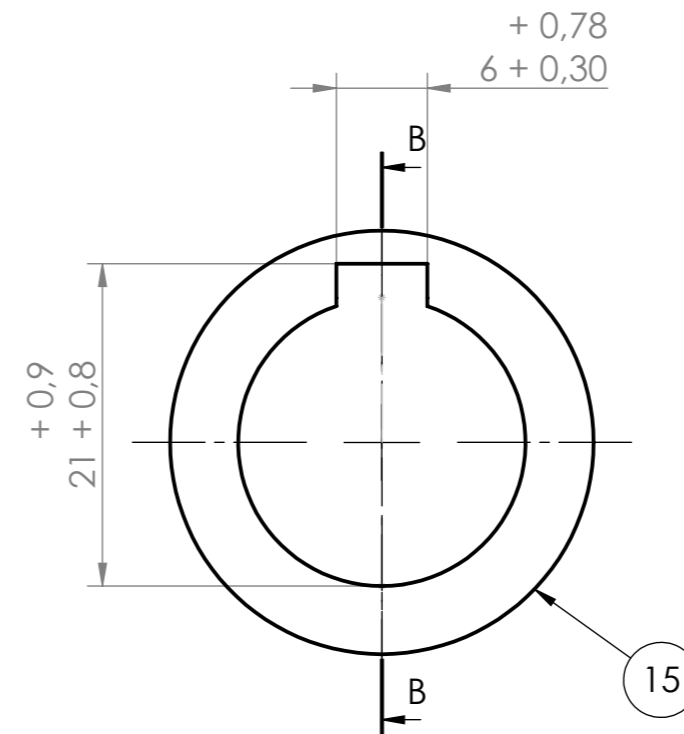
Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
14	1	Rytter 49,8 x 16 x 6,5	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	13.04.16	Konstr./Tegnet:	GCJ
Format:	A3	Projeksjon:	
		Målestokk:	4:1
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for:
Stroppefjerner			Erstattet av:
			Rytter 1,5 mm
Henvisning:		Beregning:	

NMBU

3,2 $\sqrt{\text{Alle flater hvor ikke annet er oppgitt.}}$



SECTION B-B
SCALE 2 : 1



Pos Nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
15	1	Hylse Ø30 x 56	EN 1.4404

Ikke toleransesatte mål NS-ISO 2768-1 middels.

Dato: 13.04.16	Konstr./Tegnet: EJG	Projeksjon:	Målestokk: 2:1	NMBU
Format: A3				

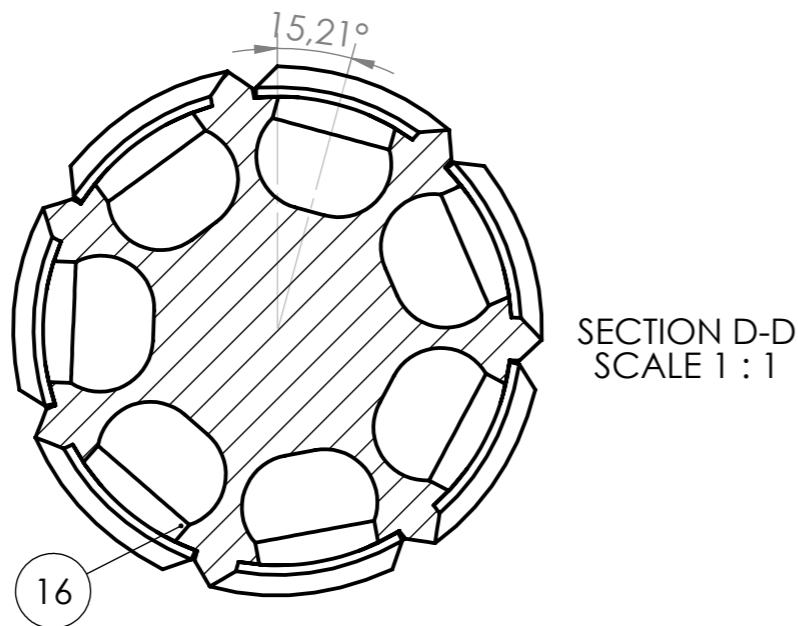
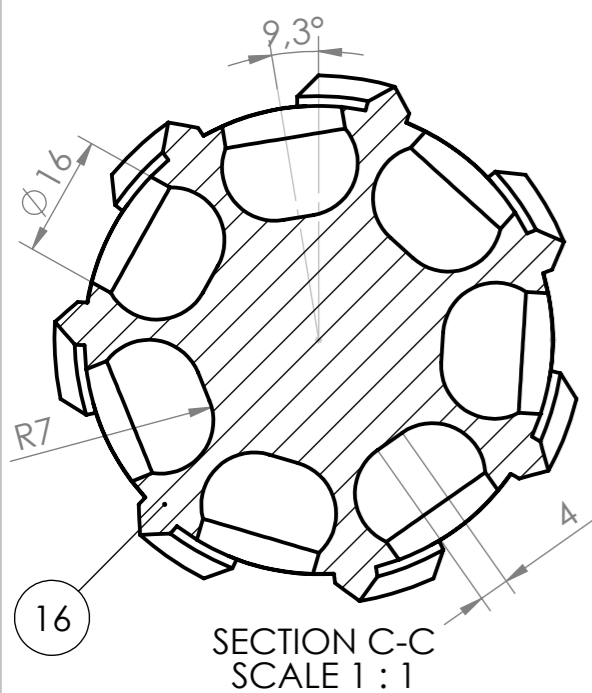
Mastergradsoppgave 2016

Stroppefjerner

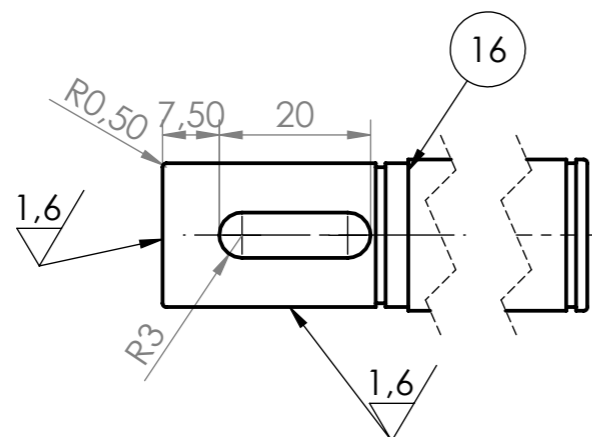
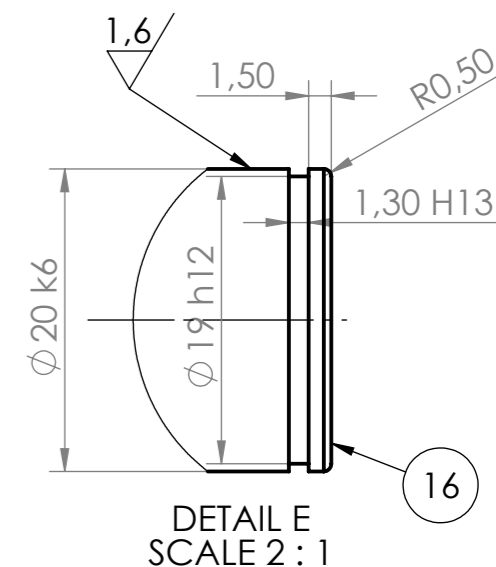
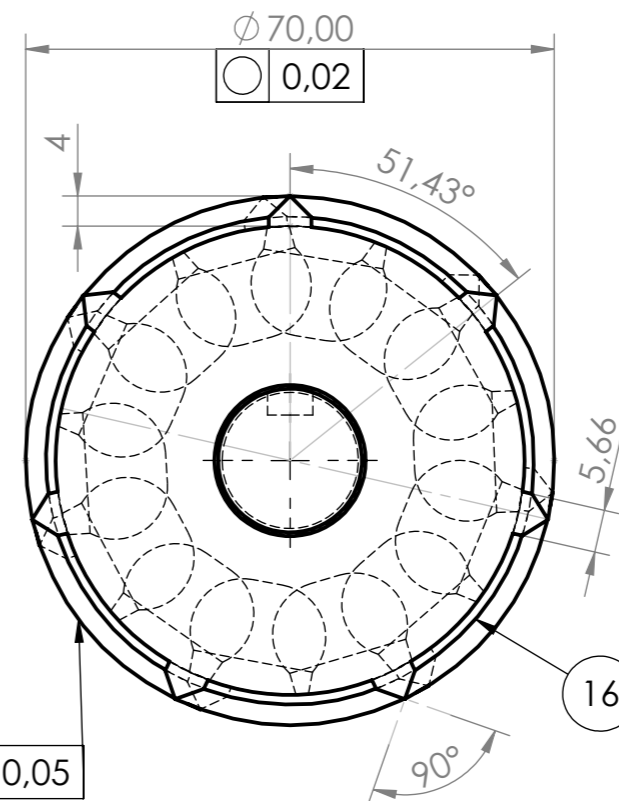
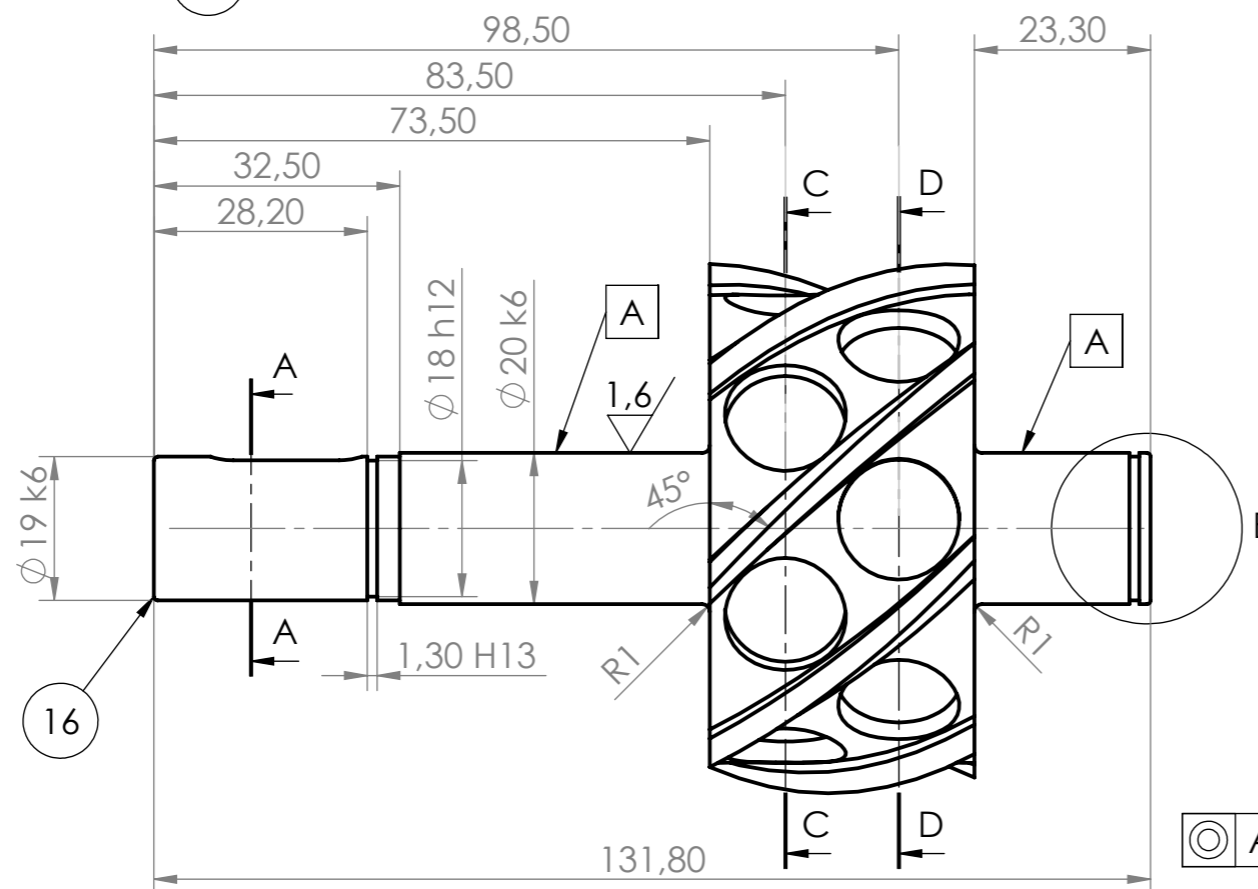
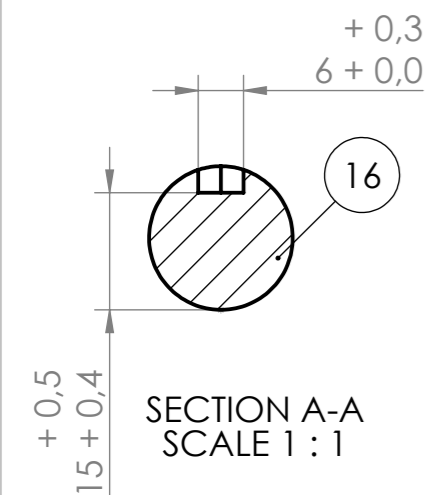
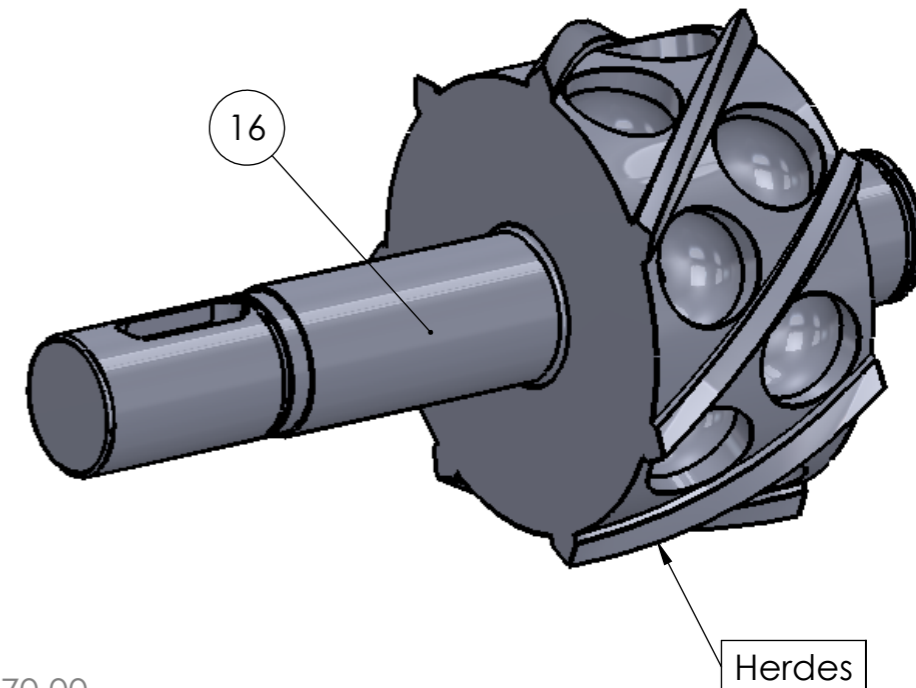
Erstatning for: Erstattet av:

Hylse

Henvising:	Beregning:
------------	------------



3,2 / Alle flater hvor ikke annet er oppgitt.



Pos Nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
16	1	Knivrulle Ø75 x 132	EN 1.4542

Ikke toleransesatte mål NS-ISO 2768-1 middels.

Dato:	13.04.16	Konstr./Tegnet:	EJG	Projeksjon:		Målestokk:	1:1
Format:	A3						

NMBU

Overflateherding:

Knivene nitrifiseres til 64 HRC, ved 540grader Celsius, pga. at de skal holde seg skarpe.

Mastergradsoppgave 2016

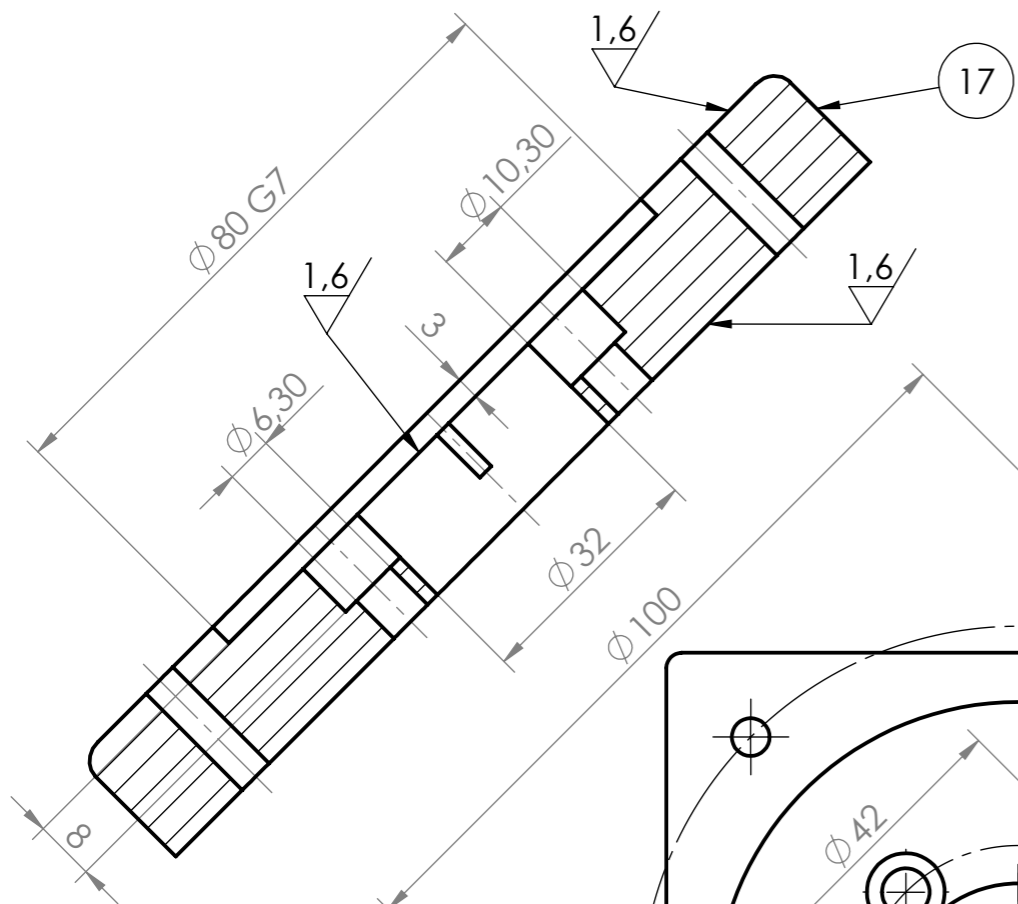
Stroppefjerner

Erstatning for: Erstattet av:

Knivrulle

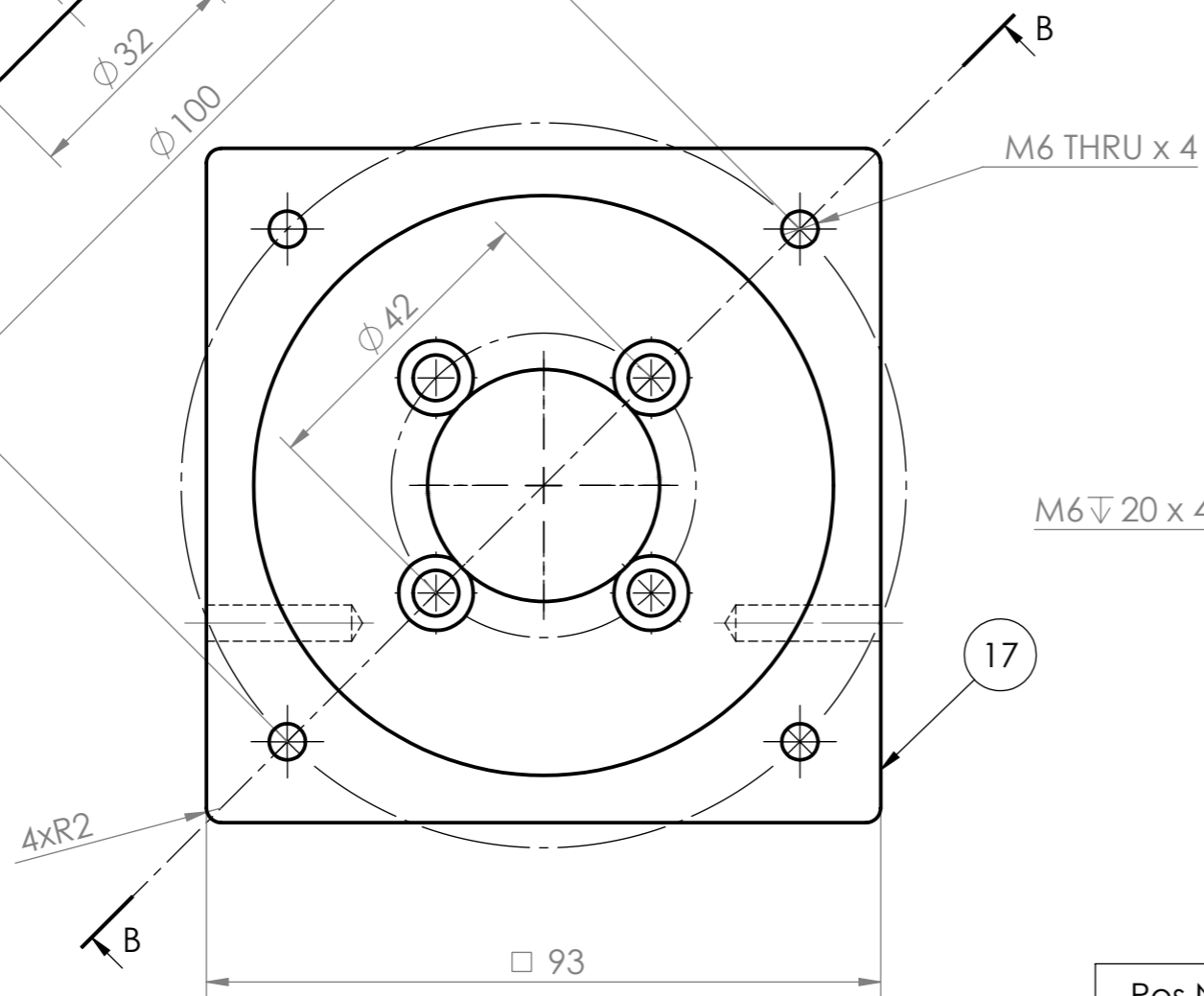
Henvisning:

Beregning:



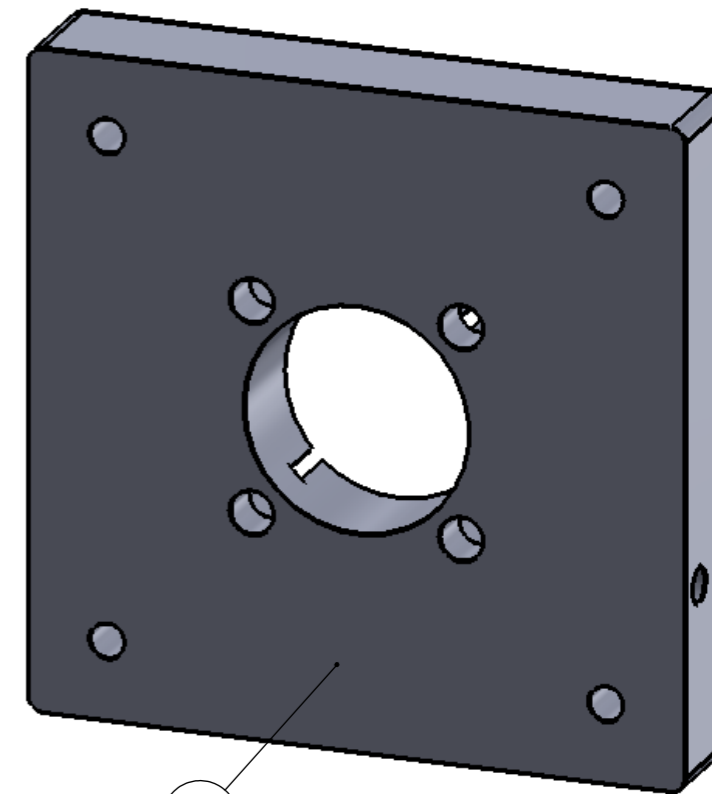
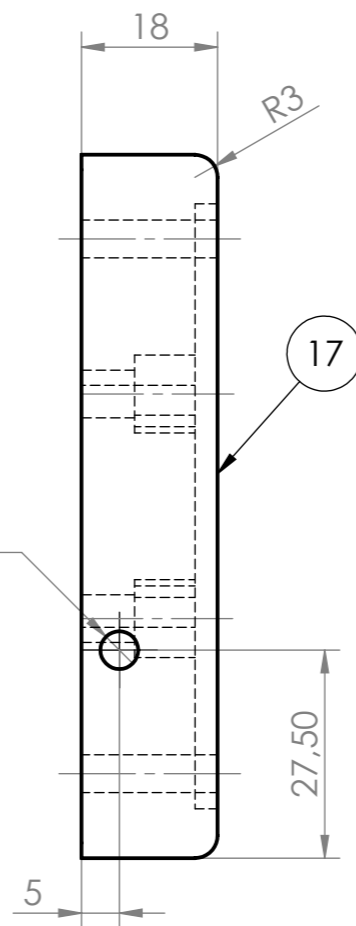
SECTION B-B

3,2/ Alle flater hvor ikke annet er oppgitt.



M6 THRU x 4

M6 20 x 4



Pos Nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
17	1	Motorfesteplate 100 x 20	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS-ISO 2768-1 middels.			

Dato: 13.04.16	Konstr./Tegnet: EJG	Projeksjon:	Målestokk: 1:1
Format: A3			

NMBU

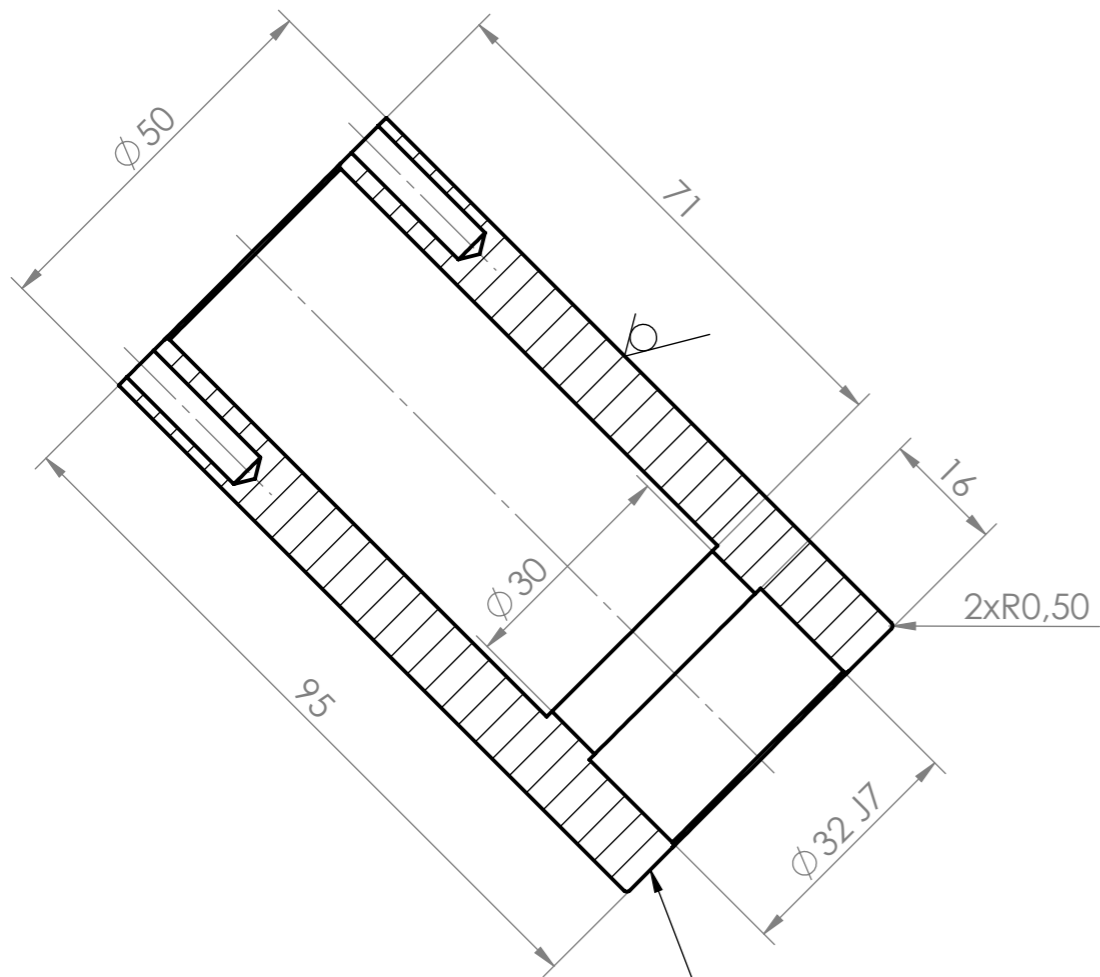
Mastergradsoppgave 2016

Stroppefjerner

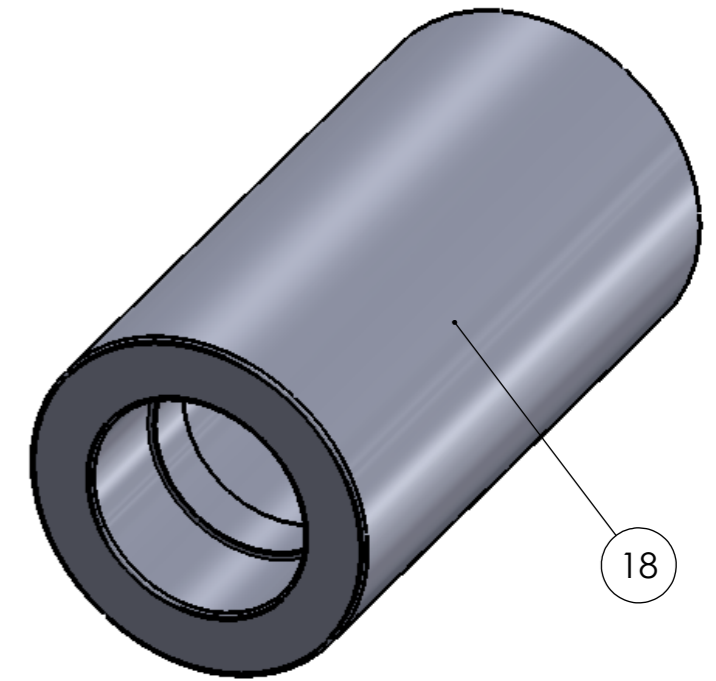
Erstatning for: Erstattet av:

Motorfesteplate

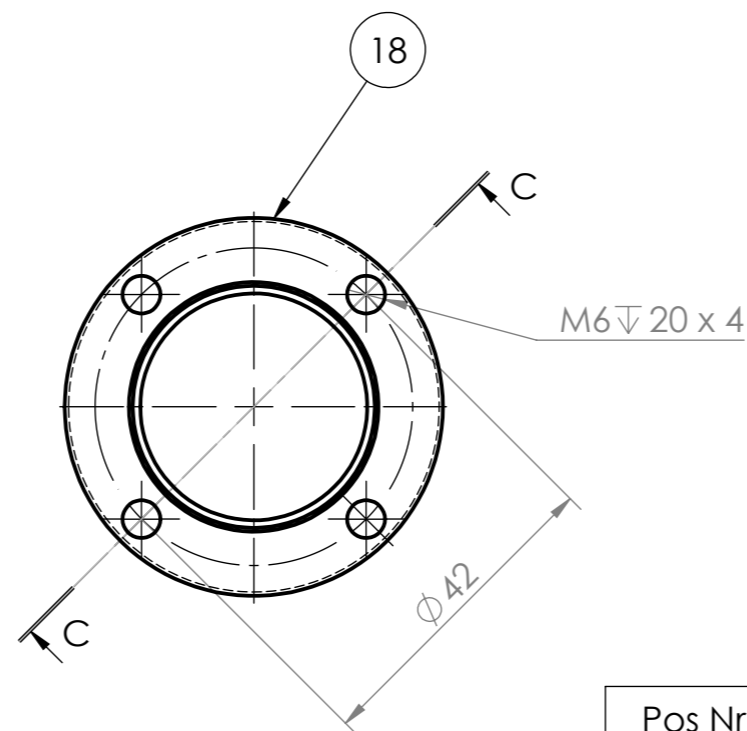
Hvisning: Beregning:



1,6 ∇ Alle flater hvor ikke annet er oppgitt.



SECTION C-C



Pos Nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
18	1	Motorfestesylder Ø50 x 95	EN 1.4404

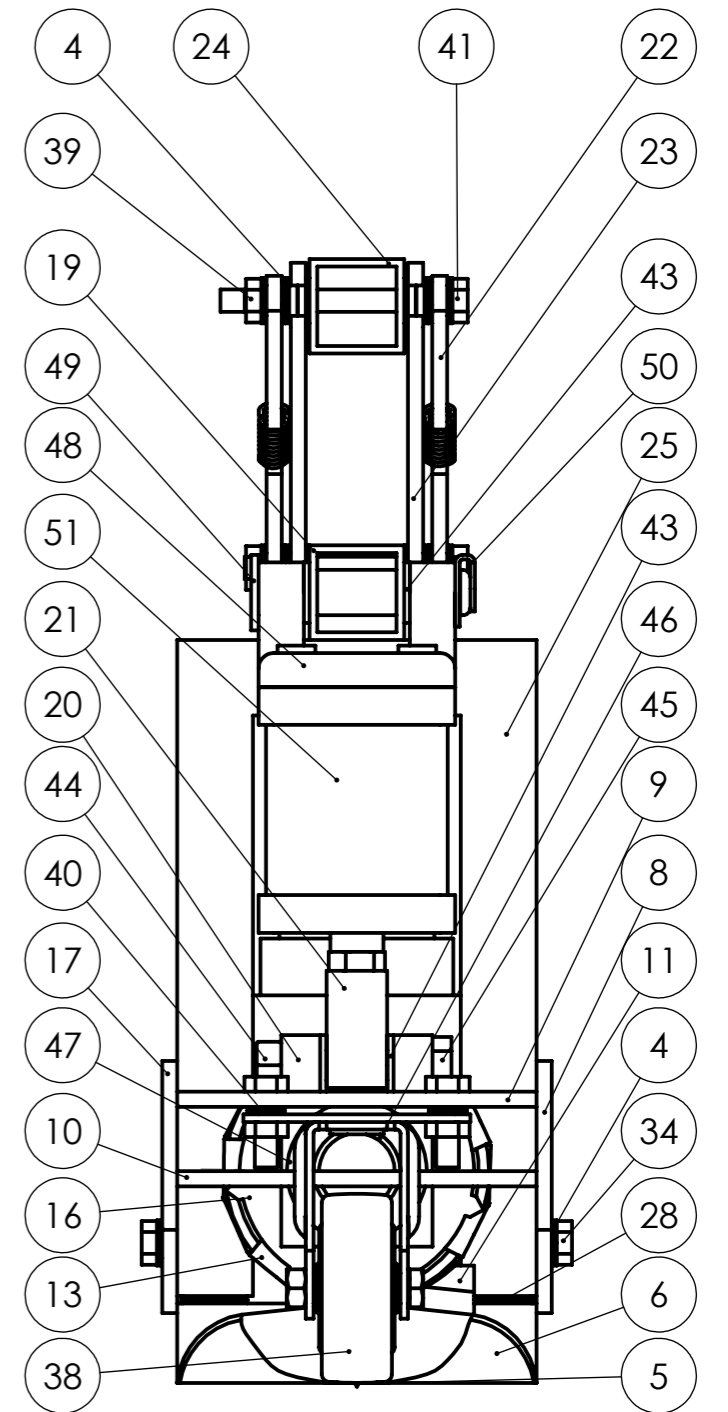
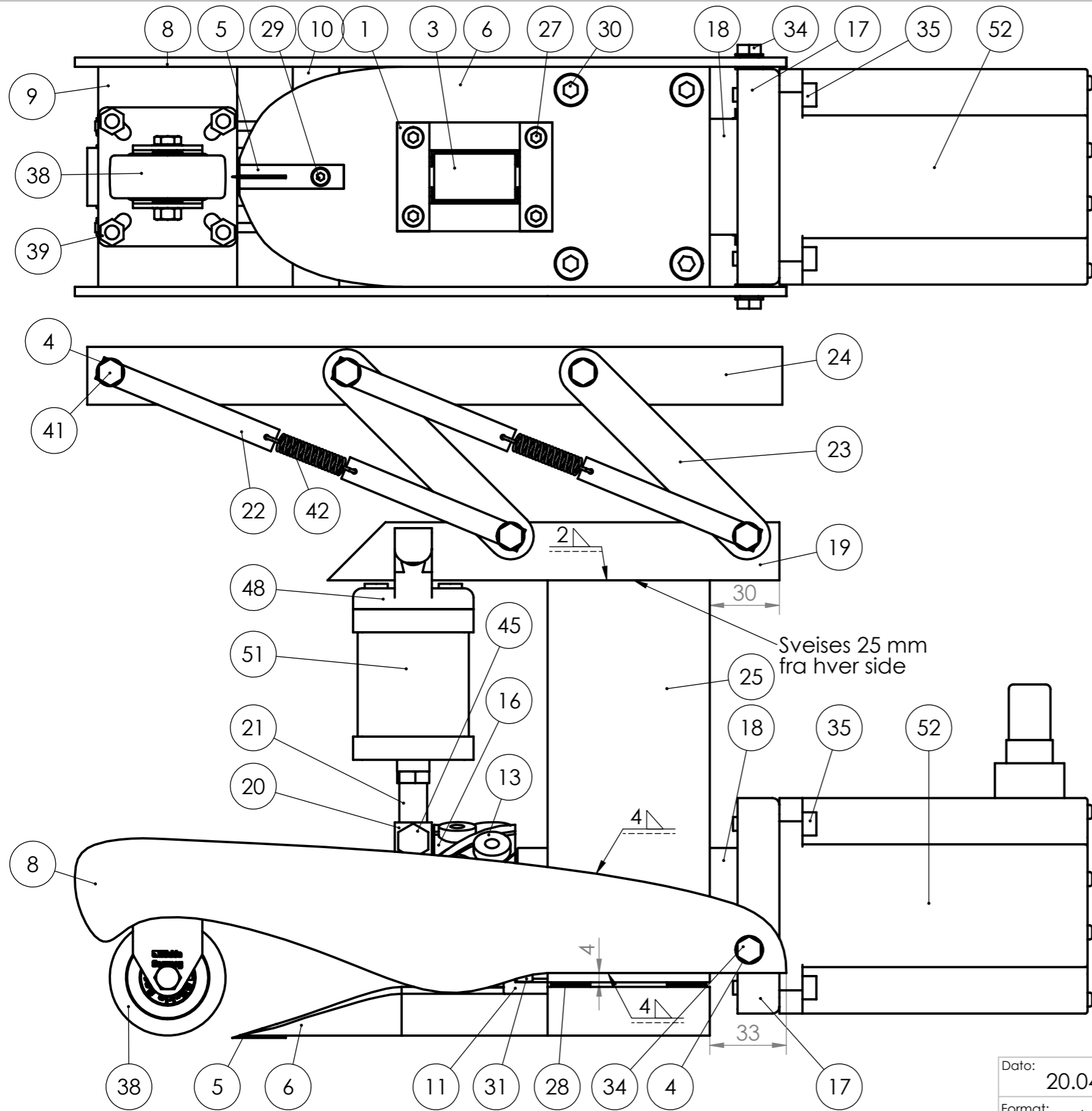
Ikke toleransesatte mål NS-ISO 2768-1 middels.

Dato: 13.04.16	Konstr./Tegnet: EJJ	Projeksjon:	Målestokk: 1:1	NMBU
Format: A3				

Mastergradsoppgave 2016
Stroppefjerner

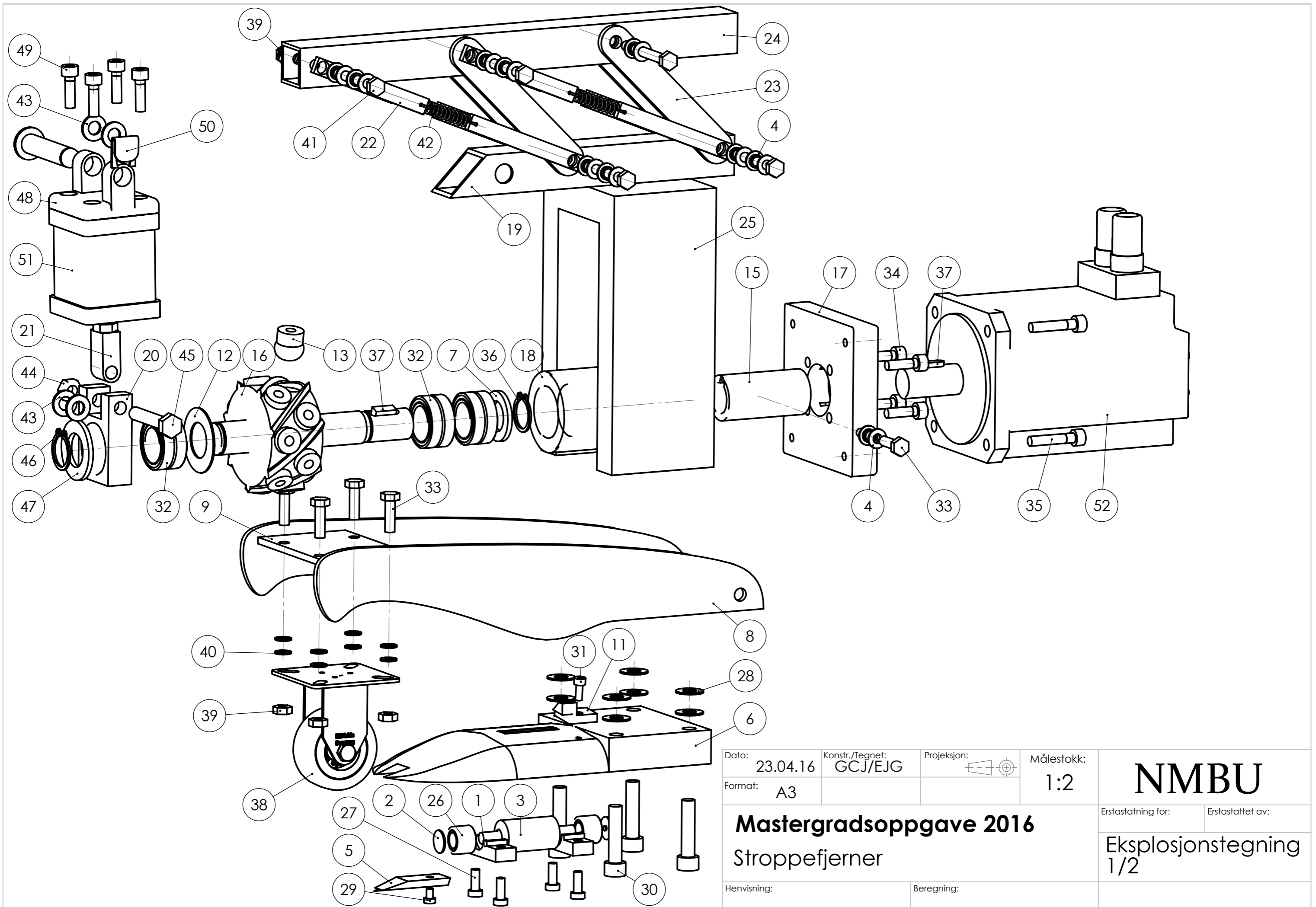
Erstatning for: Erstattet av:
Motorfestesylder

Henvising:	Beregning:
------------	------------



Dato:	20.04.16	Konstr./Tegnet:	GCJ/EJG	Projeksjon:		Målestokk:	1:2	NMBU
Format:	A3							
Mastergradsoppgave 2016							Erstatning for:	Erstattet av:
Stroppefjerner							Sammenstilling prototype 1/2	
Henvisning:				Beregning:				

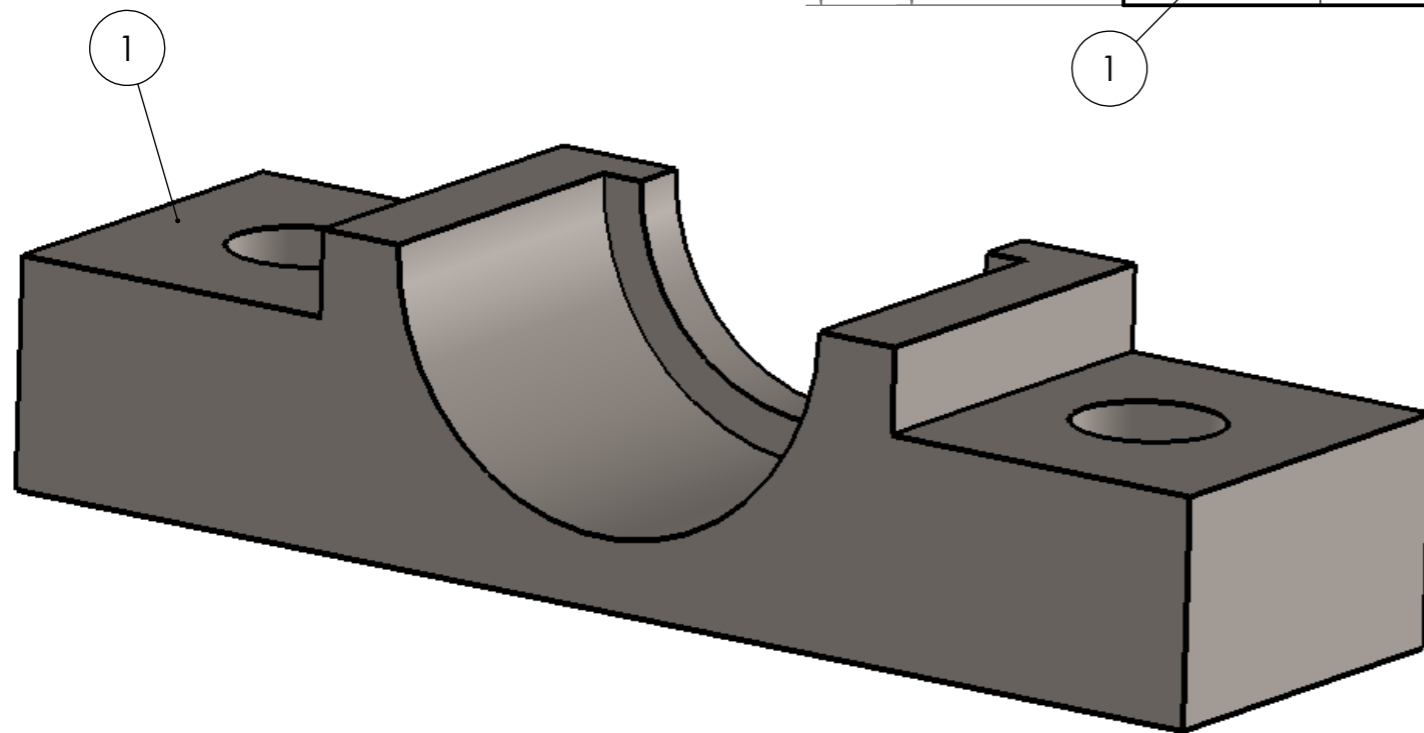
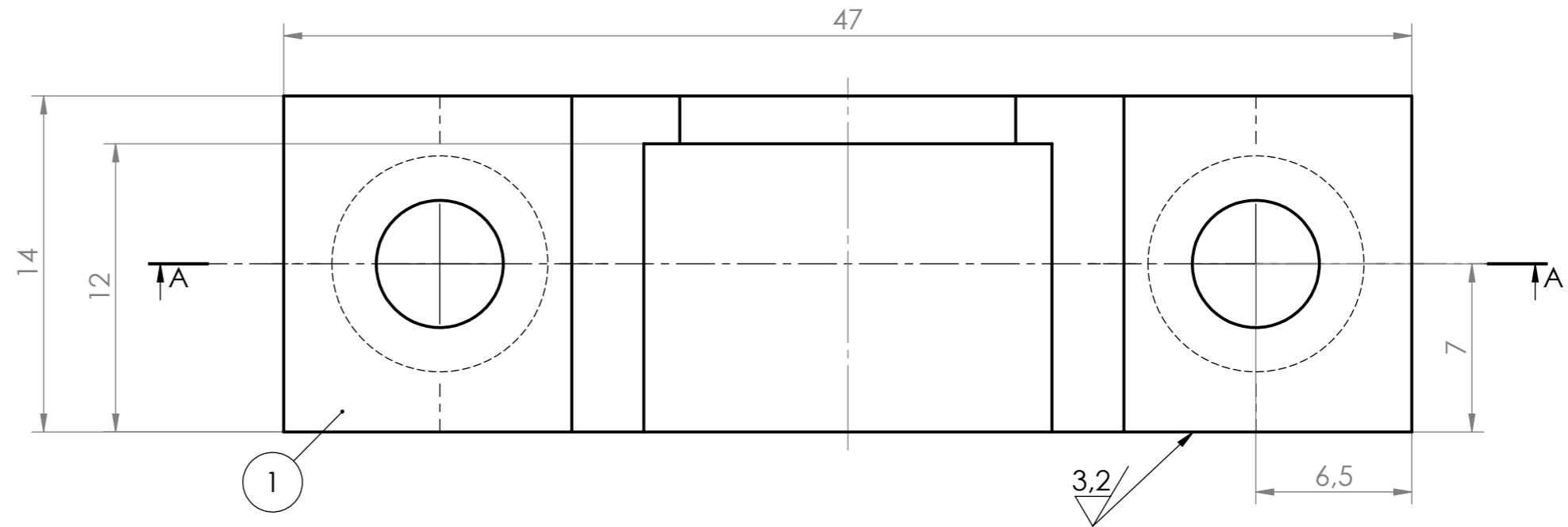
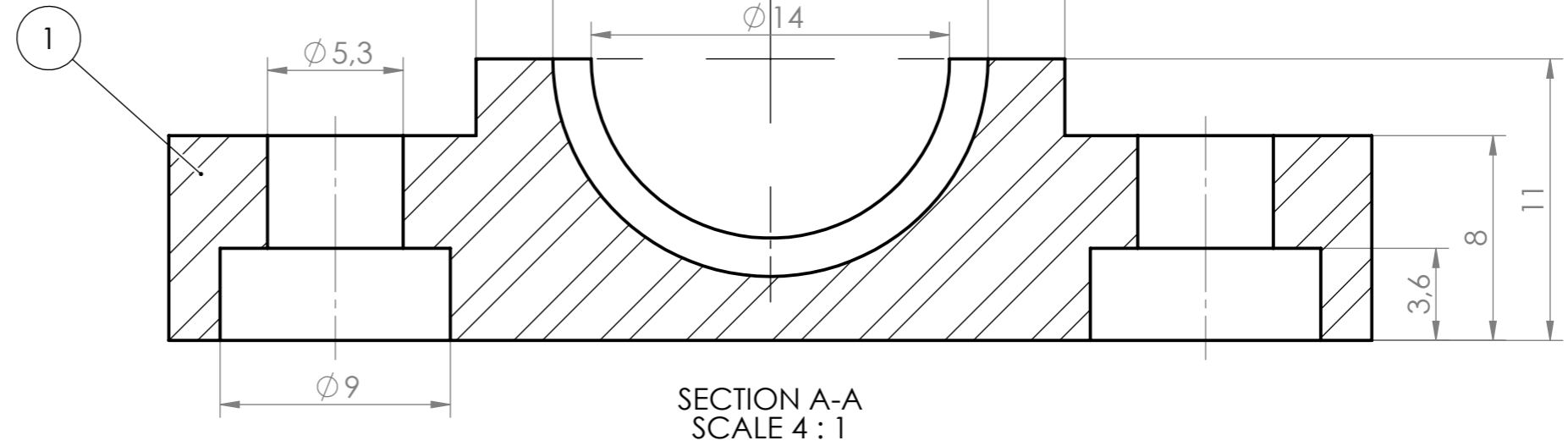
Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale	Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
1	2	Lagerhus 11 x 14 x 47	EN 1.4404	32	3	NKI 20/16 (Ikke synlig)	
2	2	Messingskive Ø14 x 1,9 (Ikke synlig)	Messing	33	6	Bolt M6 x 20 (utvendig sekskant)	EN 1.4404
3	1	Nedre rull Ø20 x 63	EN 1.4404	34	8	Bolt M6 x 20 (DIN 912)	EN 1.4404
4	40	Messingskive Ø12 x 3,2	Messing	35	4	Bolt M6 x 30	EN 1.4404
5	1	Rytter 48,2 x 16 x 6	EN 1.4404	36	1	Seegerring utvendig A19 (ikke synlig)	
6	1	Spade 203 x 95 x 21	EN 1.4404	37	2	Kile 6x6x14 (Ikke synlig)	Kilestål
7	1	Skive Ø31 x 3 (Ikke synlig)	EN 1.4404	38	1	Dybdehjul BPXA-VPA 50 G (Blickle)	
8	2	Sideplate tykkelse 4 mm	EN 1.4404	39	9	Mutter M6	EN 1.4404
9	1	Plate dybdehjul tykkelse 4 mm	EN 1.4404	40	8	Skive M6 x 1	EN 1.4404
10	1	Plate sensor tykkelse 4 mm	EN 1.4404	41	5	Bolt M6 x 55 (utvendig sekskant)	EN 1.4404
11	1	Styreplate 24 x 20 x 13	EN 1.4404	42	4	Fjær SF-3795-DFR (Lesjøfors)	Stainless steel
12	1	Plastskive Ø40 x 1 (Ikke synlig)	POM	43	4	Skive M8 x 16 x 1,6	EN 1.4404
13	14	Gummiplugg	Polyurethane	44	1	Mutter M8	EN 1.4404
14	1	Rytter 49,8 x 16 x 6,5 (Ikke på tegningen)	EN 1.4404	45	1	Bolt M8 x 45 (utvendig sekskant)	EN 1.4404
15	1	Hylse Ø30 x 56 (Ikke synlig)	EN 1.4404	46	1	Seegerring utvendig A20	
16	1	Knivrulle Ø75 x 132	EN 1.4542	47	1	Skive M20 x 37 x 3	EN 1.4404
17	1	Motorfesteplate 100 x 20	EN 1.4404	48	1	Øvre feste SNCB-40-R3 (FESTO)	
18	1	Motorfestesyylinder Ø50 x 95	EN 1.4404	49	1	Bolt øvre festeledd (inkludert)	
19	1	Hulprofil 25 x 25 x 2	EN 1.4404	50	1	Festeklips øvre festeledd (inkludert)	
20	1	Nedre festeledd 1 - 40 x 20	EN 1.4404	51	1	Luftsylinder ADN-40-10-A-P-A-RR-SA	
21	1	Nedre festeledd 2 - 12 x 16 x 31	EN 1.4404	52	1	Motor CMDV93M (SEW-Eurodrive)	
22	8	Smalt dempestag 10 x 82 x 4	EN 1.4404	Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
23	4	Bredt dempestag 20 x 120 x 4	EN 1.4404	Dato:	20.04.16	Konstr./Tegnet:	GCJ/EJG
24	1	Hulprofil 25 x 2 x 300	EN 1.4404	Projeksjon:		Målestokk:	1:2
25	1	Ramme 173,5 x 95 x 70	EN 1.4404	Format:	A3	NMBU	
26	2	NKI 7/12 TN (Ikke synlig)		Mastergradsoppgave 2016			
27	4	Bolt M5 x 13 DIN 7984	EN 1.4404	Stroppefjerner			Erstatning for:
28	8	Skive M8 x 1	EN 1.4404	Henvisning:			Erstattet av:
29	1	Bolt M4 x 6 DIN 7984	EN 1.4404	Beregning:			Sammenstilling prototype 2/2
30	4	Bolt M8 x 35 DIN 912	EN 1.4404				
31	1	Bolt M4 x 10 DIN 912	EN 1.4404				



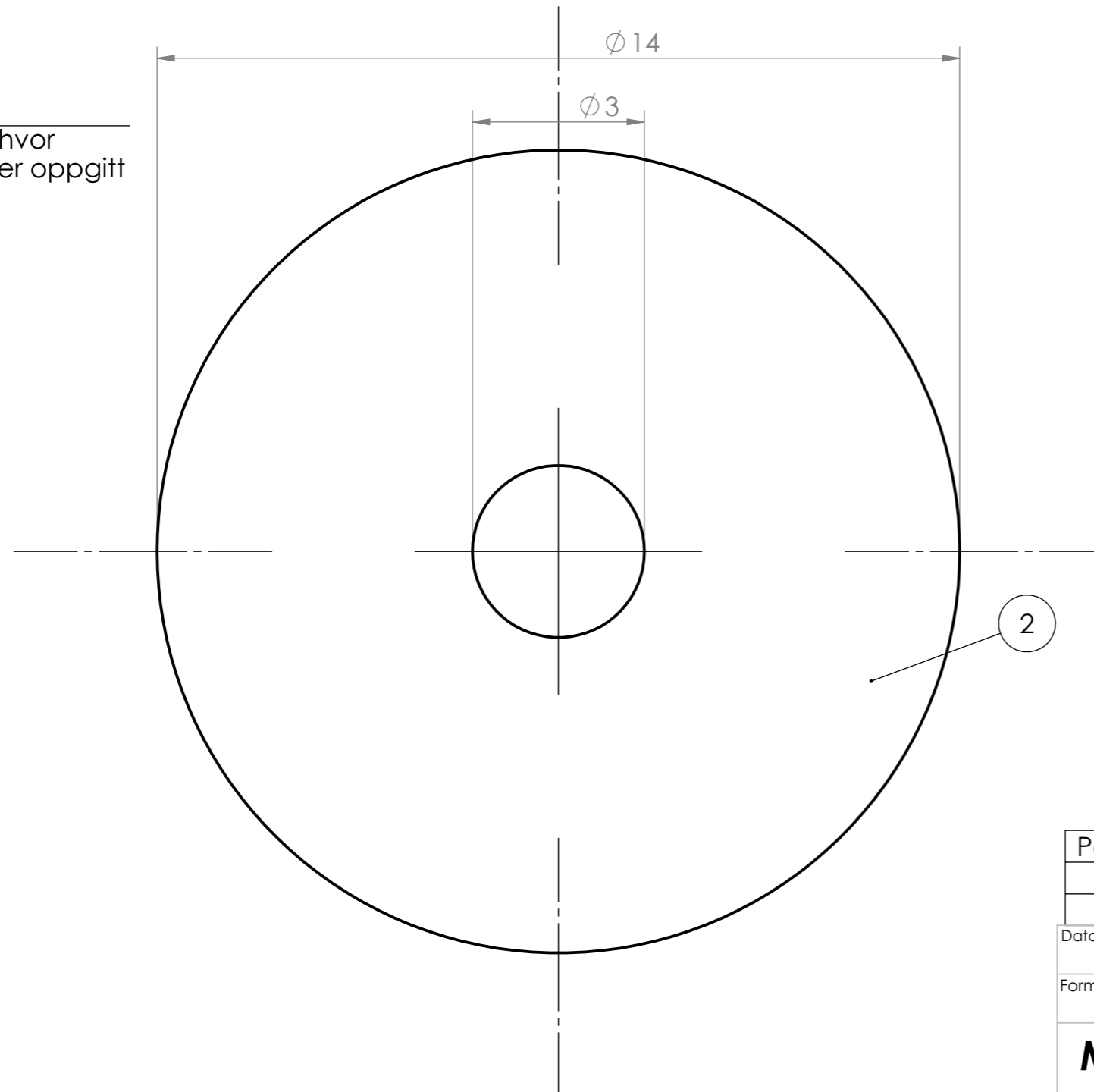
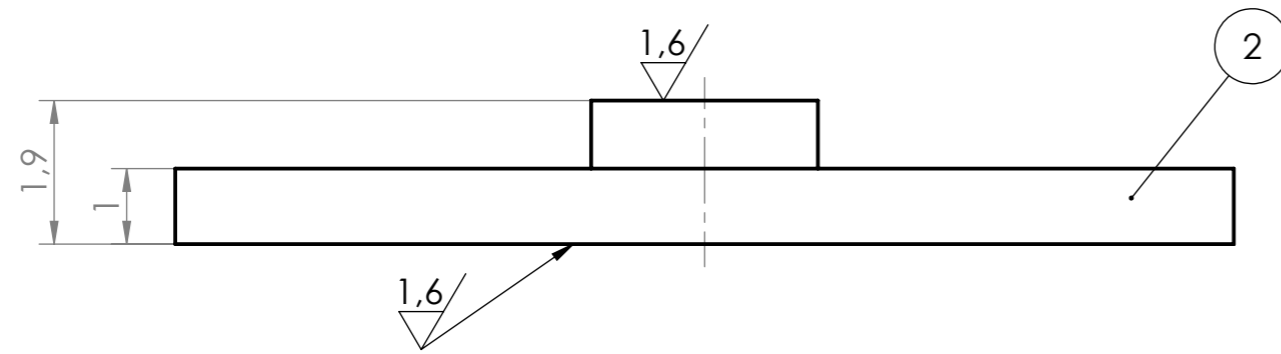
Dato:	23.04.16	Konstr./Tegnet:	GCJ/EJG	Projeksjon:		Målestokk:	1:2	NMBU
Format:	A3							
Mastergradsoppgave 2016							Erstatning for:	Erstattet av:
Stroppefjerner							Ekspljosjonstegning 1/2	
Henvisning:				Beregning:				

Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale	Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale						
1	2	Lagerhus 11 x 14 x 47	EN 1.4404	32	3	NKI 20/16							
2	2	Messingskive Ø14 x 1,9	Messing	33	6	Bolt M6 x 20 (utvendig sekskant)	EN 1.4404						
3	1	Nedre rull Ø20 x 63	EN 1.4404	34	8	Bolt M6 x 20 (DIN 912)	EN 1.4404						
4	40	Messingskive Ø12 x 3,2	Messing	35	4	Bolt M6 x 30 (DIN912)	EN 1.4404						
5	1	Rytter 48,2 x 16 x 6	EN 1.4404	36	1	Seegerring utvendig A19							
6	1	Spade 203 x 95 x 21	EN 1.4404	37	2	Kile 6x6x14	Kilestål						
7	1	Skive Ø31 x 3	EN 1.4404	38	1	Dybdehjul BPXA-VPA 50 G (Blickle)							
8	2	Sideplate tykkelse 4 mm	EN 1.4404	39	9	Mutter M6	EN 1.4404						
9	1	Plate dybdehjul tykkelse 4 mm	EN 1.4404	40	8	Skive M6 x 1	EN 1.4404						
10	1	Plate sensor tykkelse 4 mm (Ikke synlig)	EN 1.4404	41	5	Bolt M6 x 55 (utvendig sekskant)	EN 1.4404						
11	1	Styreplate 24 x 20 x 13	EN 1.4404	42	4	Fjær SF-3795-DFR (Lesjøfors)	Stainless steel						
12	1	Plastskive Ø40 x 1	POM	43	4	Skive M8 x 16 x 1,6	EN 1.4404						
13	14	Gummiplugg	Polyurethane	44	1	Mutter M8	EN 1.4404						
14	1	Rytter 49,8 x 16 x 6,5 (Ikke på tegningen)	EN 1.4404	45	1	Bolt M8 x 45 (utvendig sekskant)	EN 1.4404						
15	1	Hylse Ø30 x 56	EN 1.4404	46	1	Seegerring utvendig A20							
16	1	Knivrulle Ø75 x 132	EN 1.4542	47	1	Skive M20 x 37 x 3	EN 1.4404						
17	1	Motorfesteplate 100 x 20	EN 1.4404	48	1	Øvre feste SNCB-40-R3 (FESTO)							
18	1	Motorfestesyylinder Ø50 x 95	EN 1.4404	49	1	Bolt øvre festeledd (inkludert)							
19	1	Hulprofil 25 x 25 x 2	EN 1.4404	50	1	Festeklips øvre festeledd (inkludert)							
20	1	Nedre festeledd 1 - 40 x 20	EN 1.4404	51	1	Luftsylinder ADN-40-10-A-P-A-RR-SA							
21	1	Nedre festeledd 2 - 12 x 16 x 31	EN 1.4404	52	1	Motor CMDV93M (SEW-Eurodrive)							
22	8	Smalt dempestag 10 x 82 x 4	EN 1.4404	Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels									
23	4	Bredt dempestag 20 x 120 x 4	EN 1.4404	Dato:	23.04.16	Konstr./Tegnet:	GCJ/EJG	Projeksjon:		Målestokk:	1:2	<h1>NMBU</h1>	
24	1	Hulprofil 25 x 2 x 300	EN 1.4404	Format:	A3								Erstatning for:
25	1	Ramme 173,5 x 95 x 70	EN 1.4404	Mastergradsoppgave 2016									Eksplosjonstegning 2/2
26	2	NKI 7/12 TN		Stroppefjerner									
27	4	Bolt M5 x 13 DIN 7984	EN 1.4404	Henvisning:									Beregning:
28	8	Skive M8 x 1	EN 1.4404										
29	1	Bolt M4 x 6 DIN 7984	EN 1.4404										
30	4	Bolt M8 x 35 DIN 912	EN 1.4404										
31	1	Bolt M4 x 10 DIN 912	EN 1.4404										

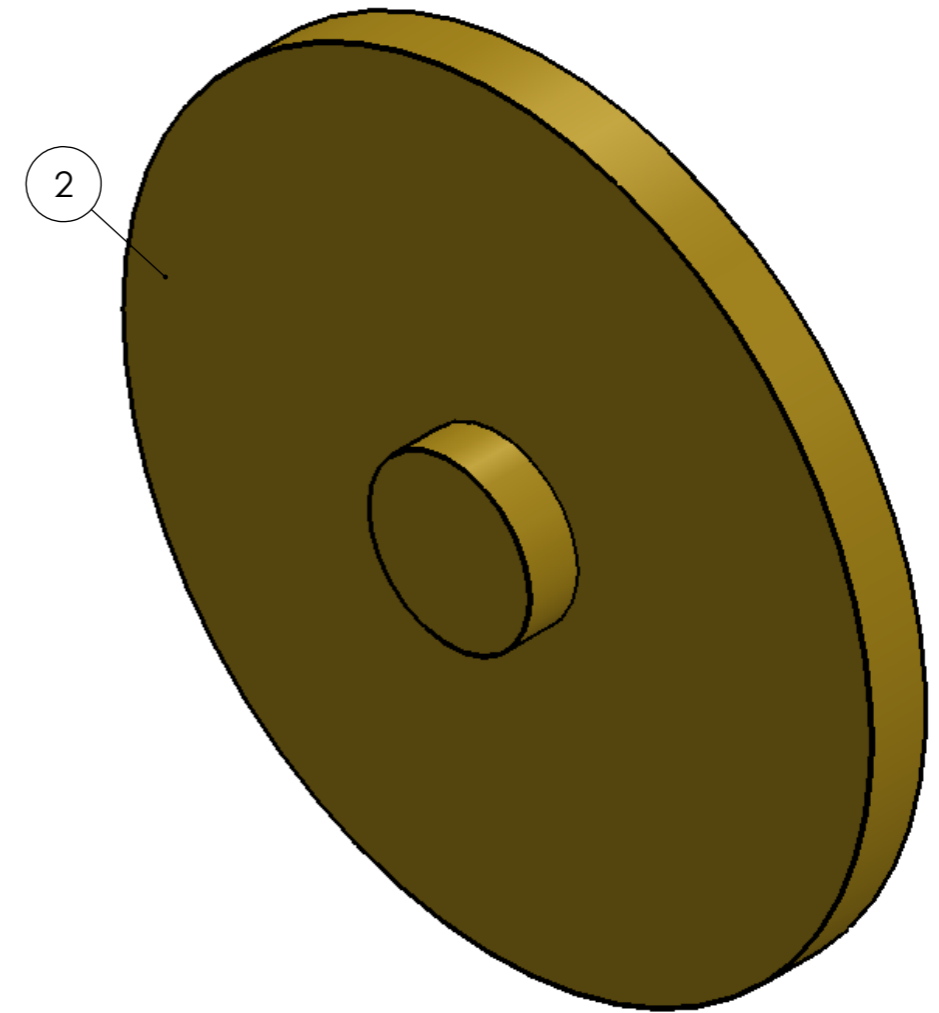
1,6/ Alle flater hvor
 ▽ ikke annet er oppgitt



Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
1	1	Lagerhus 11 x 14 x 47	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	13.04.16	Konstr./Tegnet:	GCJ
Format:	A3	Projeksjon:	Målestokk:
			4:1
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for:
Stroppefjerner			Erstattet av:
			Lagerhus
Henvising:		Beregning:	

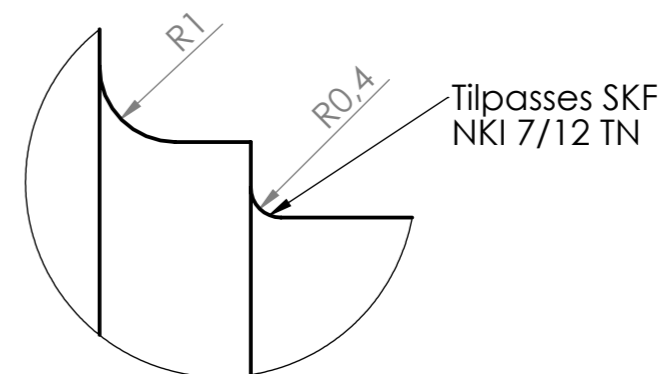


3,2/ Alle flater hvor
 ▽ ikke annet er oppgitt

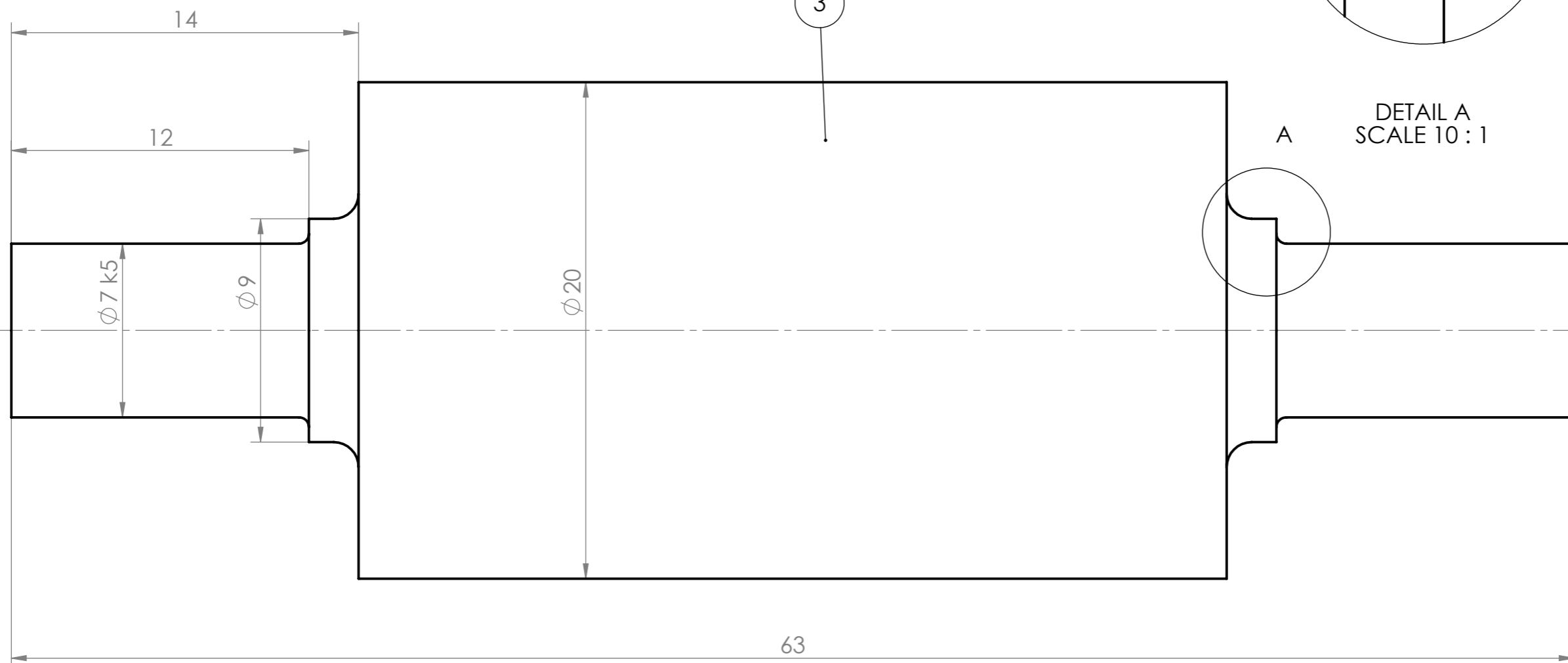


Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
2	1	Messingskive Ø14 x 1,9	Messing
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	13.04.16	Konstr./Tegnet:	Projeksjon:
Format:	A3	GCJ	Målestokk:
			10:1
Mastergradsoppgave 2016 Stroppefjerner			Erstatning for:
			Erstattet av:
			NMBU
			Messingskive
Henvisning:		Beregning:	

1,6 / Alle overflater



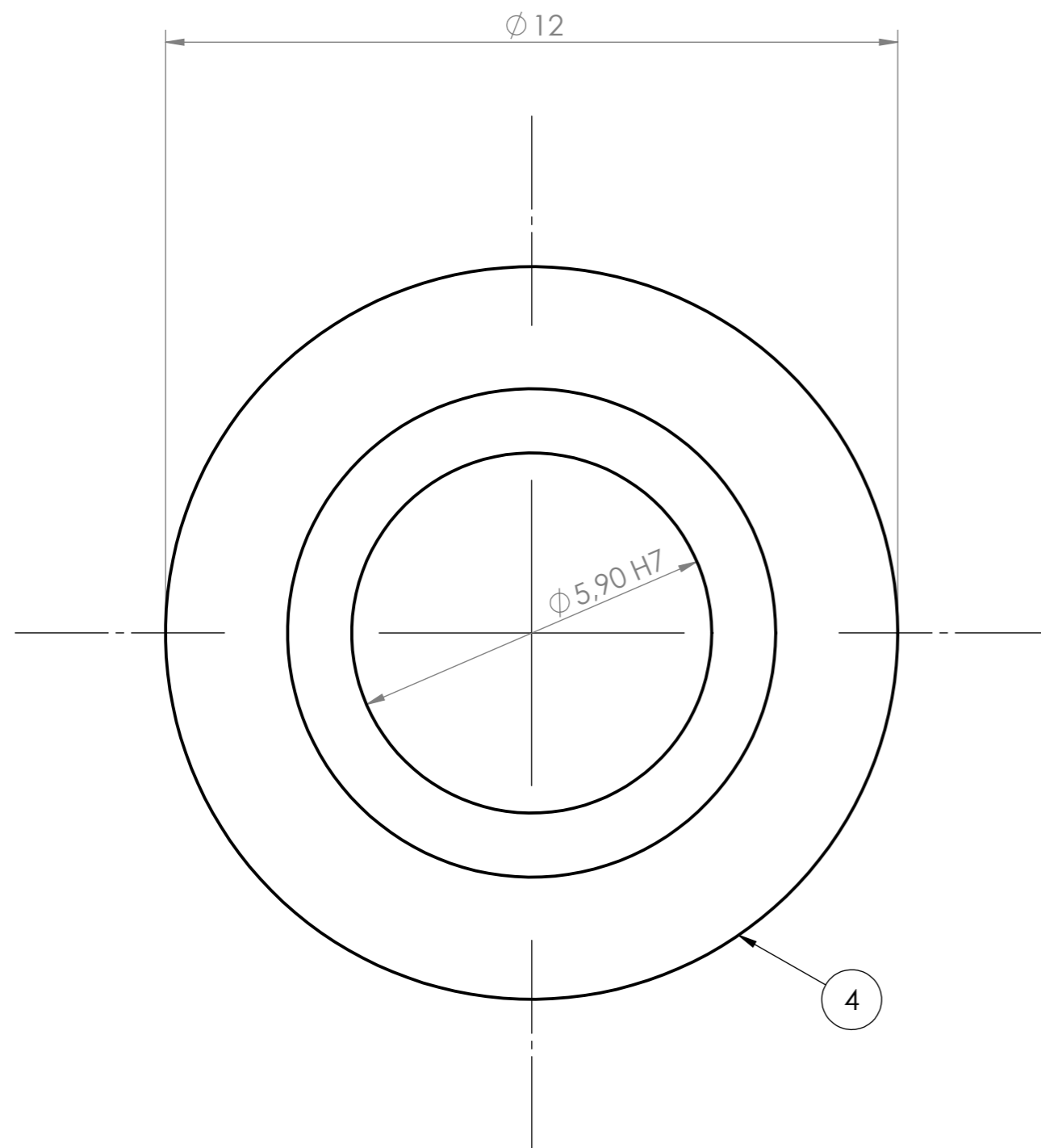
3



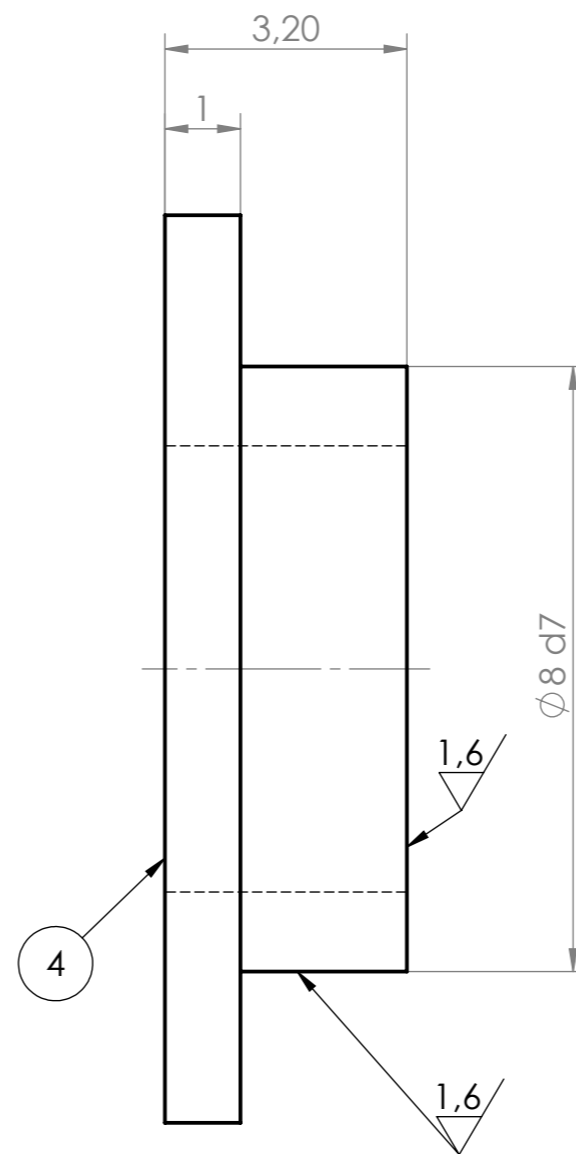
DETAIL A
SCALE 10:1

Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
3	1	Nedre rull Ø20 x 63	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	13.04.16	Konstr./Tegnet:	GCJ
Format:	A3	Projeksjon:	
		Målestokk:	5:1
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for:
Stroppefjerner			Erstattet av:
			Nedre rull
Henvisning:		Beregning:	

NMBU



3,2/ Alle flater hvor ikke annet er oppgitt.



Pos Nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
4	1	Messingskive $\varnothing 12 \times 3,2$	Messing

Ikke toleransesatte mål NS-ISO 2768-1 middels.

Dato: 19.04.16	Konstr./Tegnet: EJG	Projeksjon:	Målestokk: 10:1	NMBU
Format: A3				

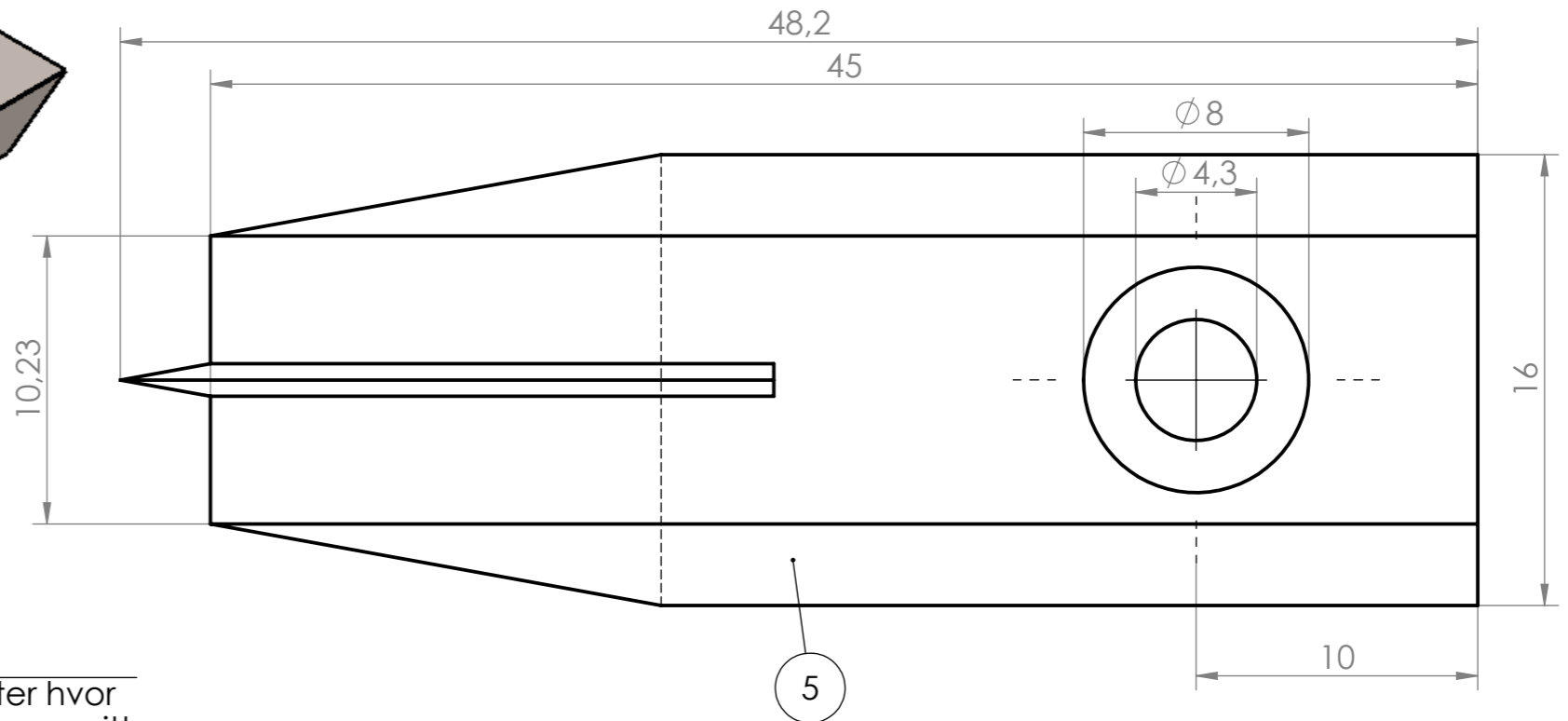
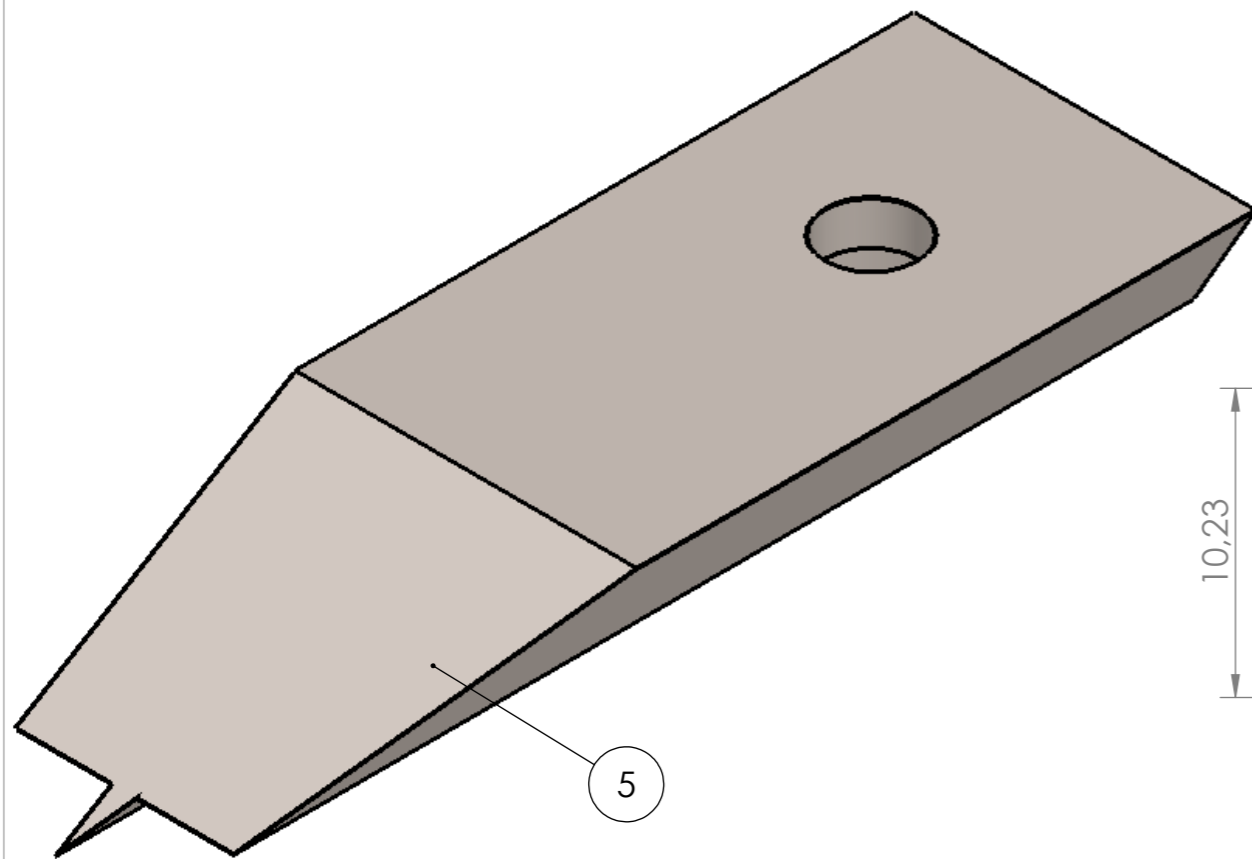
Mastergradsoppgave 2016

Stroppefjerner

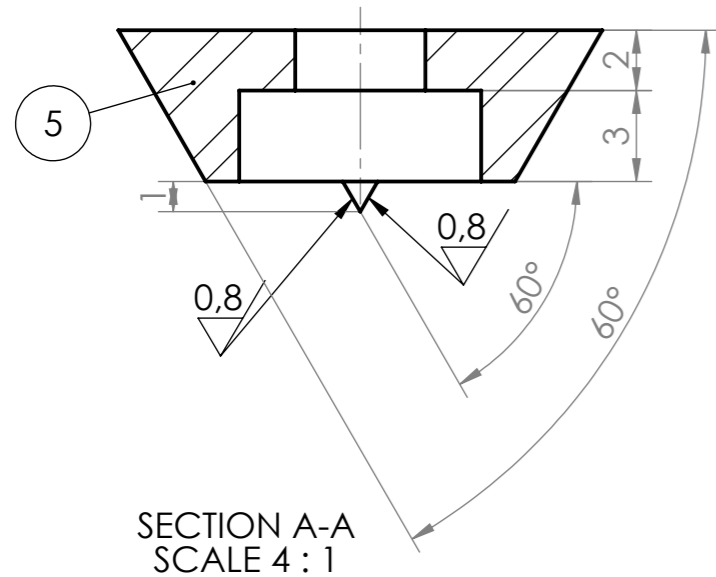
Erstatning for: Erstattet av:

Messingforing

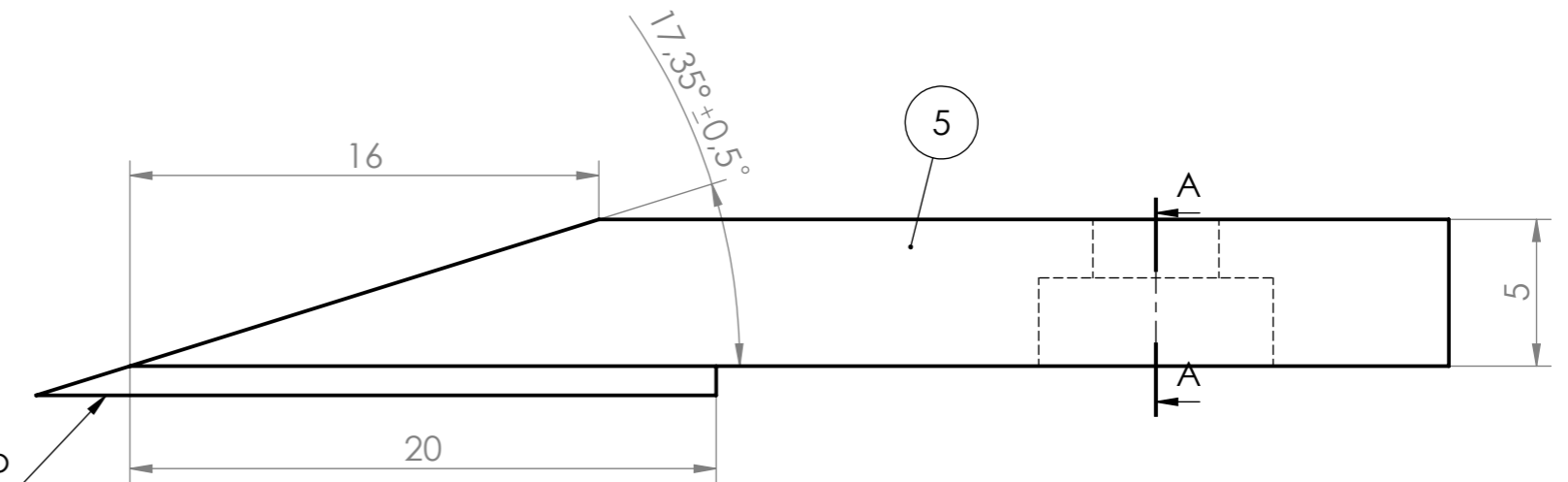
Henvising:	Beregning:
------------	------------



1,6 / Alle overflater hvor ikke annet er oppgitt



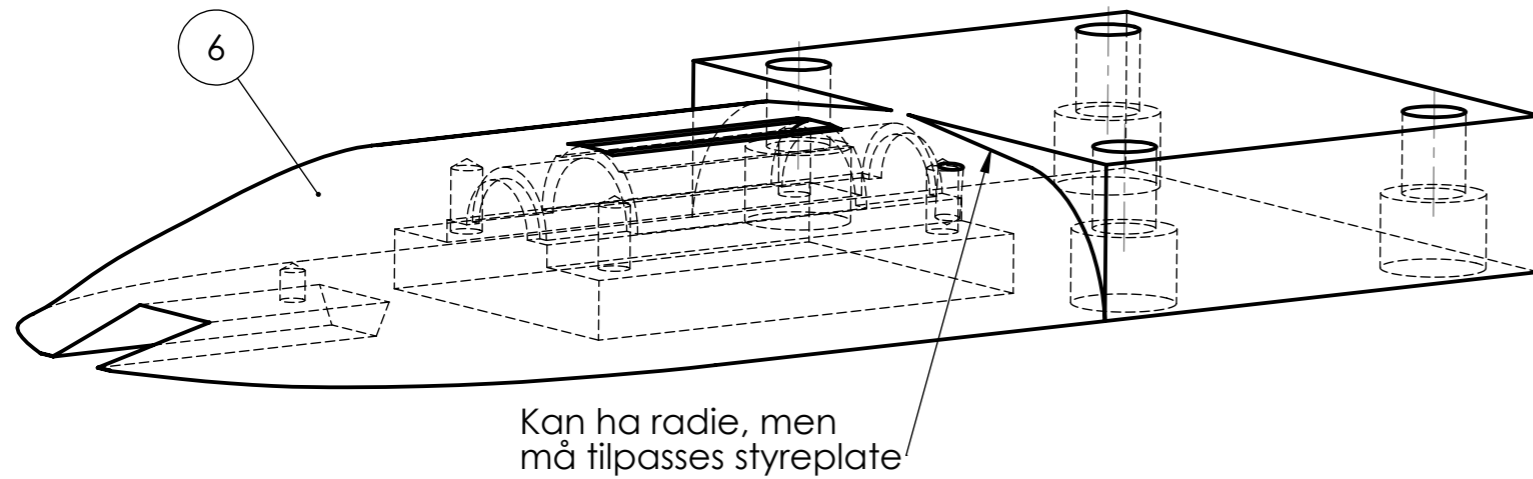
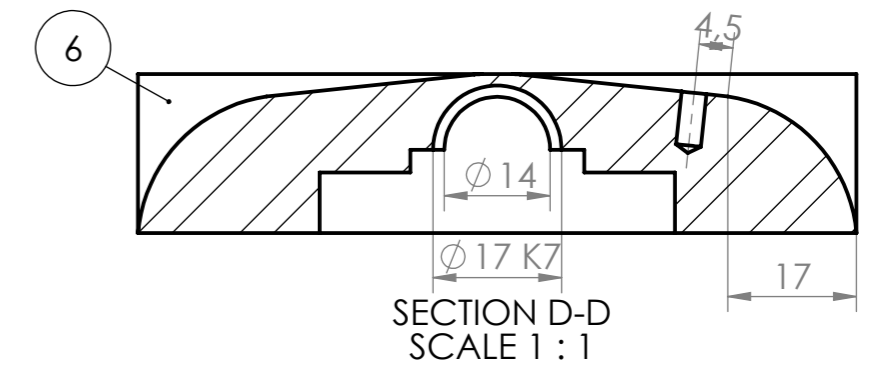
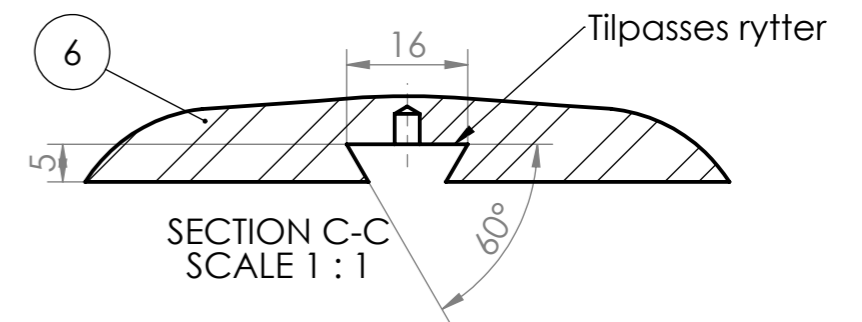
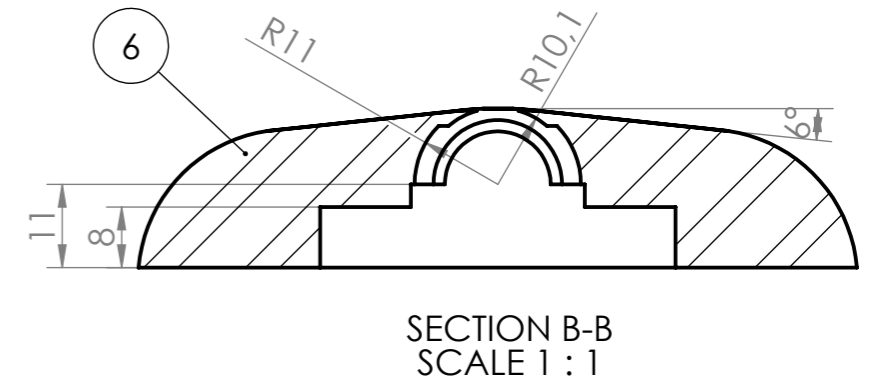
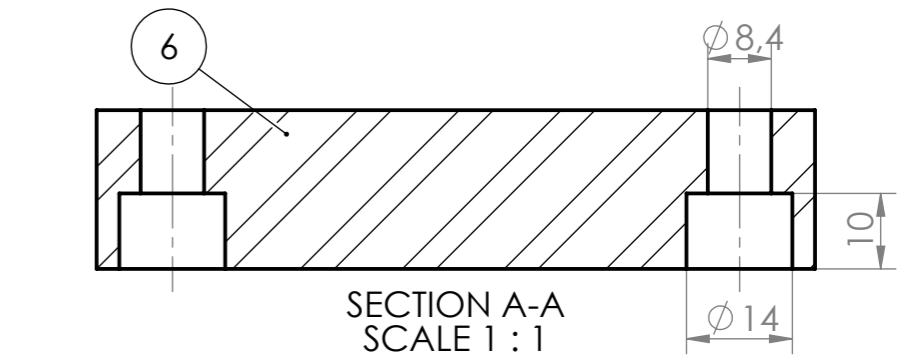
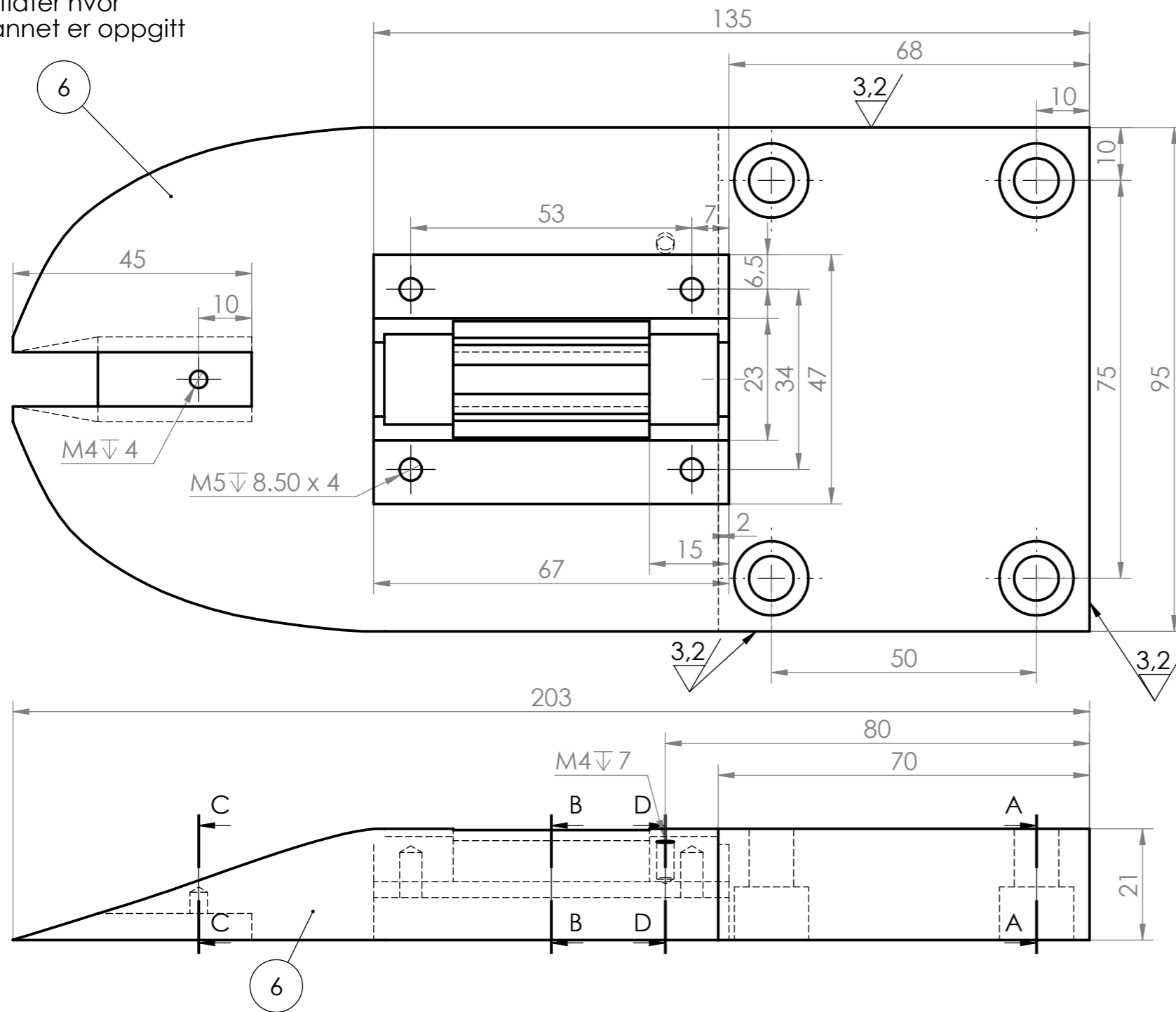
Hold kanten skarp (knivegg)



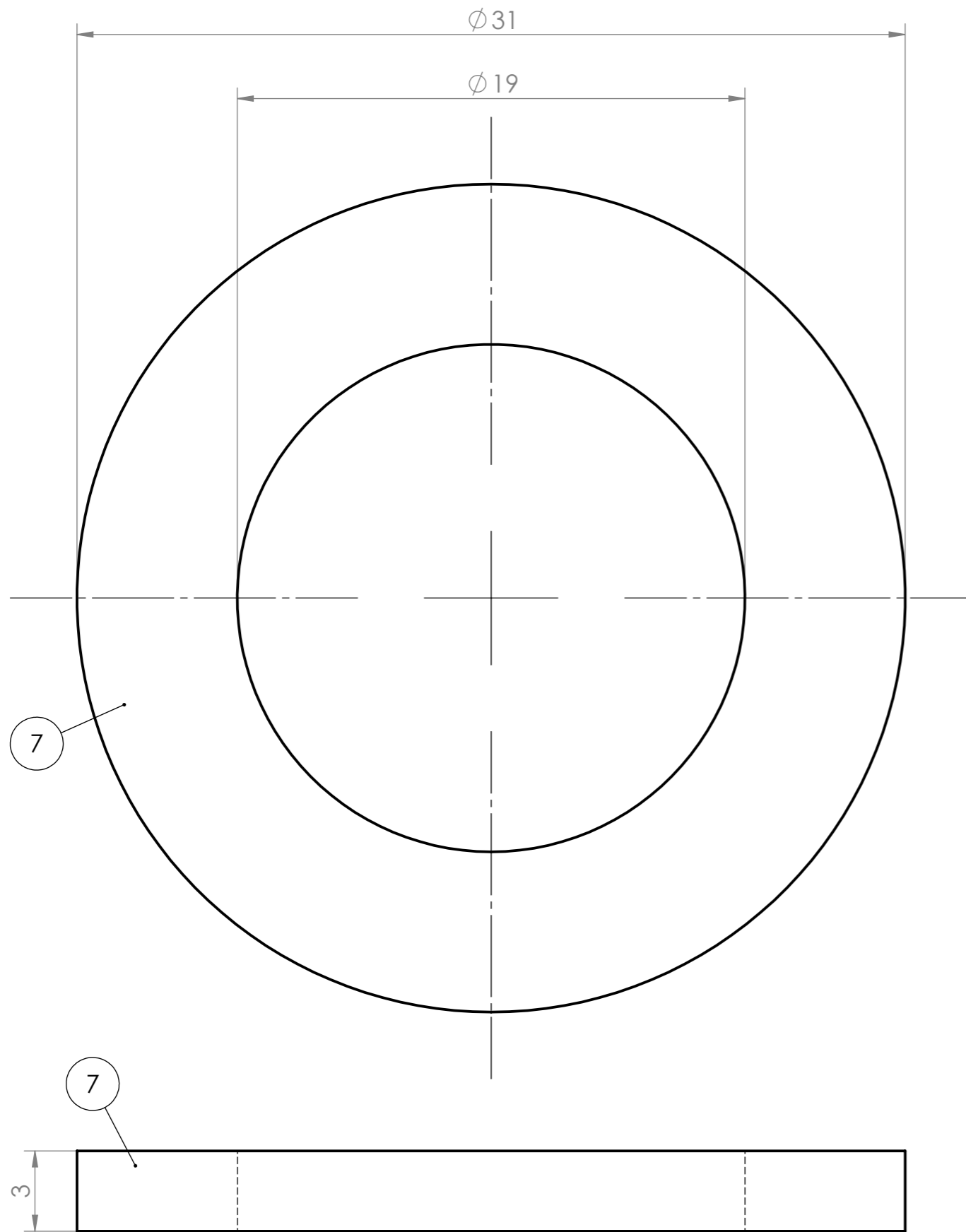
Rytter skal tilpasses spade

Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
5	1	Rytter 48,2 x 16 x 6	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	Konstr./Tegnet:	Projeksjon:	Målestokk:
13.04.16	GCJ		4:1
Format:			NMBU
A3			
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for:
Stroppefjerner			Erstattet av:
Henvising:			Rytter 1 mm
Beregning:			

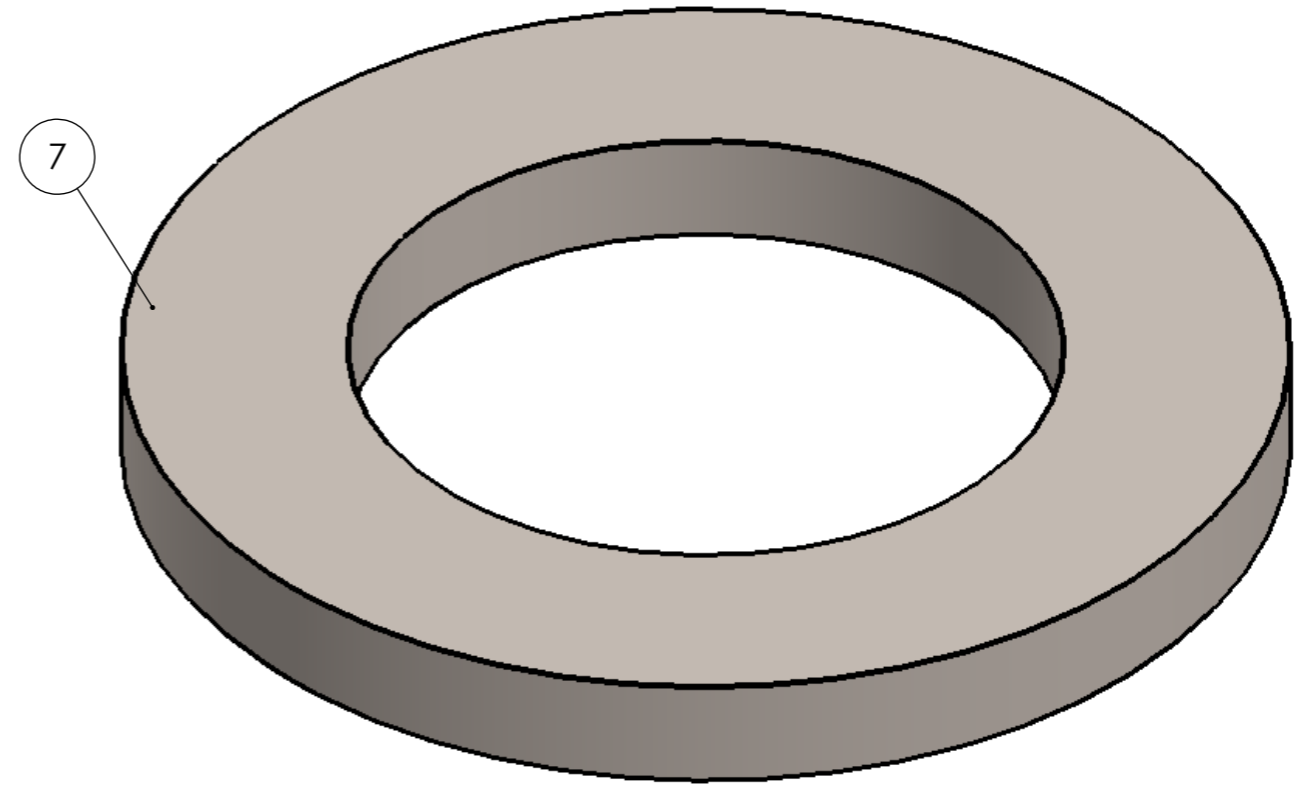
1,6 / Alle flater hvor
 ▽ ikke annet er oppgitt



Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
6	1	Spade 203 x 95 x 21	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	Konstr./Tegnet:	Projeksjon:	Målestokk:
13.04.2016	GCJ		1:1
Format			
A3			
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for:
Stroppefjerner			Erstatet av:
			Spade
Henvising:		Beregning:	



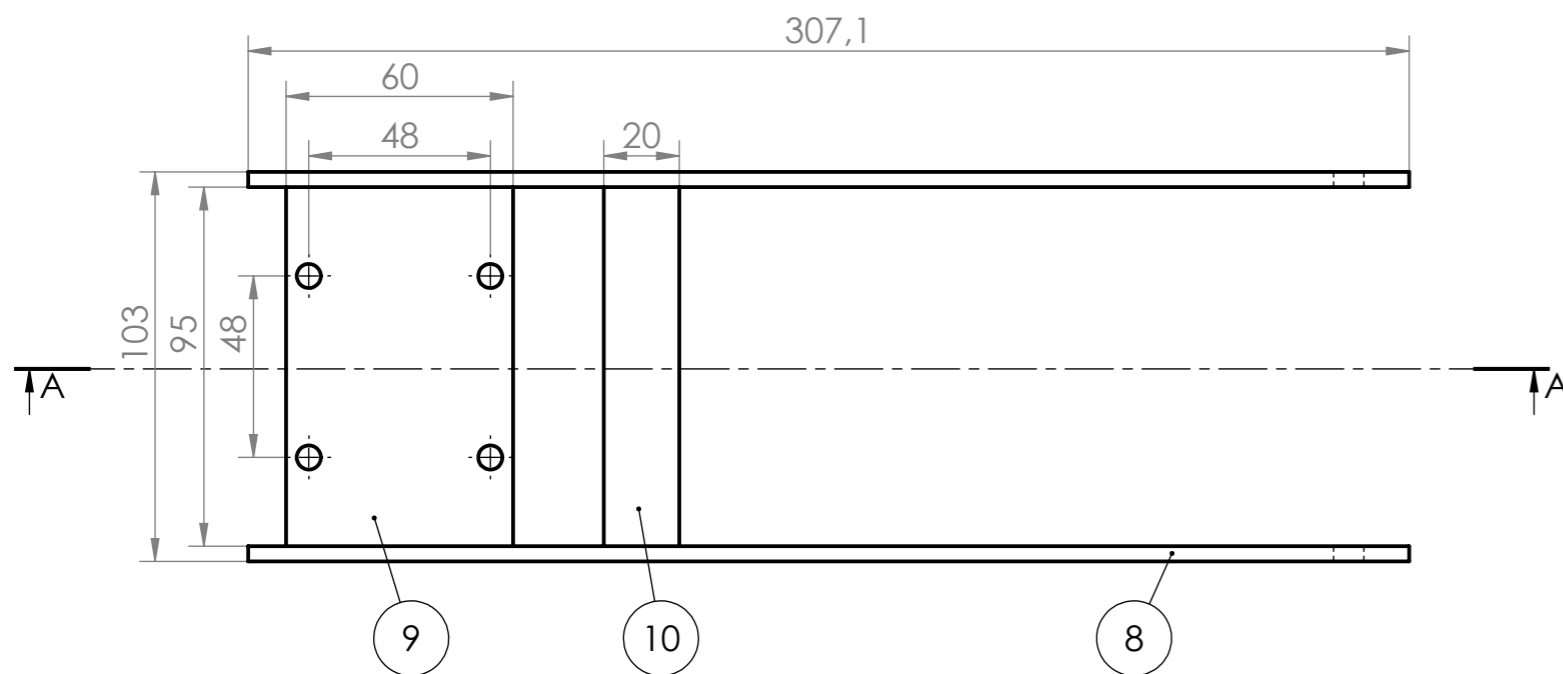
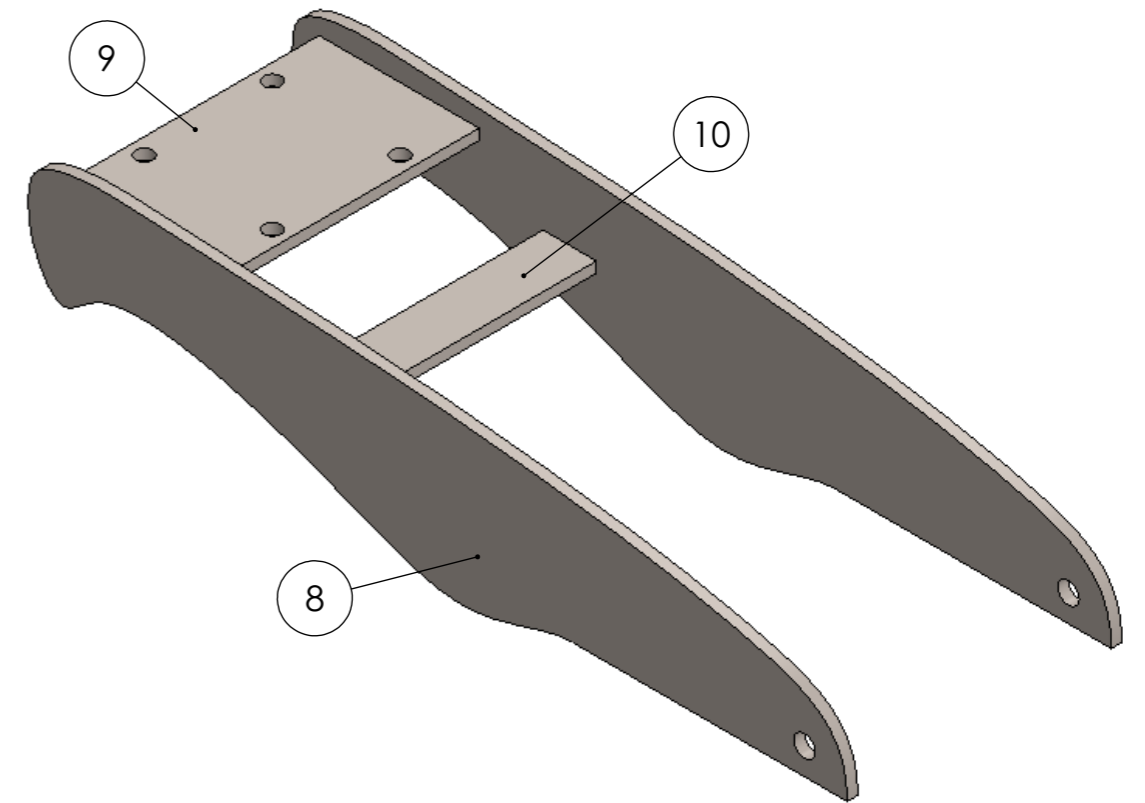
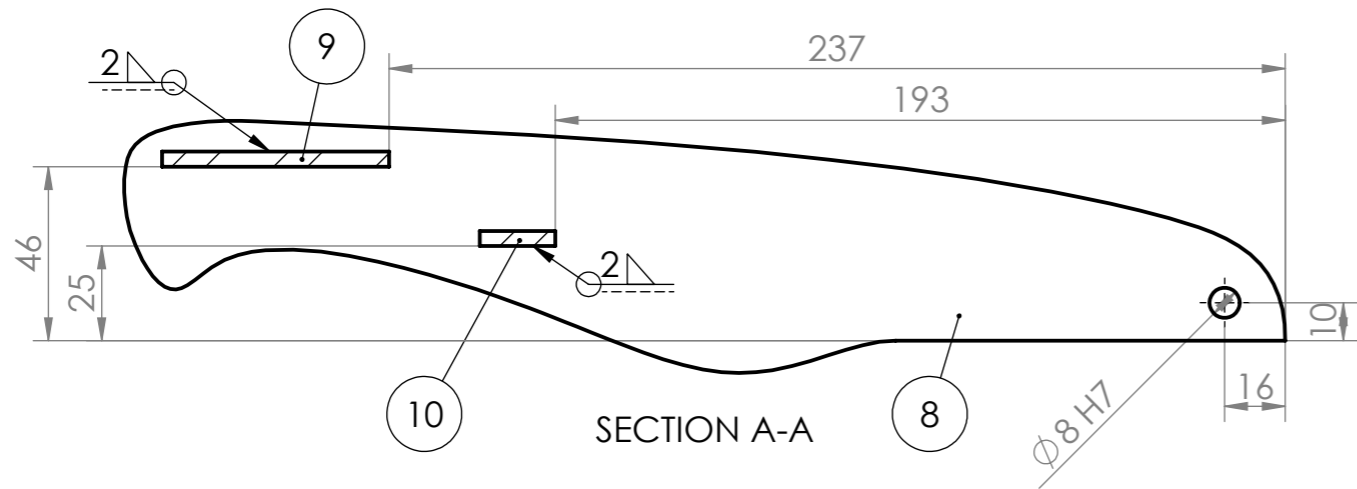
1,6/Alle
▽overflater



Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
7	1	Skive Ø31 x 3	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	13.04.16	Konstr./Tegnet:	Projeksjon:
Format:	A3	GCJ/EJG	Målestokk:
			5:1
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for:
Stroppefjerner			Erstattet av:
			Skive Ø19 x 31 x 3
Henvisning:		Beregning:	

NMBU

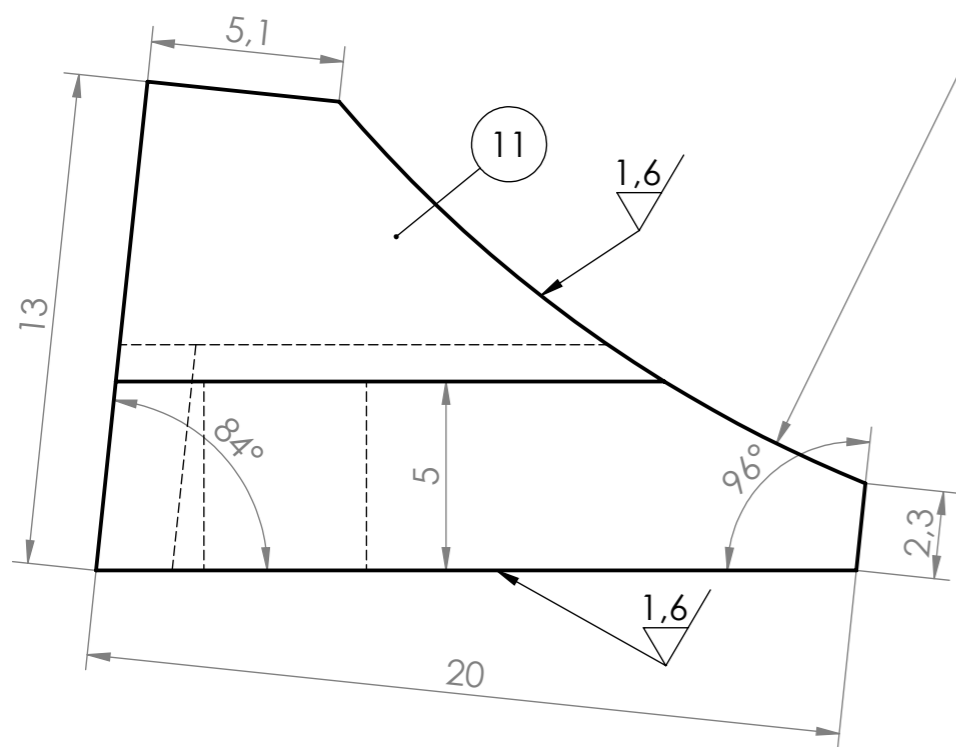
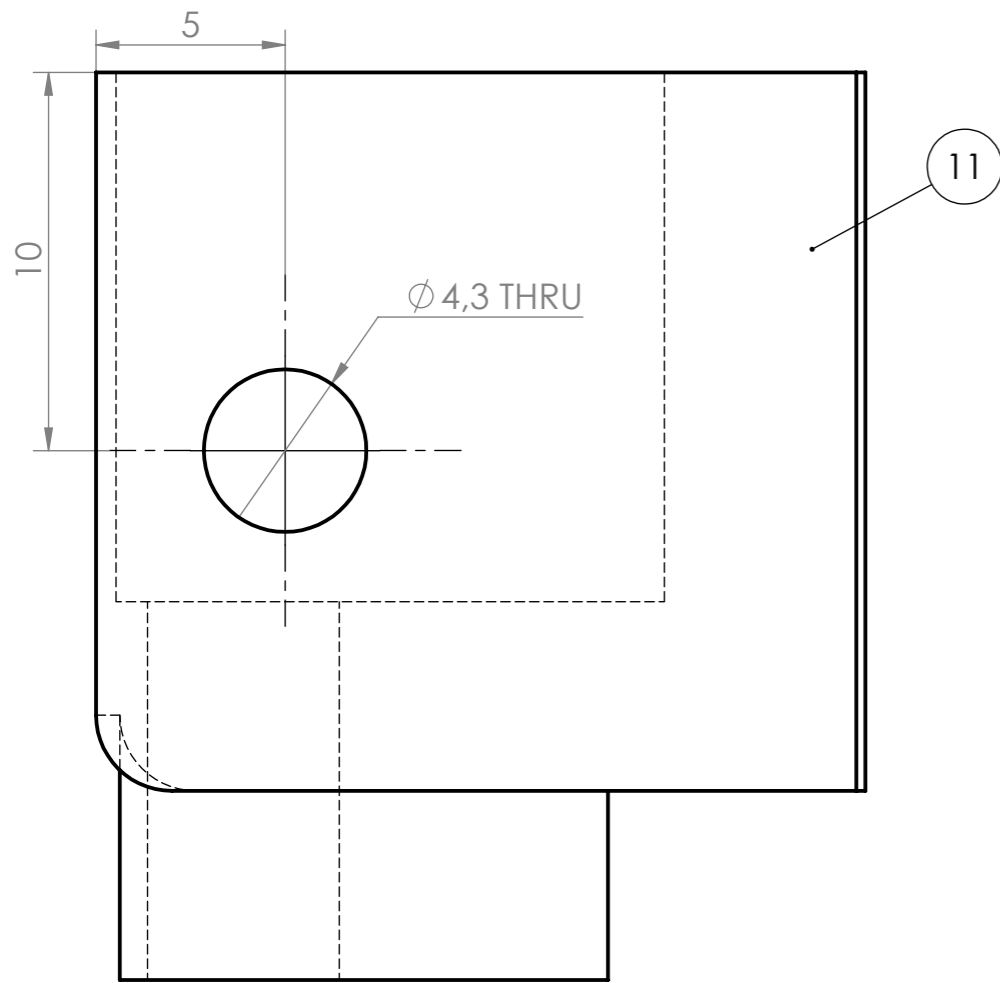
3,2 / Alle flater



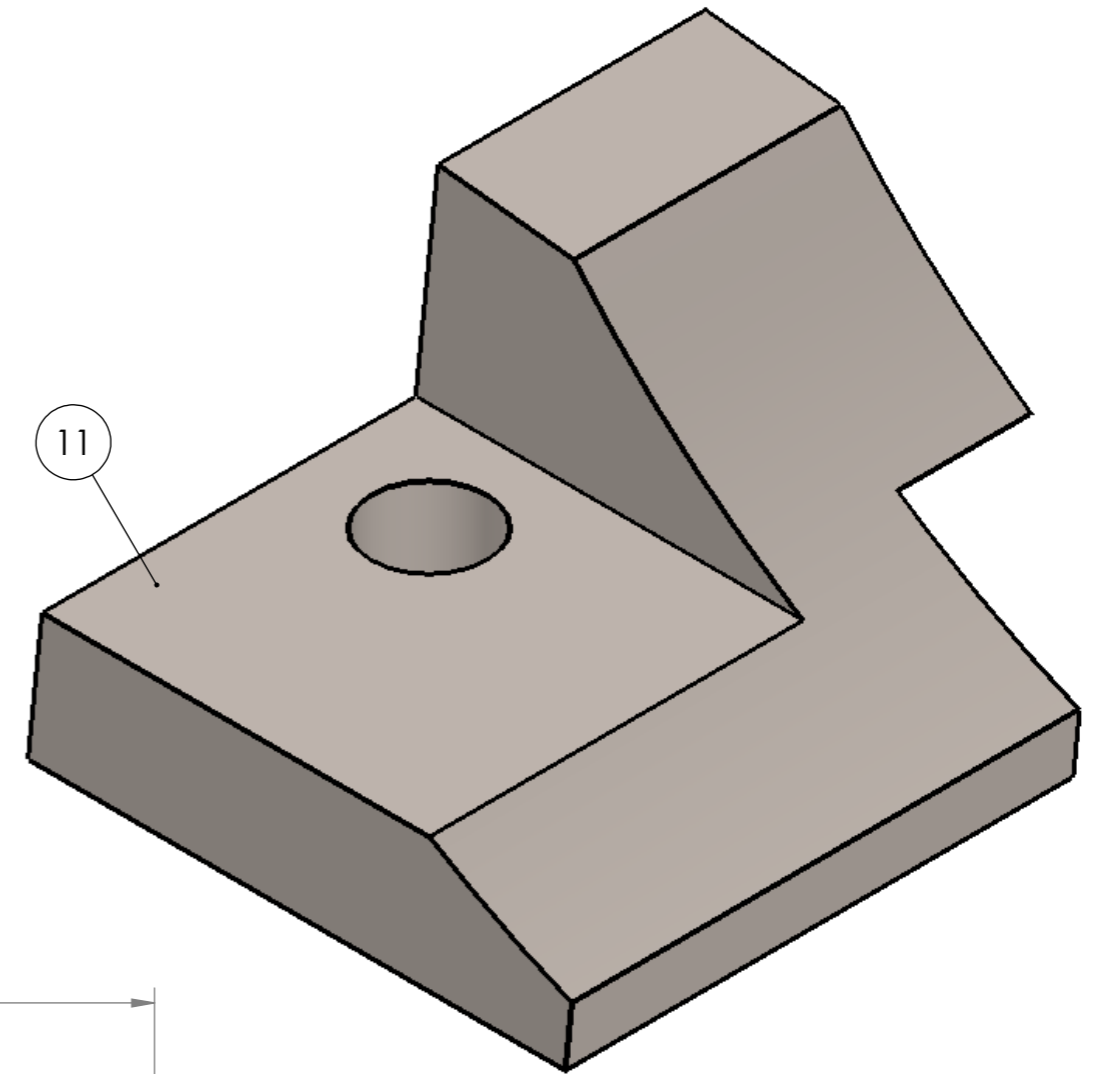
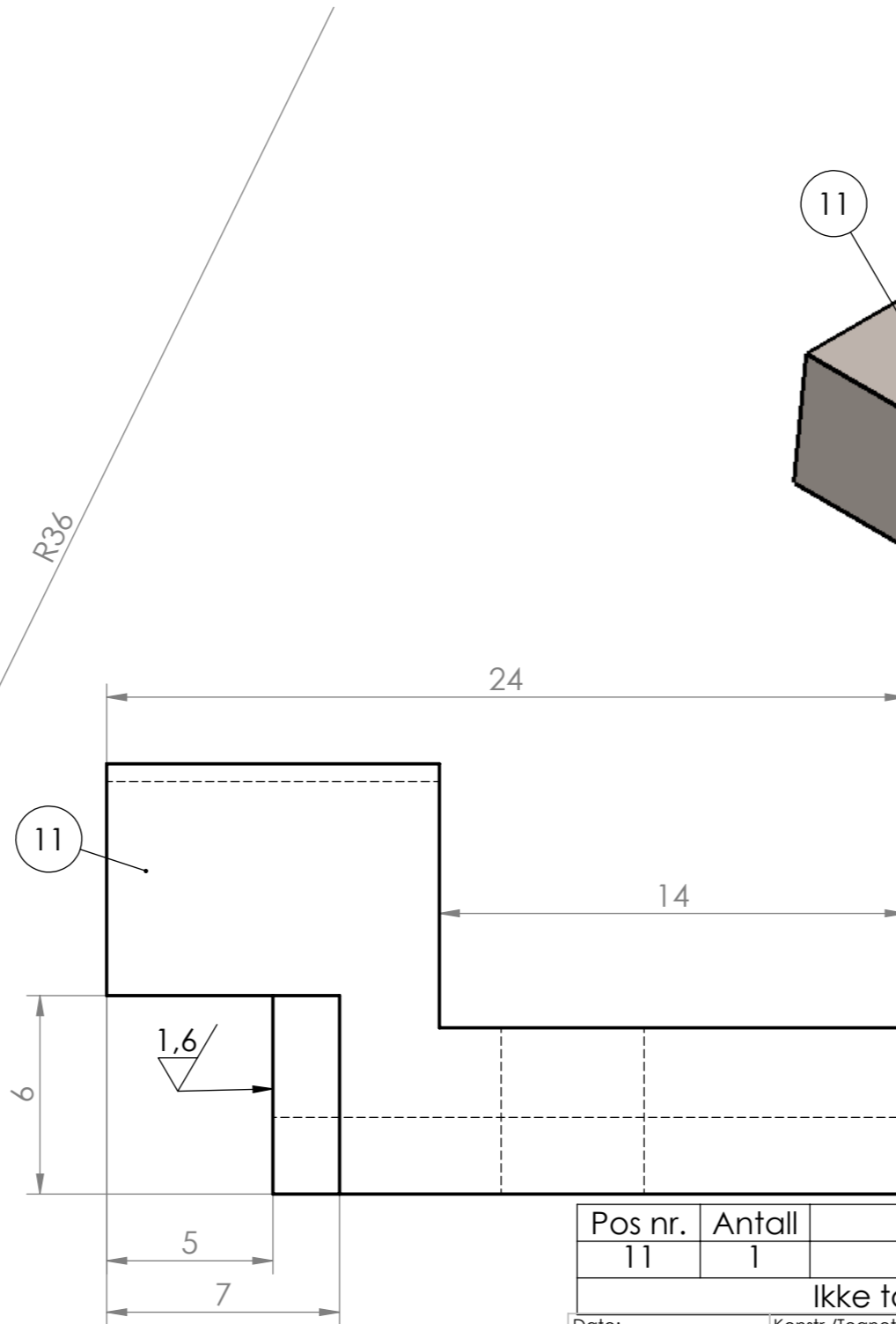
Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
8	2	Sideplate tykkelse 4 mm	EN 1.4404
9	1	Plate dybdehjul tykkelse 4 mm	EN 1.4404
10	1	Plate sensor tykkelse 4 mm	EN 1.4404

Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels

Dato: 18.04.16	Konstr./Tegnet: GCJ	Projeksjon:	Målestokk: 1:2	NMBU
Format: A3				
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for:	Erstattet av:
Stroppefjerner			Ramme til dybdehjul	
Henvisning:		Beregning:		



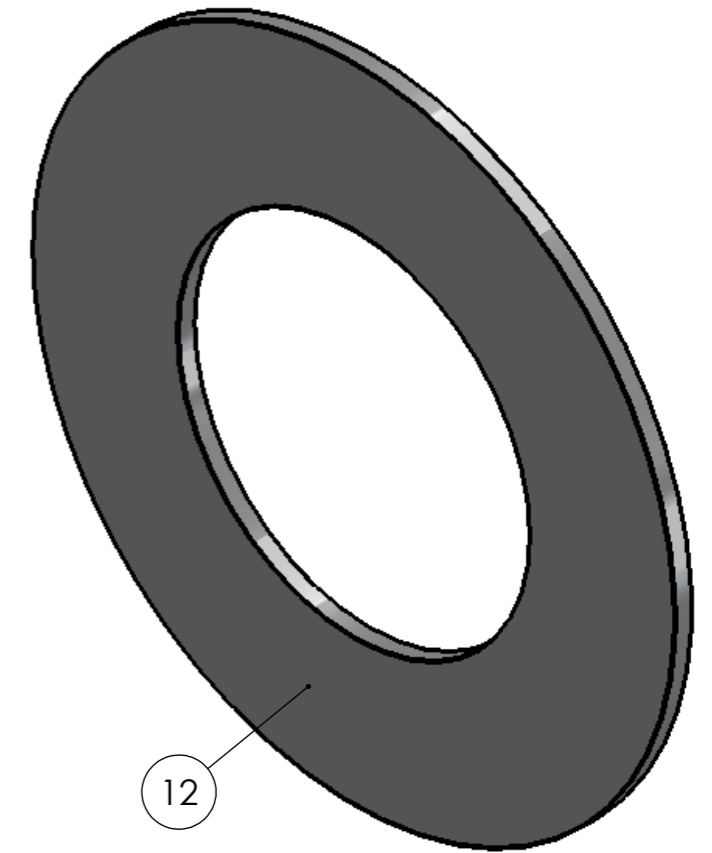
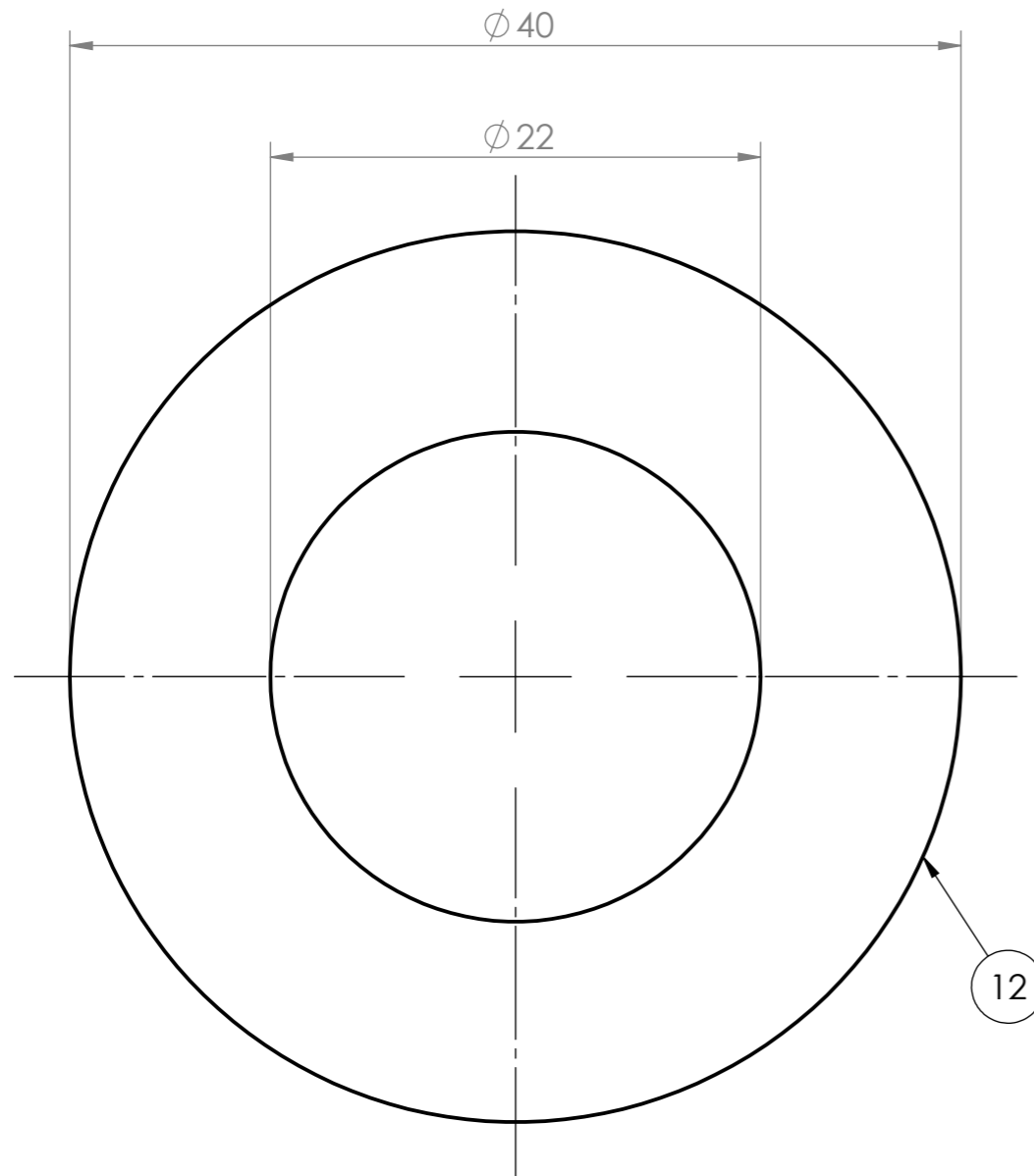
3,2/ Alle overflater hvor ikke annet er oppgitt



Radie tilpasses spade

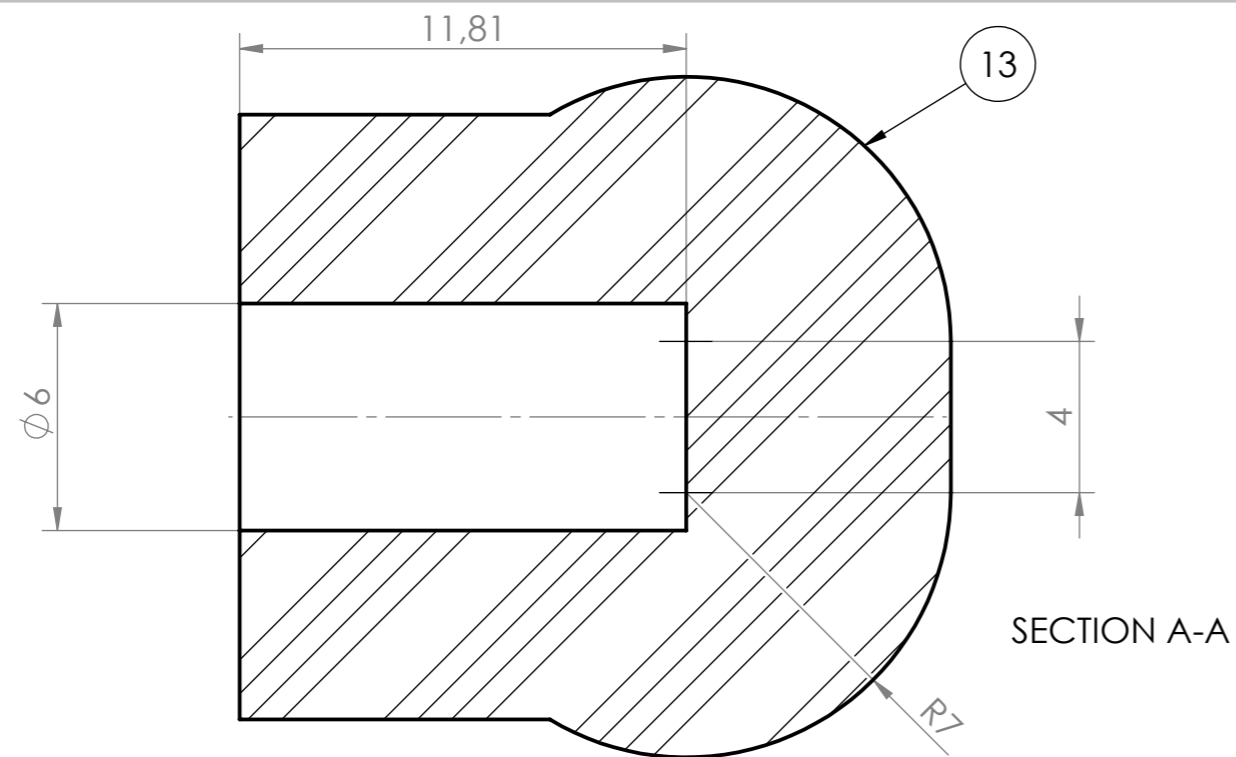
Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
11	1	Styreplate 24 x 20 x 13	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	14.04.16	Konstr./Tegnet:	GCJ
Format:	A3	Projeksjon:	
		Målestokk:	5:1
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for:
Stroppefjerner			Erstattet av:
			Styreplate
Henvisning:		Beregning:	

1,6/ Alle flater hvor ikke
 ▽ annet er oppgitt.

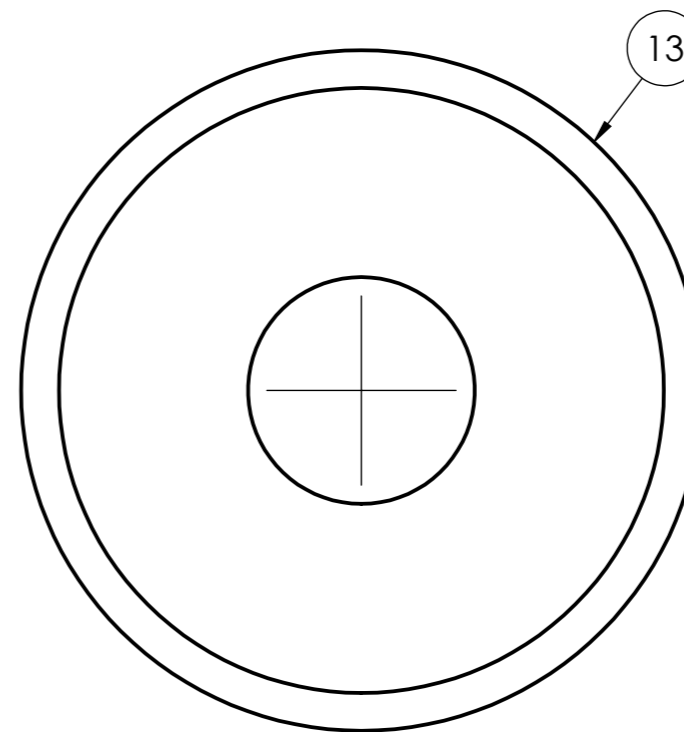
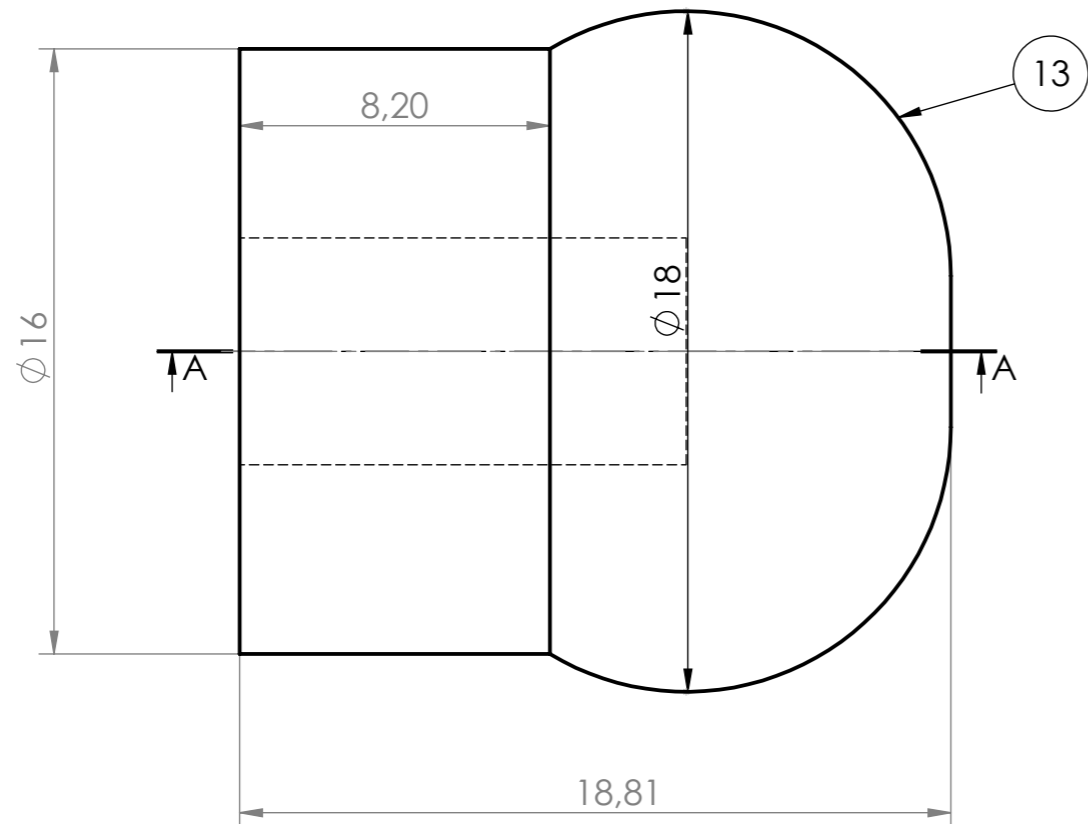
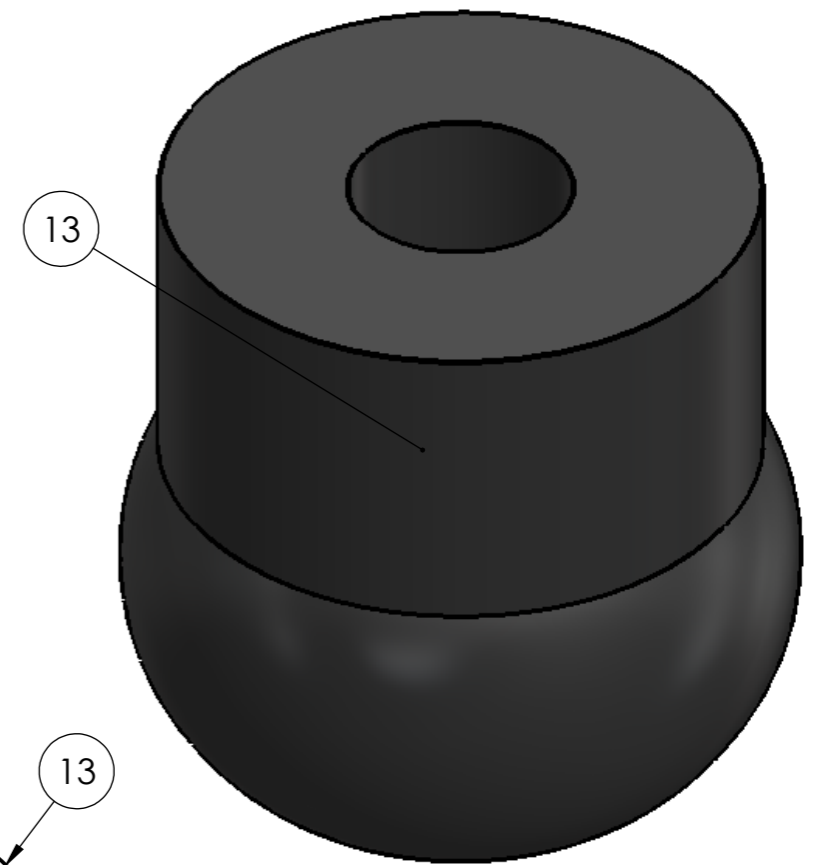


Pos Nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
12	1	Plastskive Ø40 x 1	POM
Ikke toleransesatte mål NS-ISO 2768-1 middels.			
Dato: 19.04.16	Konstr./Tegnet: EJJ	Projeksjon:	Målestokk: 3:1
Format: A3			
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for: Erstatttet av:
Stroppefjerner			Plastskive
Henvising:	Beregning:		

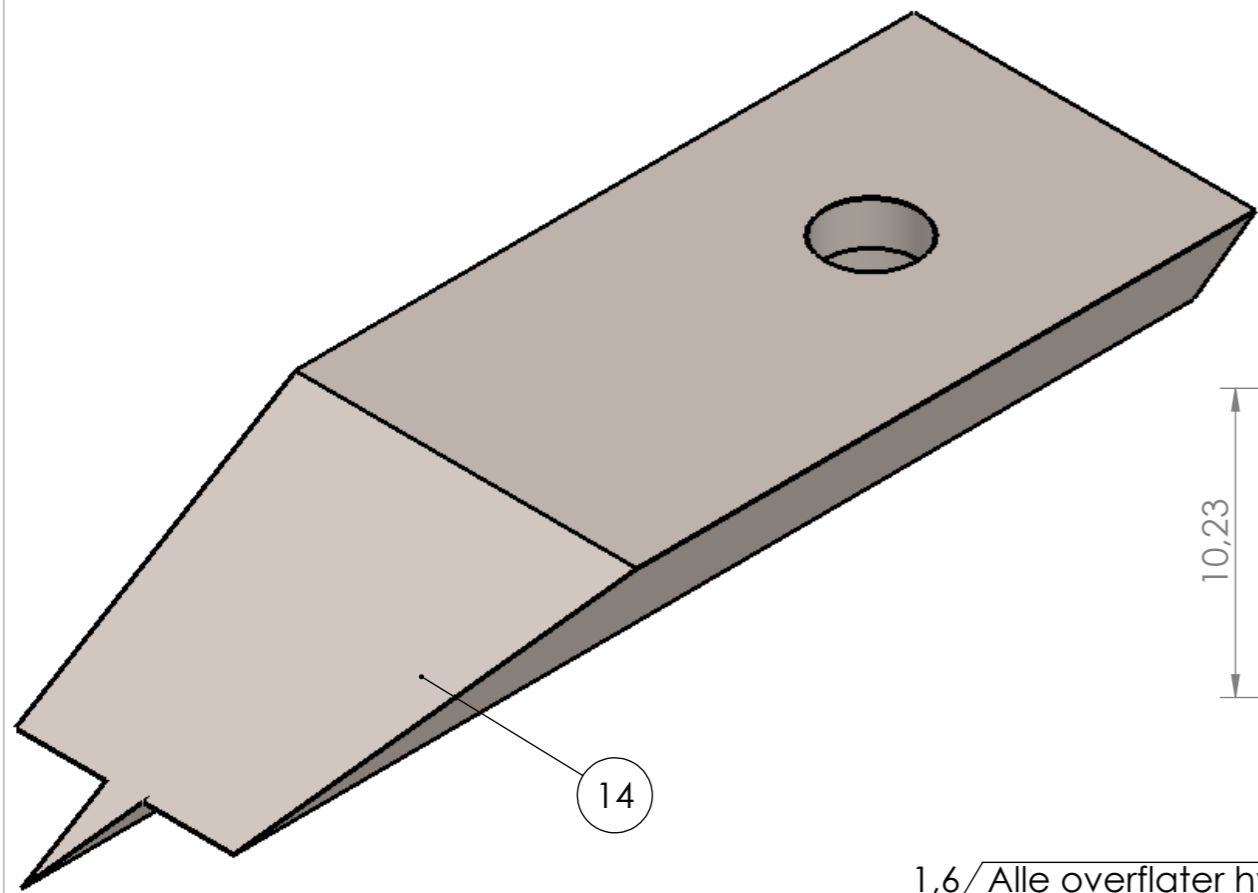
NMBU



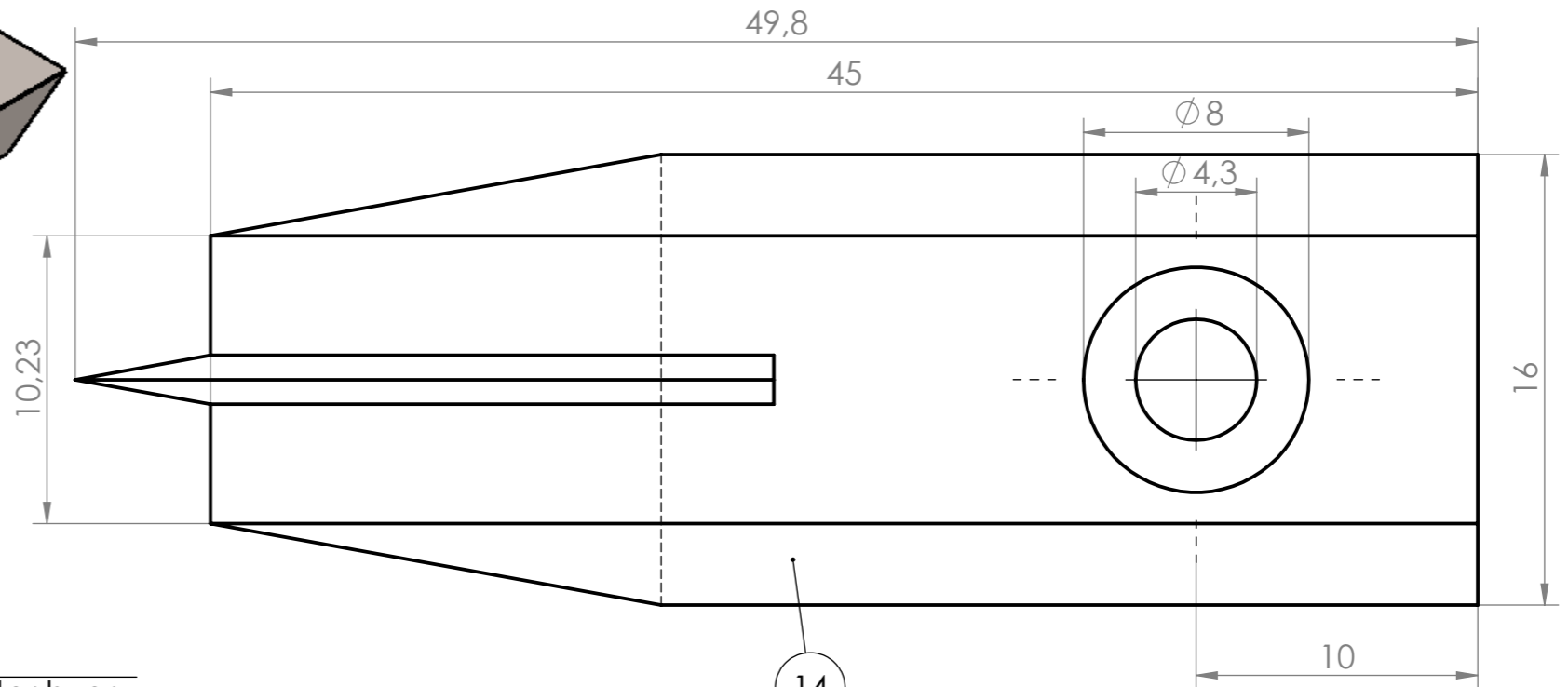
3,2/ Alle flater hvor ikke
 ▽ annet er oppgitt.



Pos Nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
13	1	Gummiplugg	Polyuretan
Ikke toleransesatte mål NS-ISO 2768-1 middels.			
Dato:	13.04.16	Konstr./Tegnet:	EJG
Format:	A3	Projeksjon:	Målestokk:
			5:1
Mastergradsoppgave 2016 Stroppefjerner			Erstatning for:
			Erstattet av:
			NMBU
			Gummiplugg
Henvisning:	Beregning:		

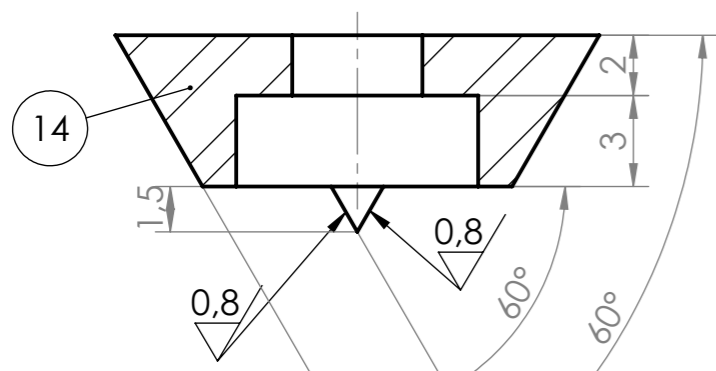


14



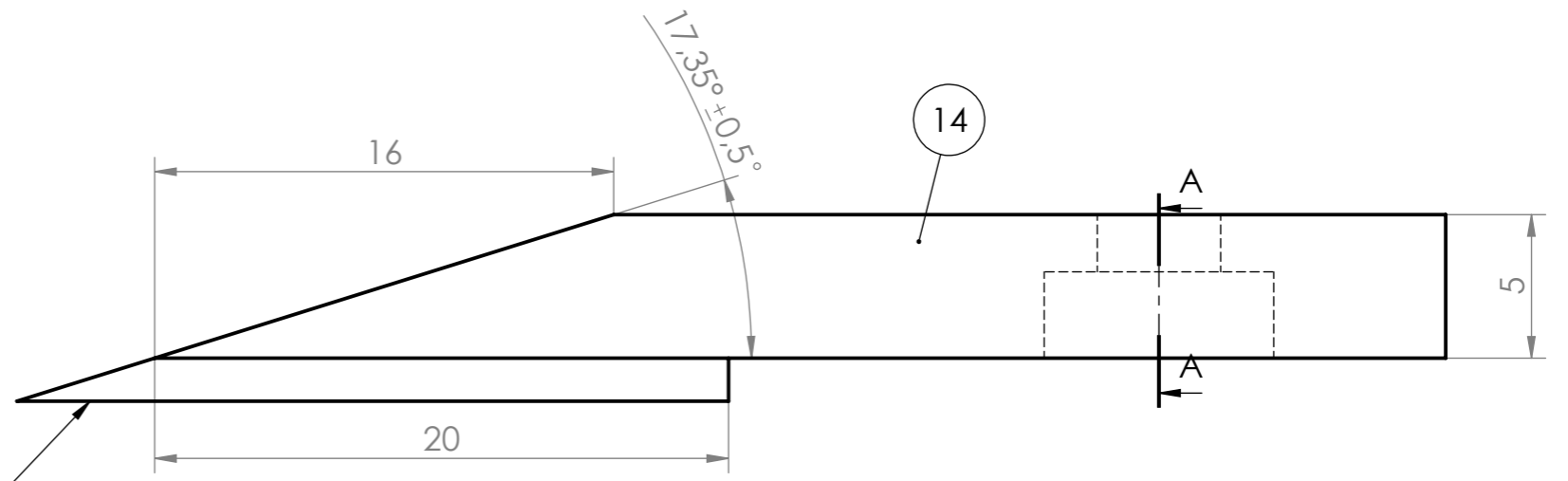
14

1,6 / Alle overflater hvor ikke annet er oppgitt



14

SECTION A-A
SCALE 4 : 1



14

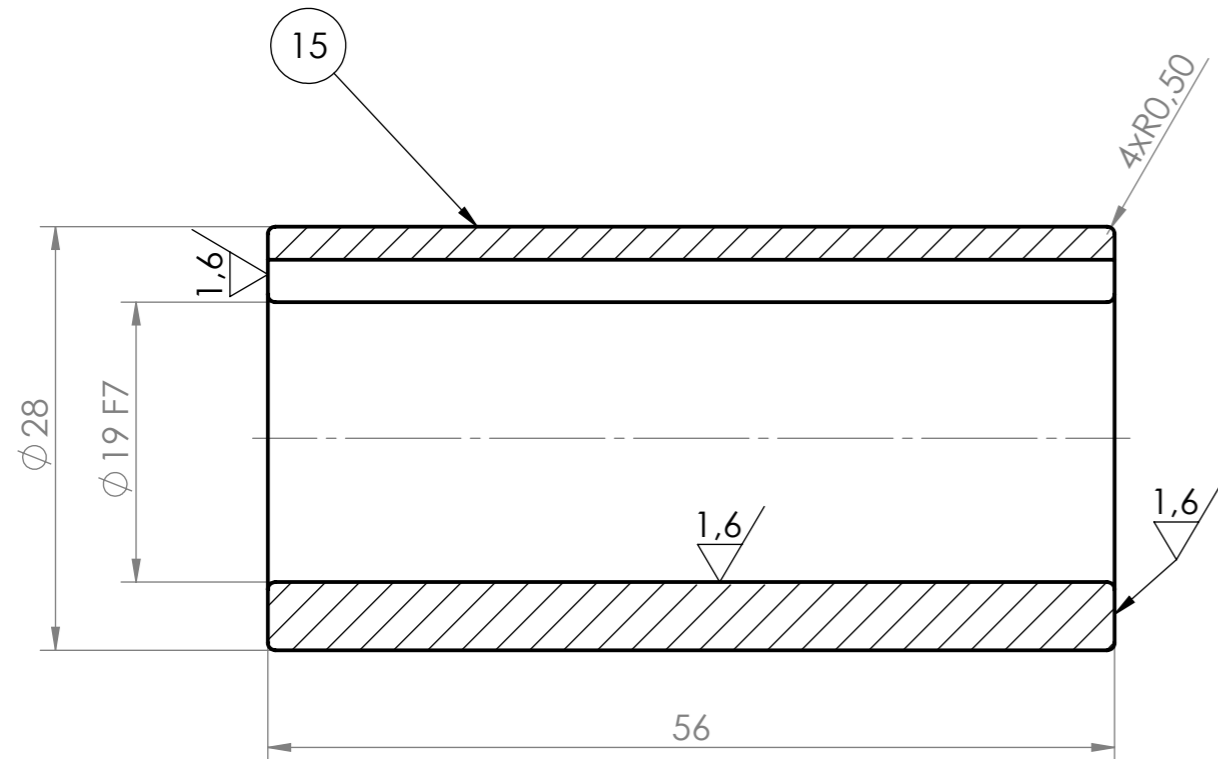
Hold kanten skarp
(knivegg)

Rytter skal tilpasses spade

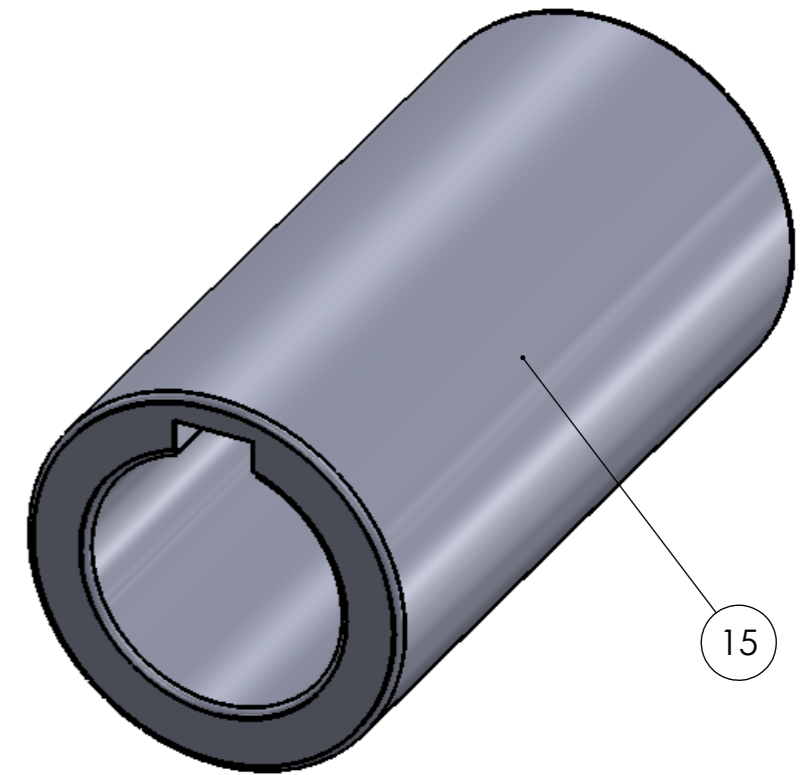
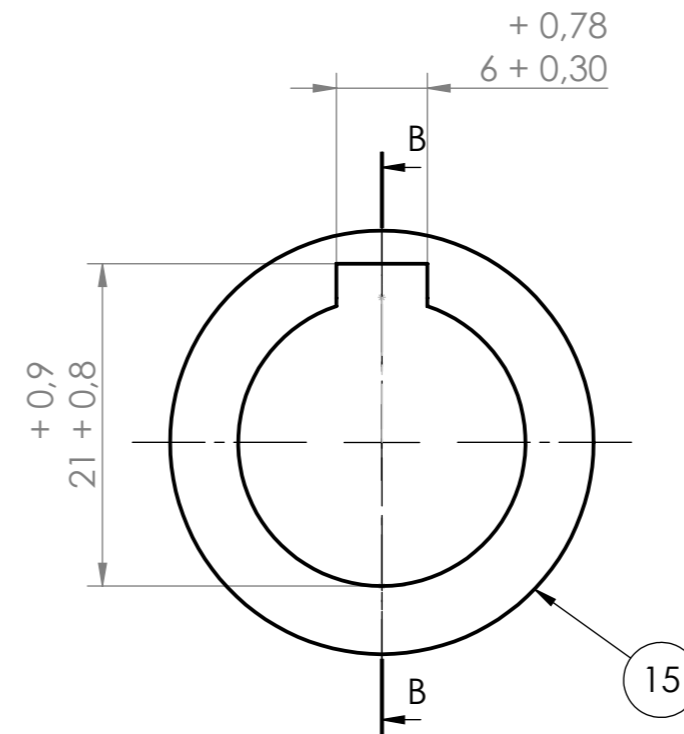
Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
14	1	Rytter 49,8 x 16 x 6,5	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	13.04.16	Konstr./Tegnet:	GCJ
Format:	A3	Projeksjon:	
		Målestokk:	4:1
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for:
Stroppefjerner			Erstattet av:
			Rytter 1,5 mm
Henvisning:		Beregning:	

NMBU

3,2 $\sqrt{\text{Alle flater hvor ikke annet er oppgitt.}}$



SECTION B-B
SCALE 2 : 1



Pos Nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
15	1	Hylse Ø30 x 56	EN 1.4404

Ikke toleransesatte mål NS-ISO 2768-1 middels.

Dato: 13.04.16	Konstr./Tegnet: EJJ	Projeksjon:	Målestokk: 2:1	NMBU
Format: A3				

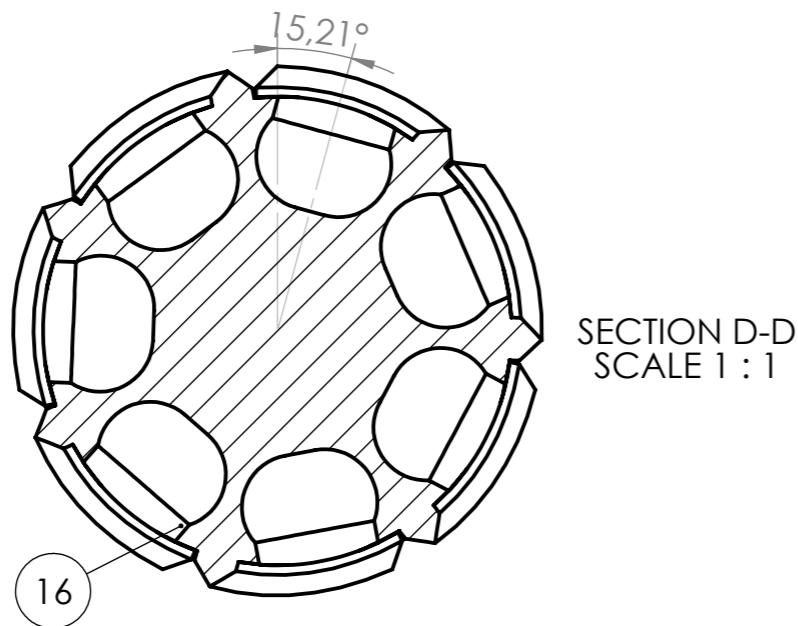
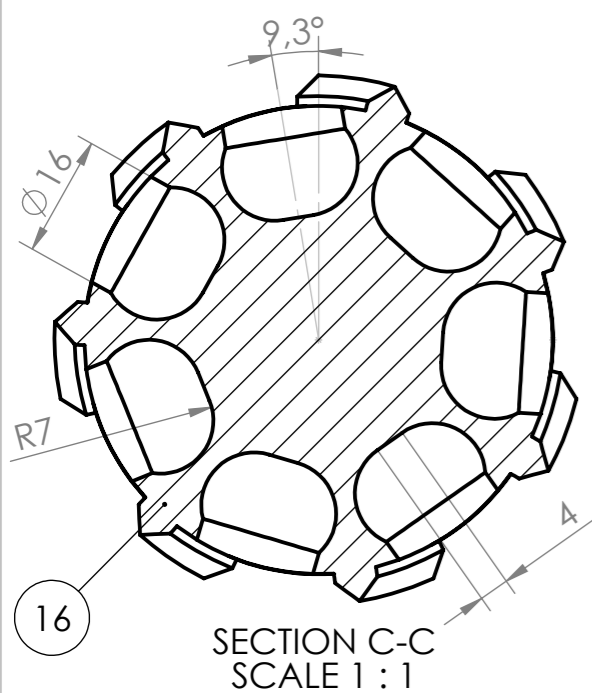
Mastergradsoppgave 2016

Stroppefjerner

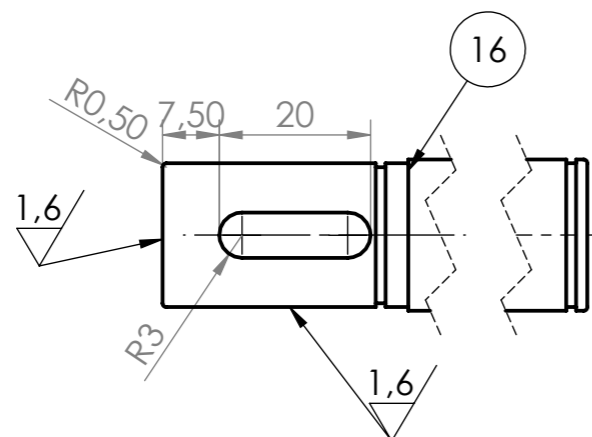
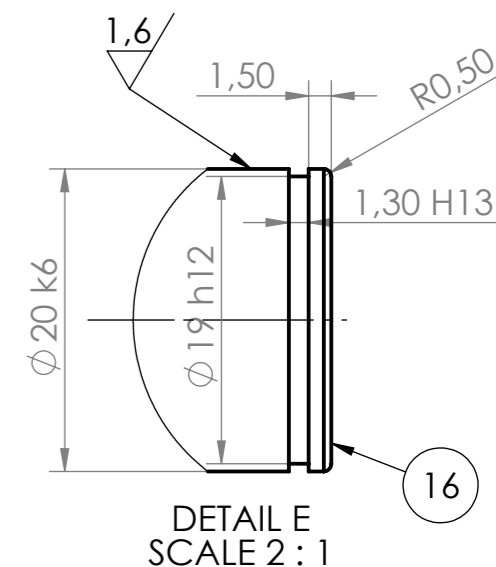
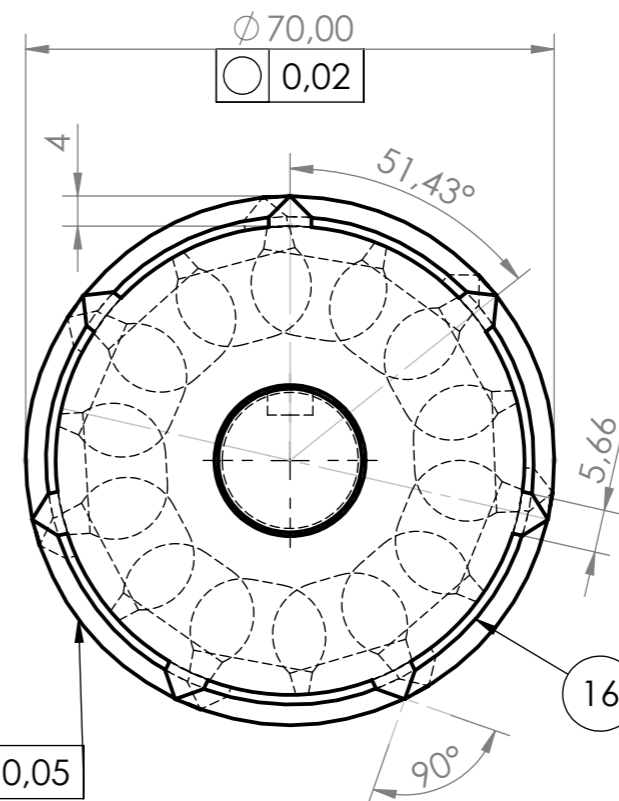
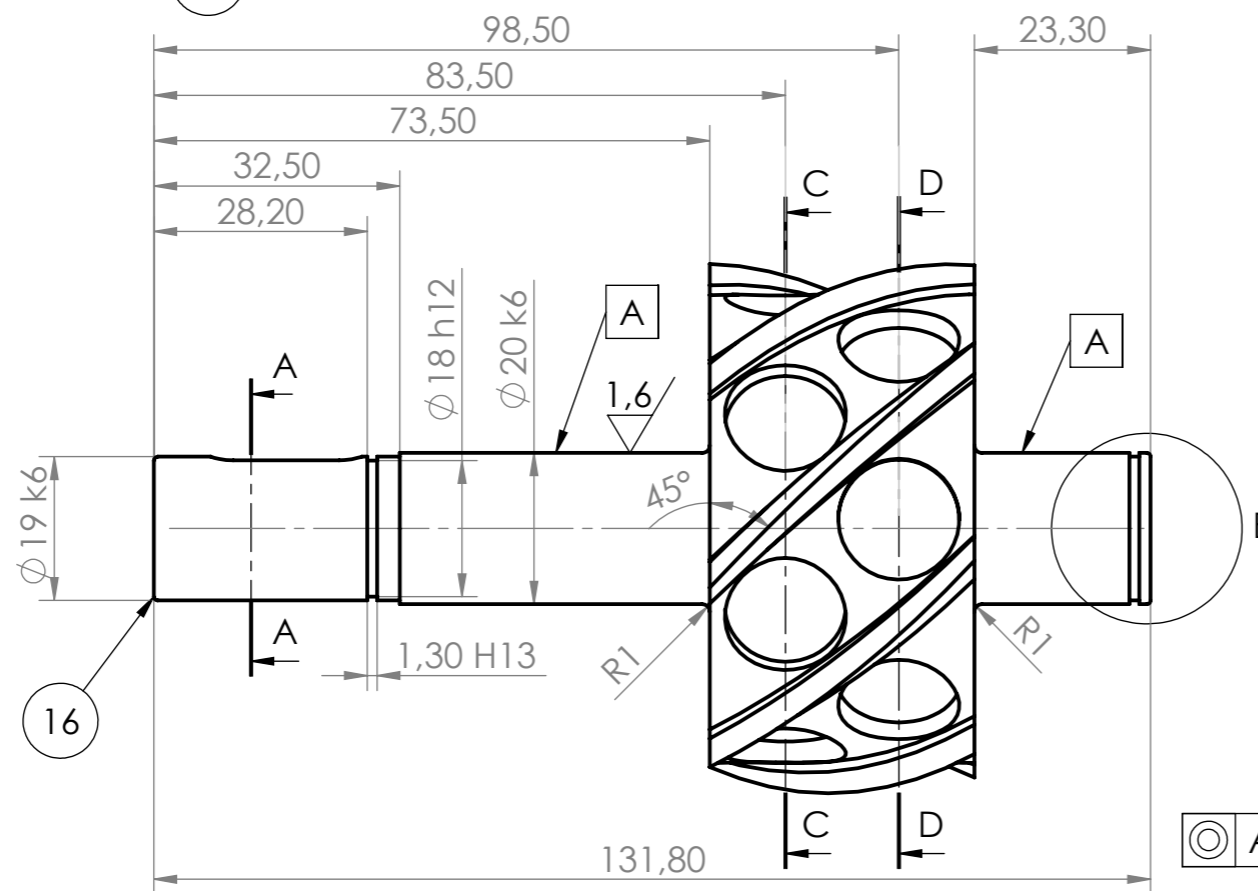
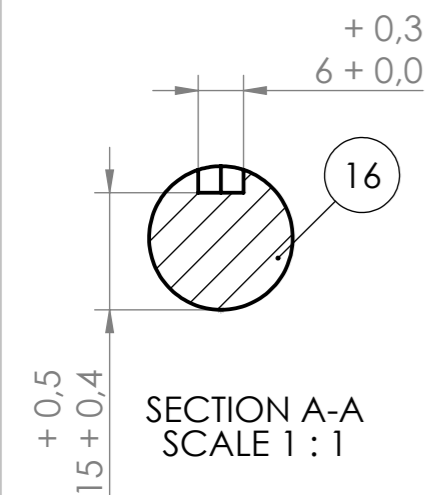
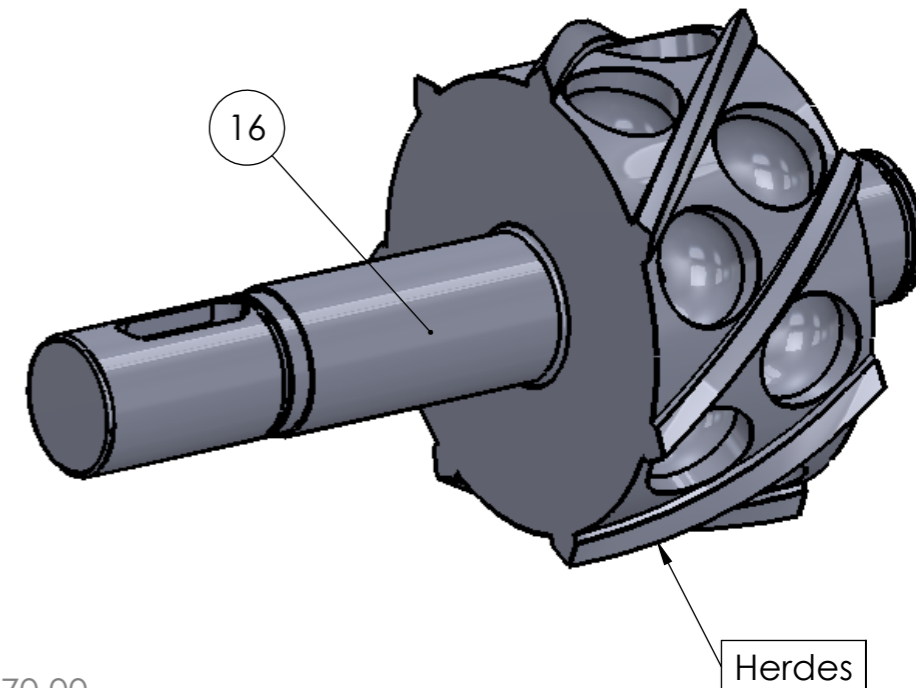
Erstatning for: Erstattet av:

Hylse

Henvising:	Beregning:
------------	------------



3,2 / Alle flater hvor ikke annet er oppgitt.



Pos Nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
16	1	Knivrulle Ø75 x 132	EN 1.4542

Ikke toleransesatte mål NS-ISO 2768-1 middels.

Dato:	Konstr./Tegnet:	Projeksjon:	Målestokk:
13.04.16	EJG		1:1
Format:	A3		

NMBU

Overflateherding:

Knivene nitrifiseres til 64 HRC, ved 540grader Celsius, pga. at de skal holde seg skarpe.

Mastergradsoppgave 2016

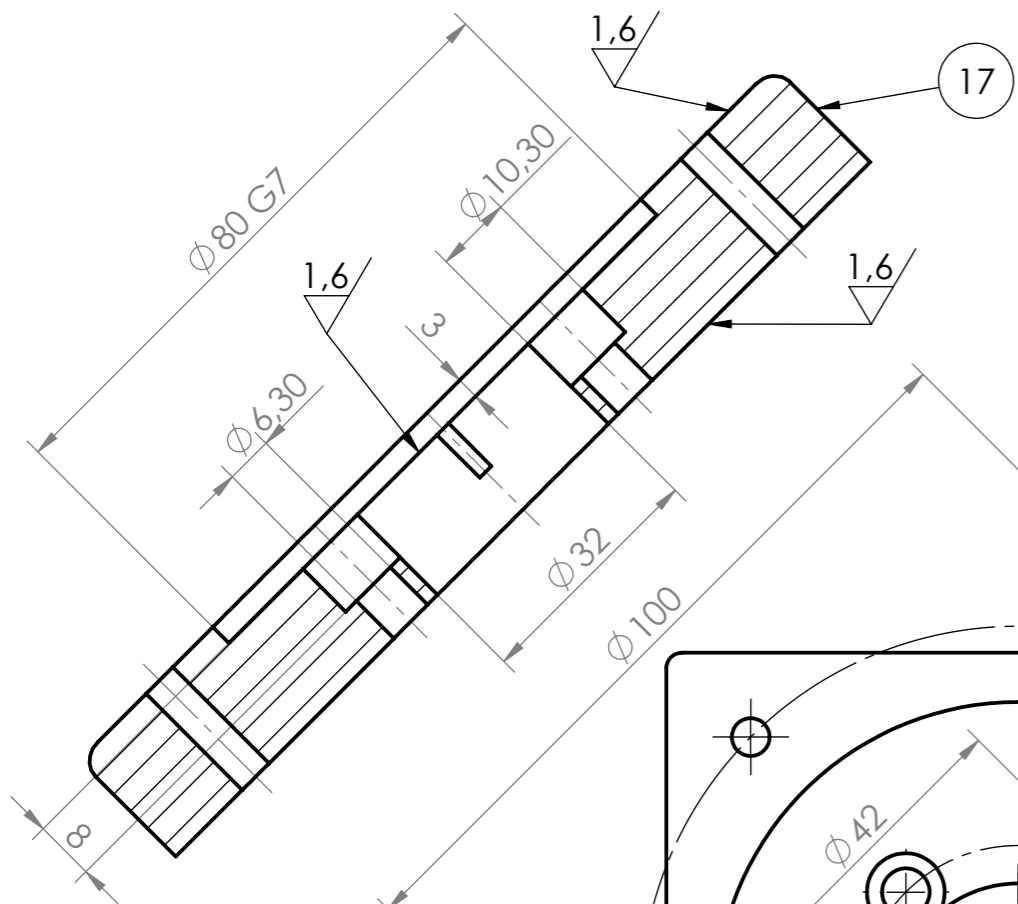
Stroppefjerner

Erstatning for: Erstattet av:

Knivrulle

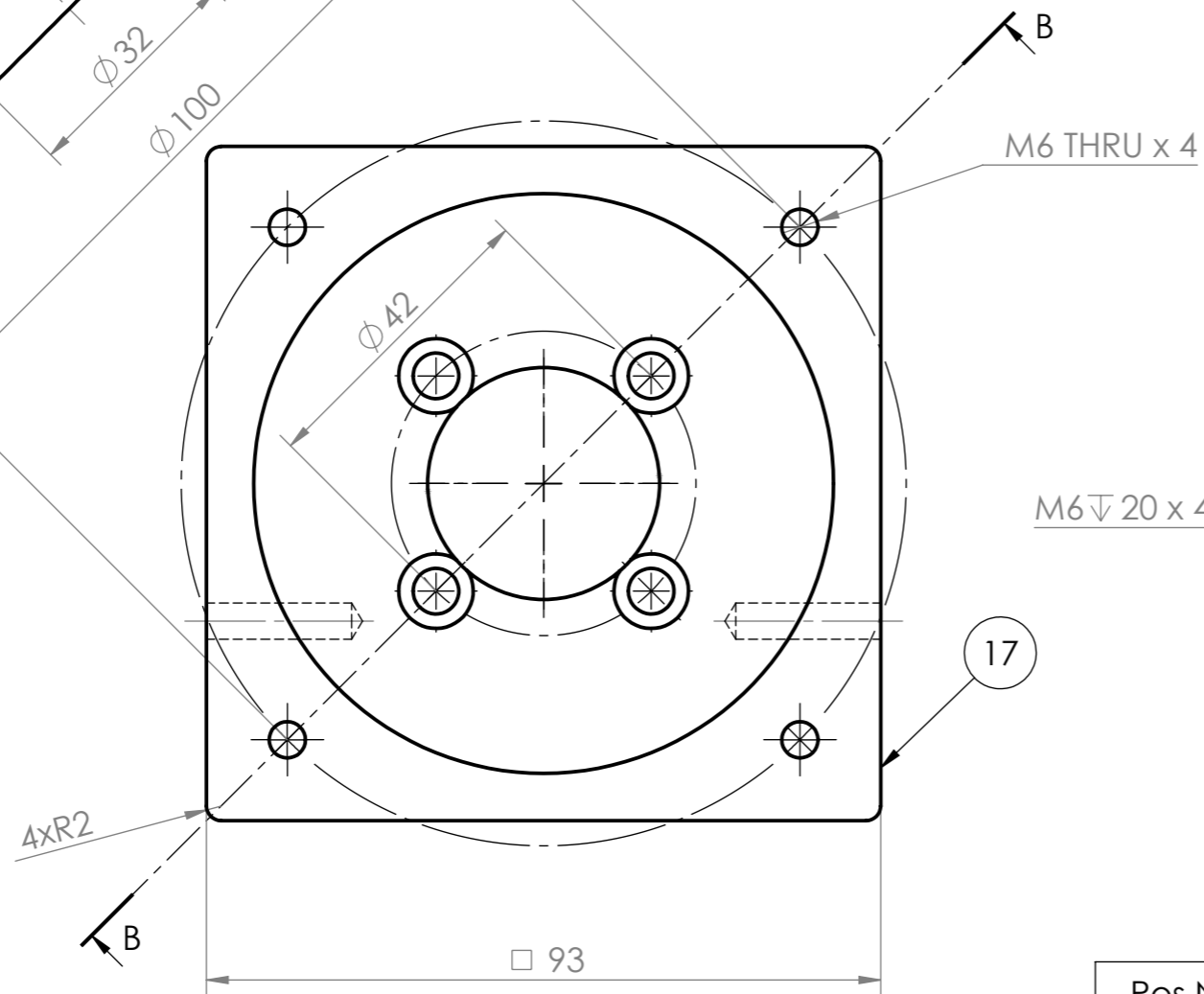
Henvisning:

Beregning:



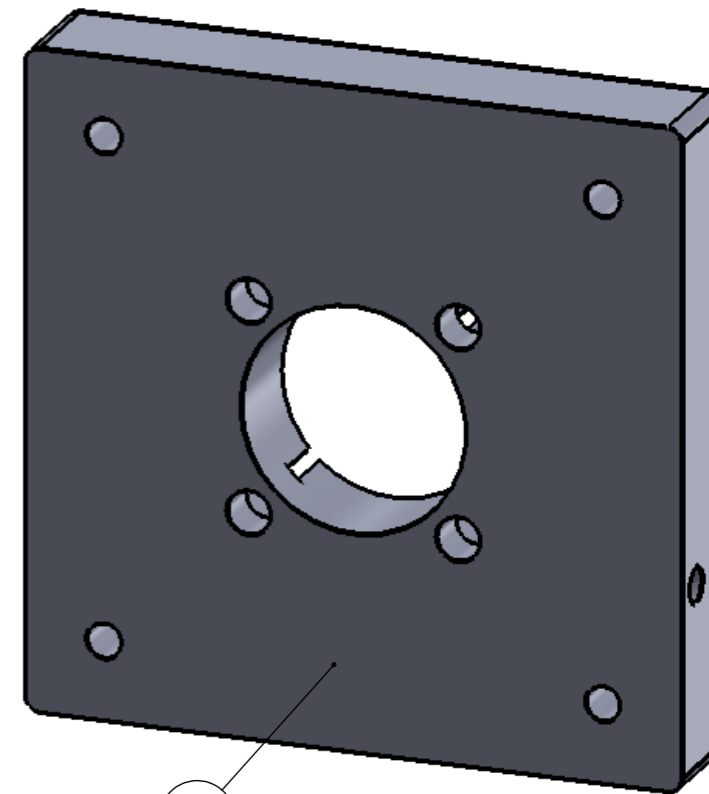
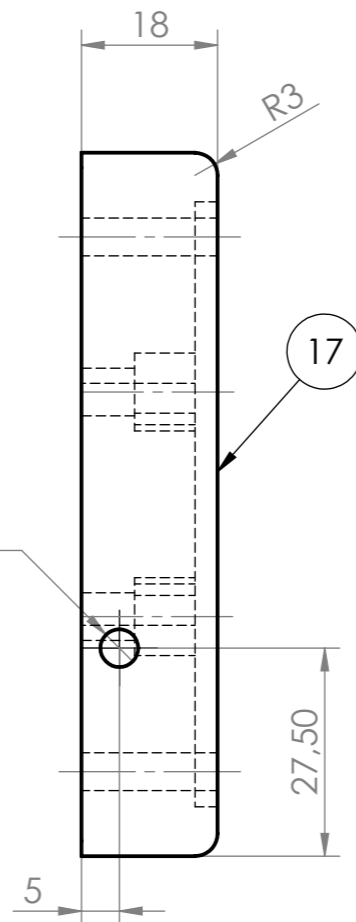
SECTION B-B

3,2/ Alle flater hvor ikke annet er oppgitt.



M6 THRU x 4

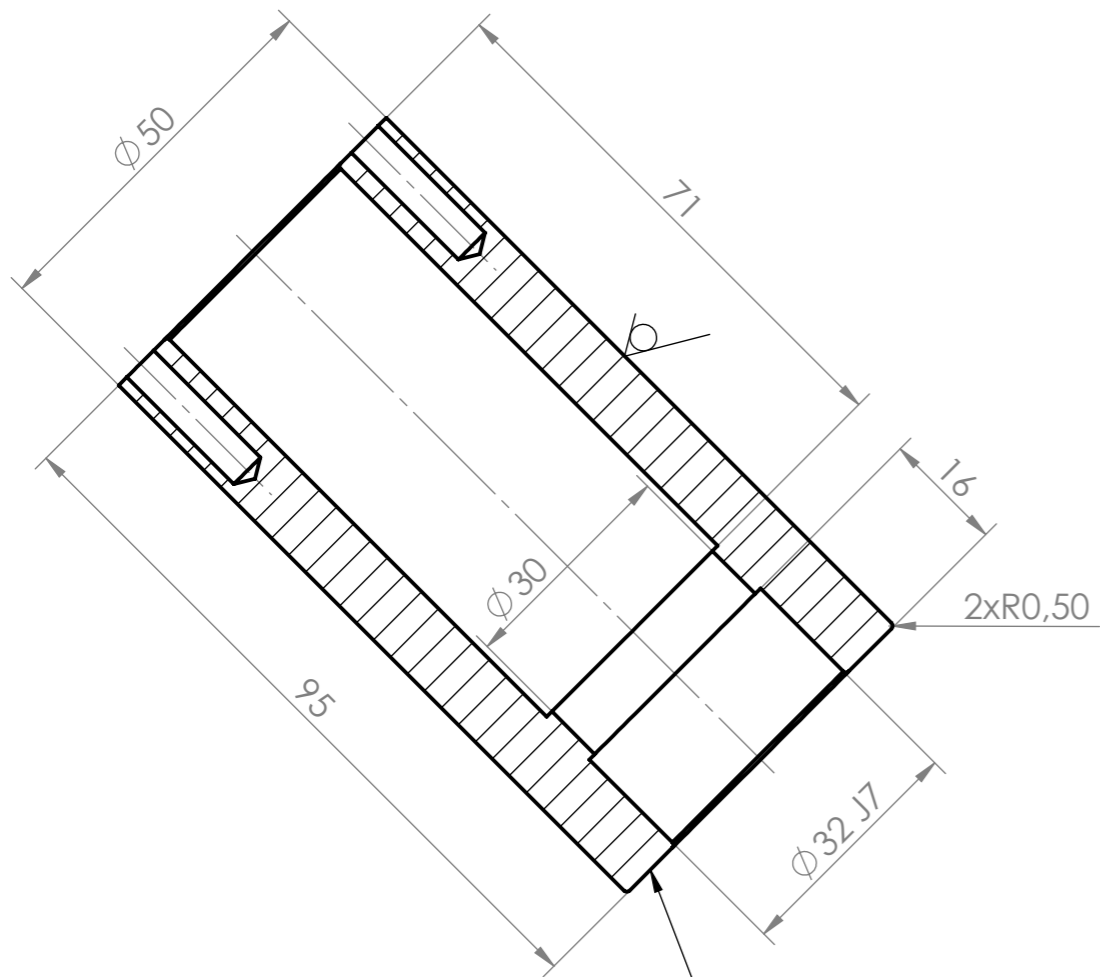
M6 20 x 4



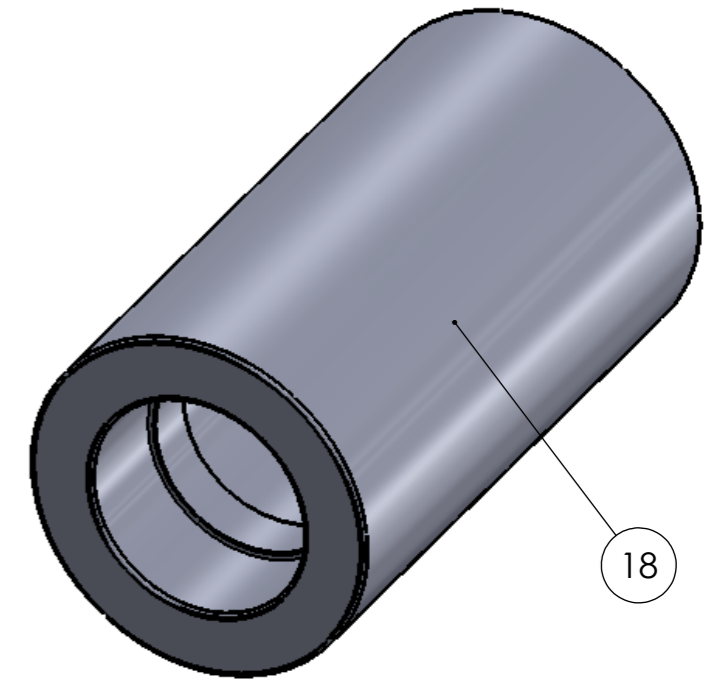
Pos Nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
17	1	Motorfesteplate 100 x 20	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS-ISO 2768-1 middels.			

Dato: 13.04.16	Konstr./Tegnet: EJG	Projeksjon:	Målestokk: 1:1	NMBU
Format: A3				

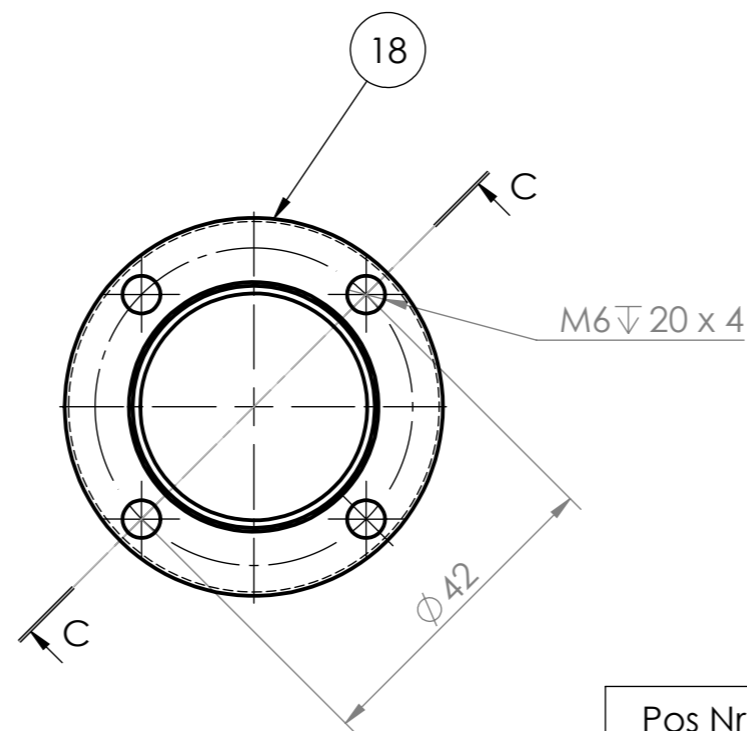
Mastergradsoppgave 2016 Stroppefjerner		Erstatning for:	Erstattet av:
		Motorfesteplate	
Hvisning:	Beregning:		



1,6 ∇ Alle flater hvor ikke annet er oppgitt.



SECTION C-C



Pos Nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
18	1	Motorfestesylander Ø50 x 95	EN 1.4404

Ikke toleransesatte mål NS-ISO 2768-1 middels.

Dato: 13.04.16	Konstr./Tegnet: EJJ	Projeksjon:	Målestokk: 1:1	NMBU
Format: A3				

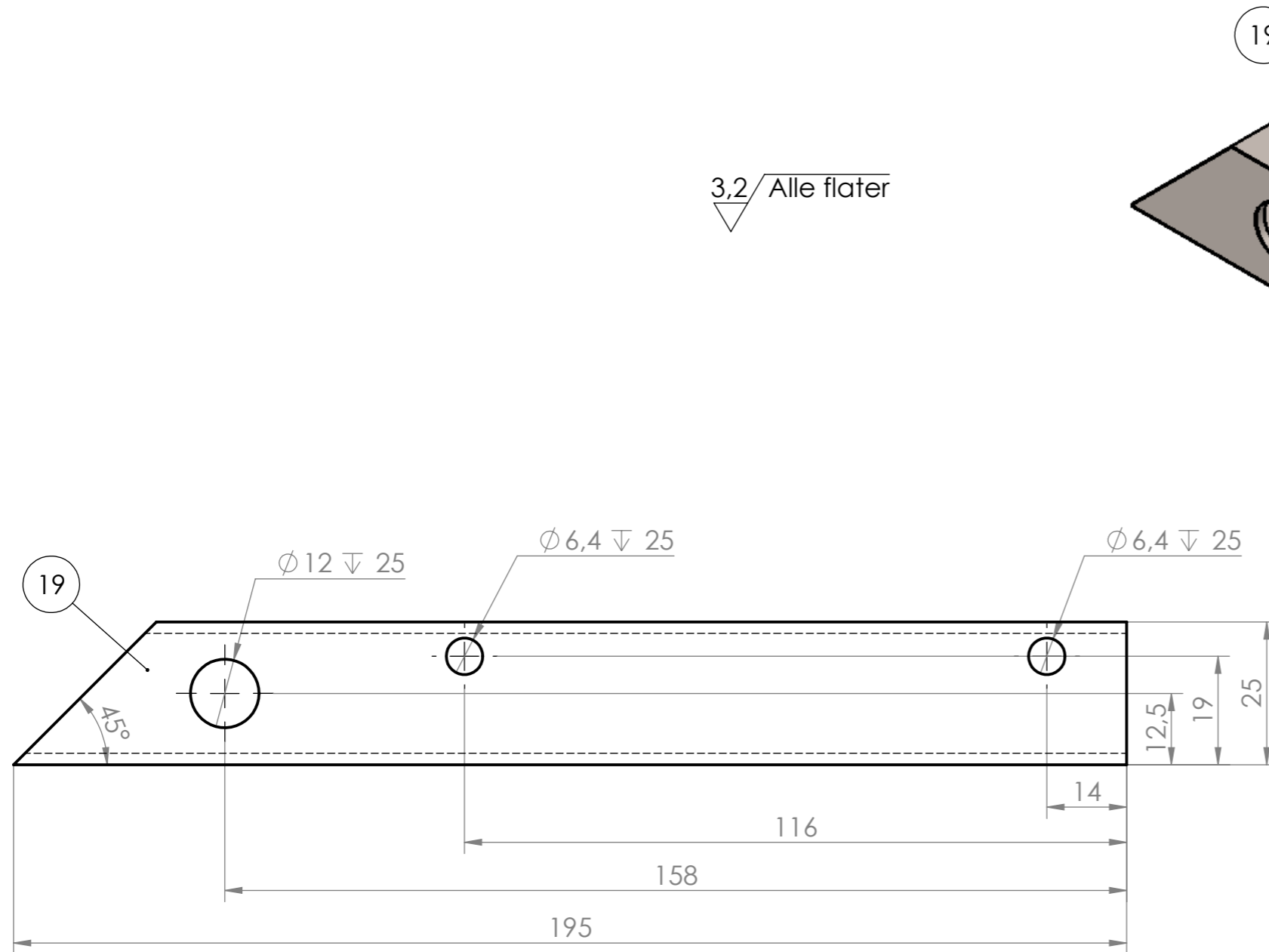
Mastergradsoppgave 2016

Stroppefjerner

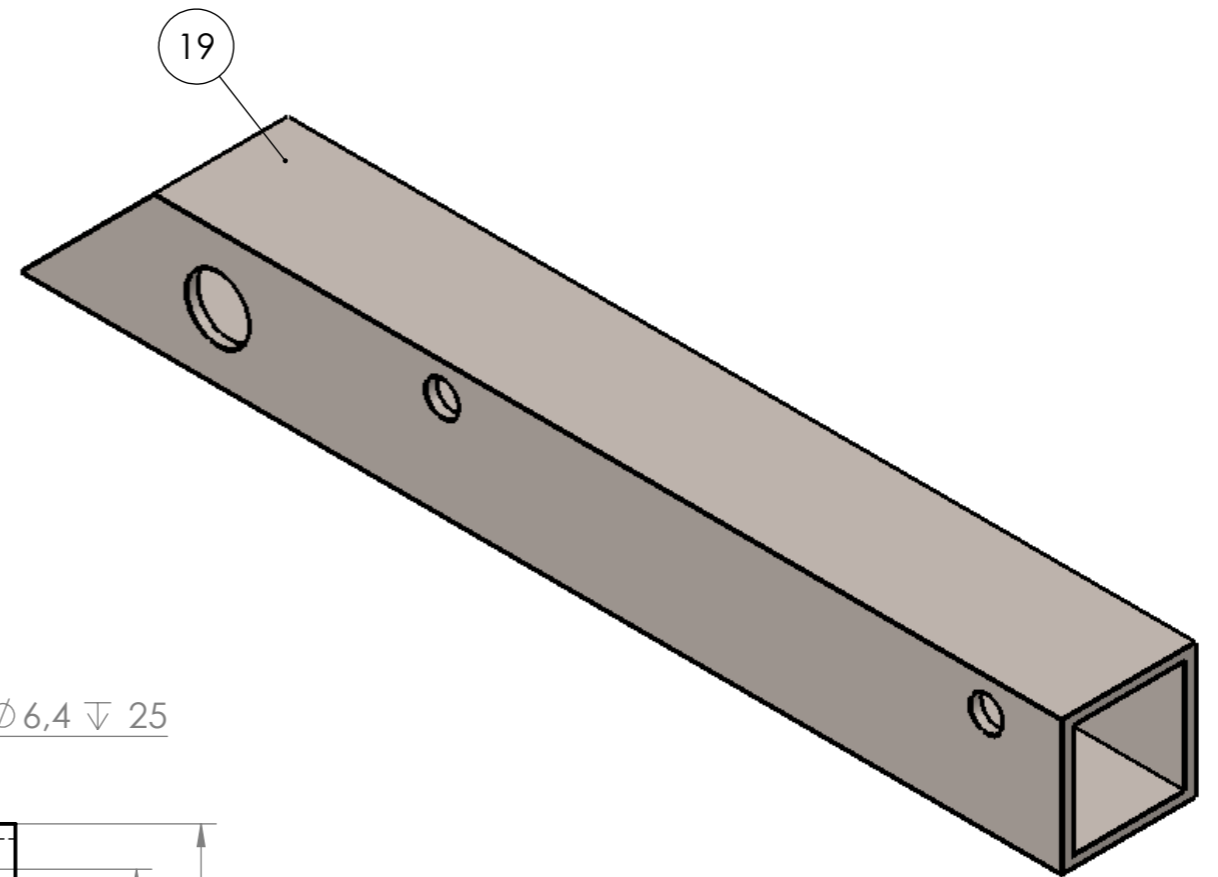
Erstatning for: Erstattet av:

Motorfestesylander

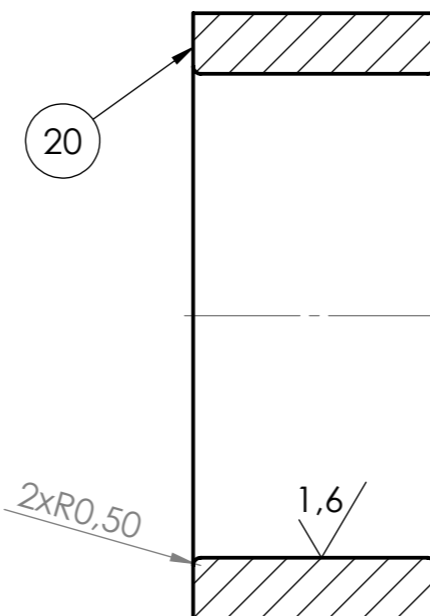
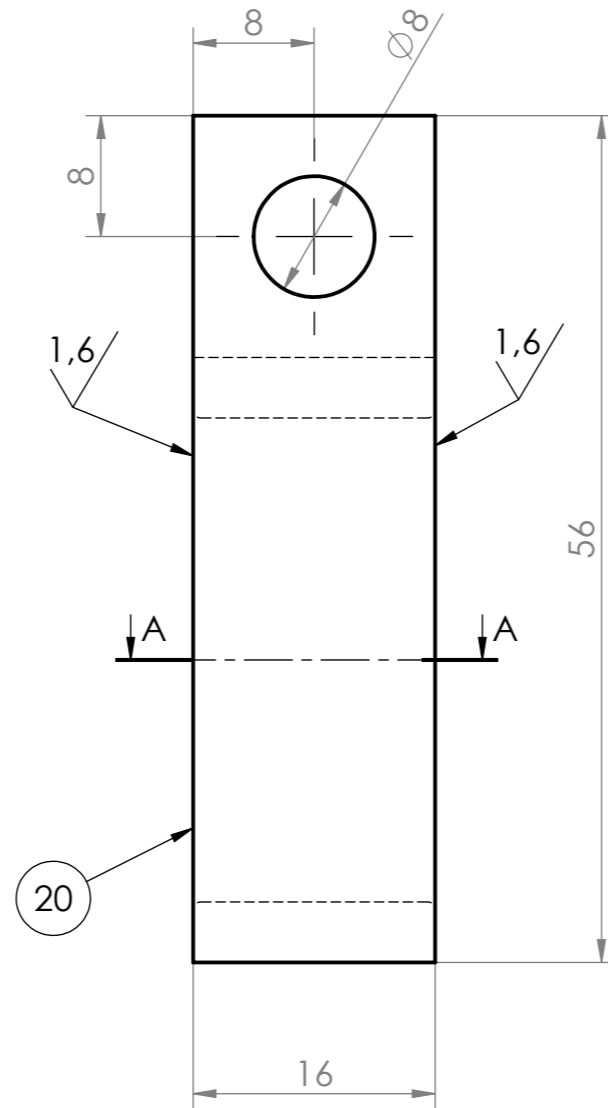
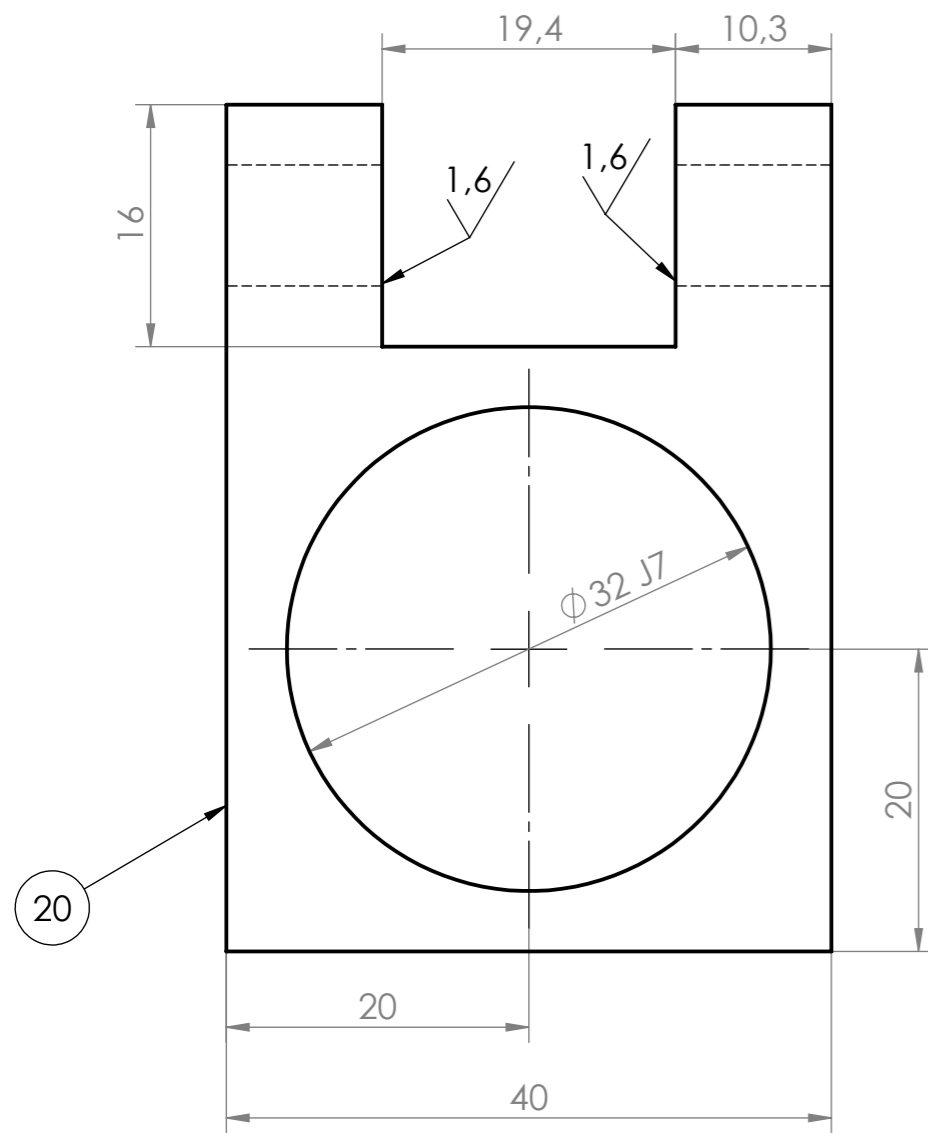
Henvising:	Beregning:
------------	------------



3,2/Alle flater

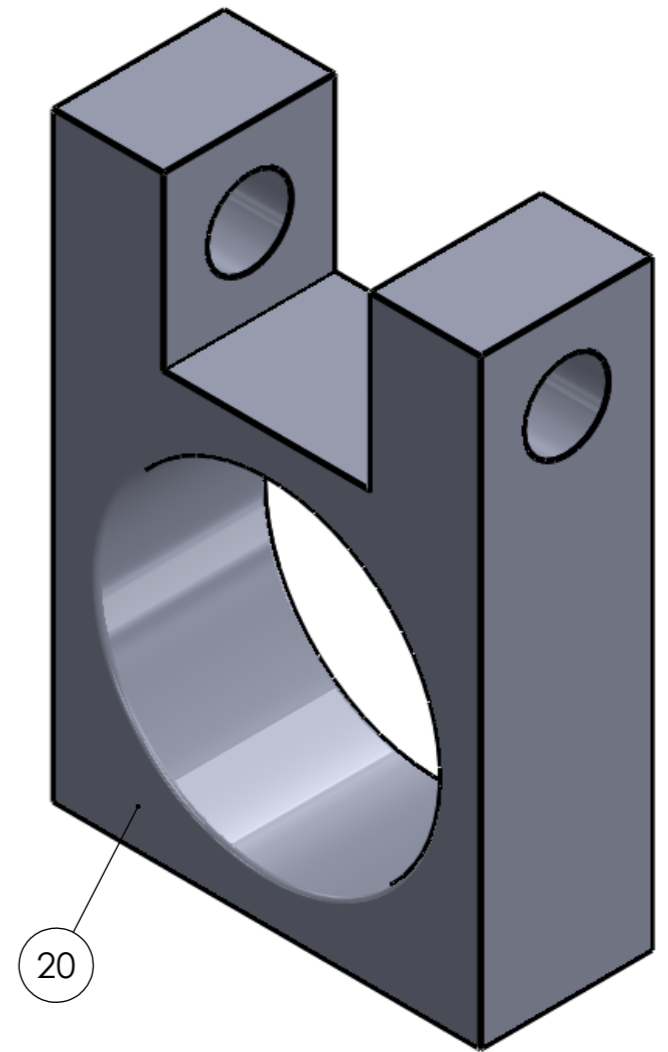


Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
19	1	Hulprofil 25 x 25 x 2	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	19.04.16	Konstr./Tegnet:	GCJ
Format:	A3	Projeksjon:	 Målestokk:
			1:1
Mastergradsoppgave 2016 Stroppefjerner			Erstatning for:
			Erstattet av:
			NMBU
			Hulprofil 25 x 25 x 2
Henvising:	Beregning:		



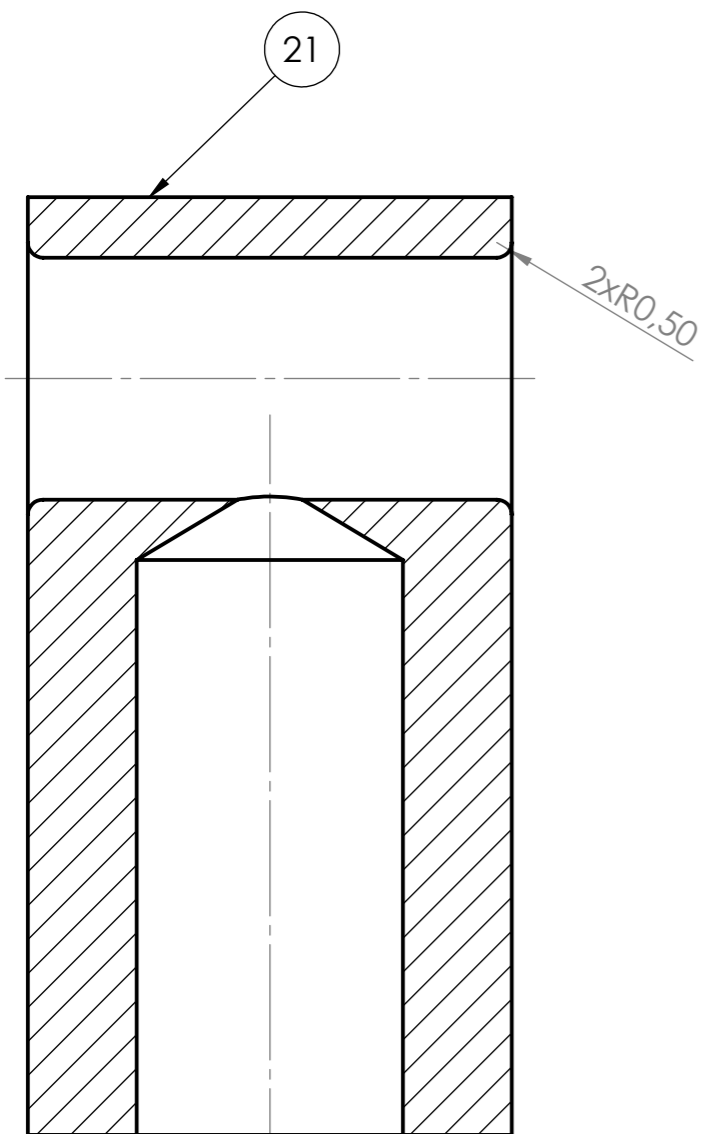
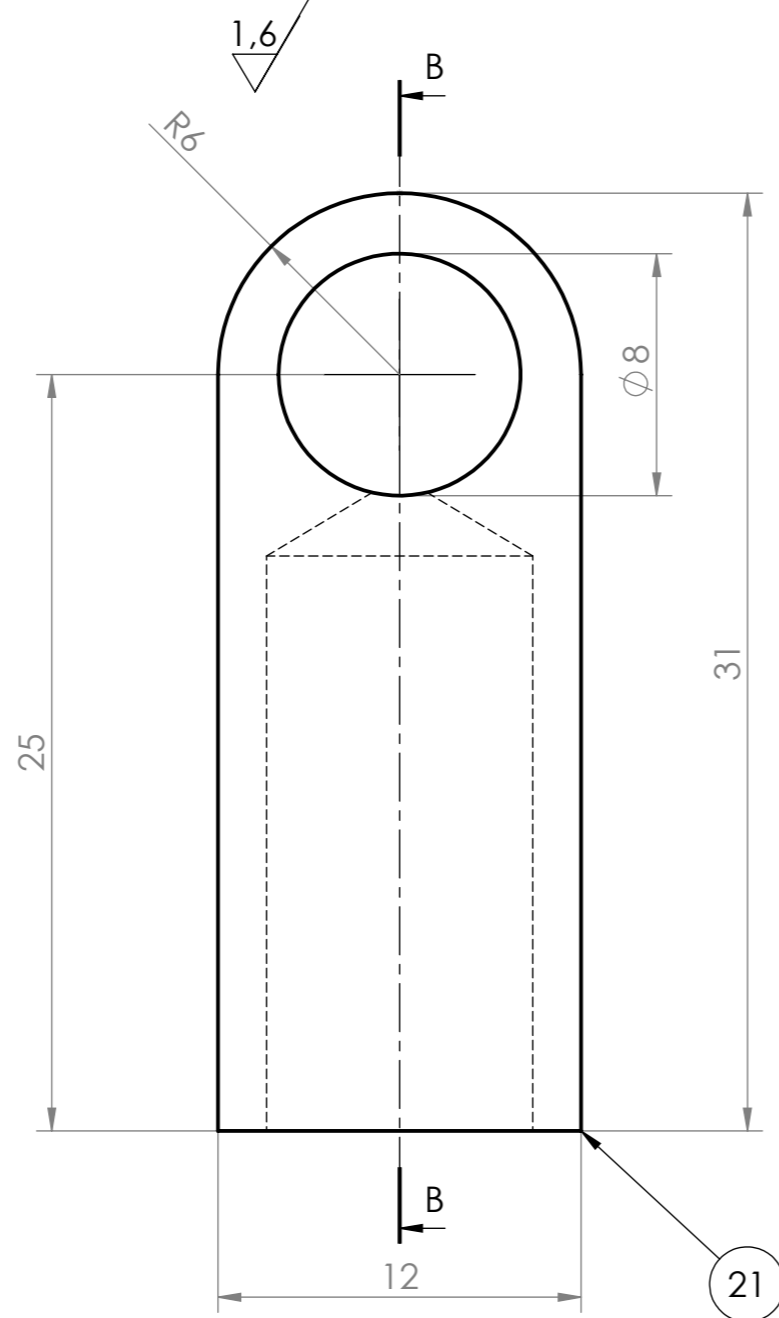
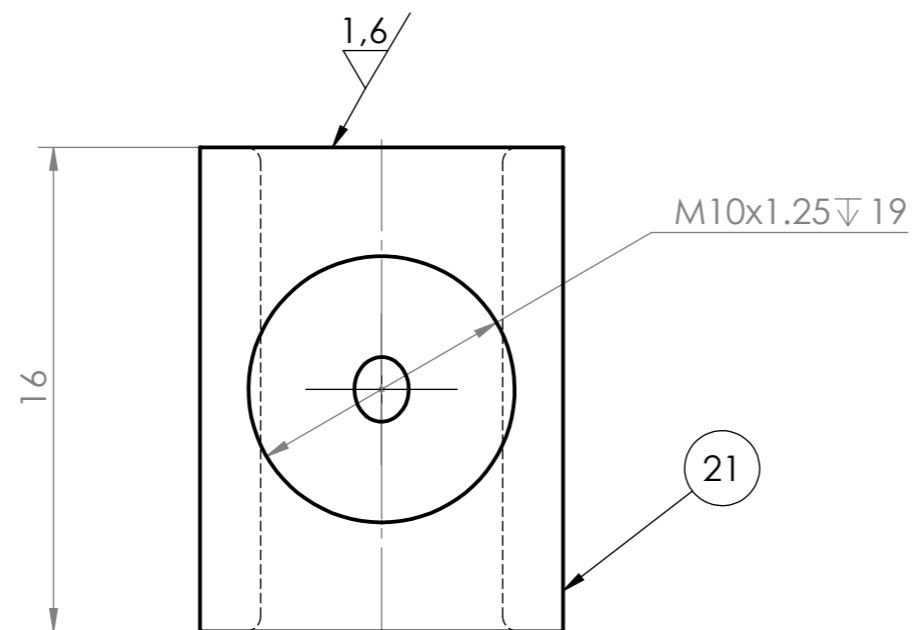
SECTION A-A

3,2/ Alle flater hvor ikke annet er oppgitt.

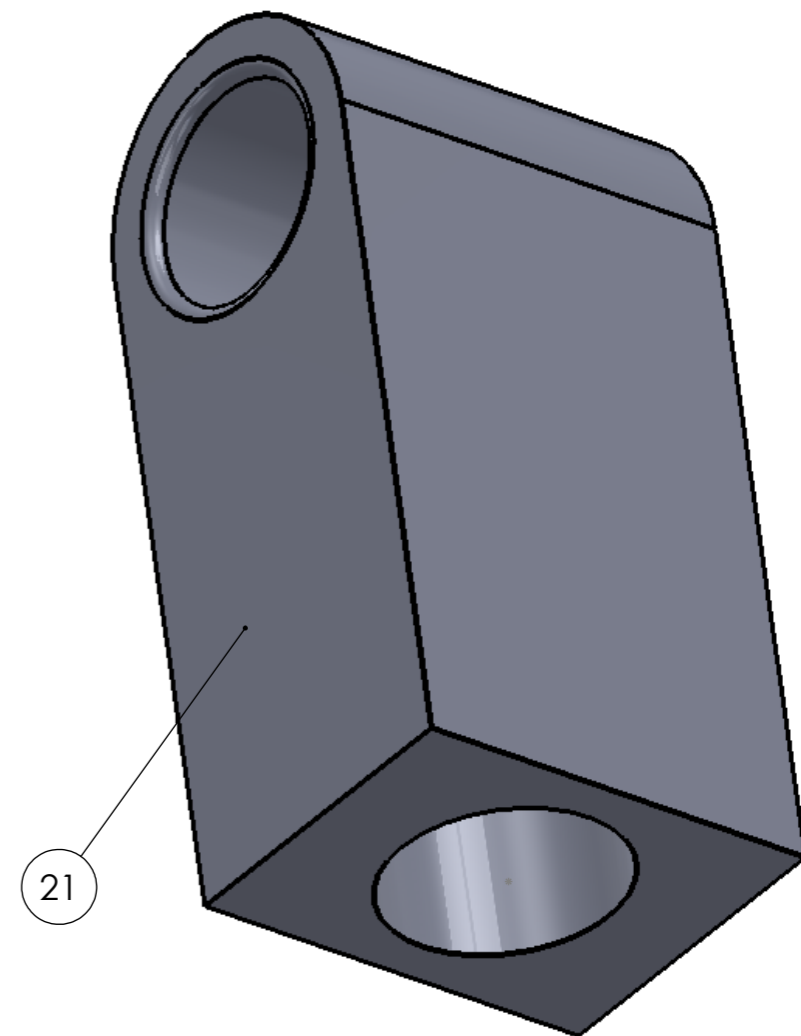


Pos Nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
20	1	Nedre festeledd 1 - 40 x 20	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS-ISO 2768-1 middels.			
Dato: 19.04.16	Konstr./Tegnet: EJJ	Projeksjon:	Målestokk: 2:1
Format: A3	Mastergradsoppgave 2016 Stroppefjerner		NMBU
Henvising:			Beregning:

3,2 / Alle flater hvor ikke annet er oppgitt.

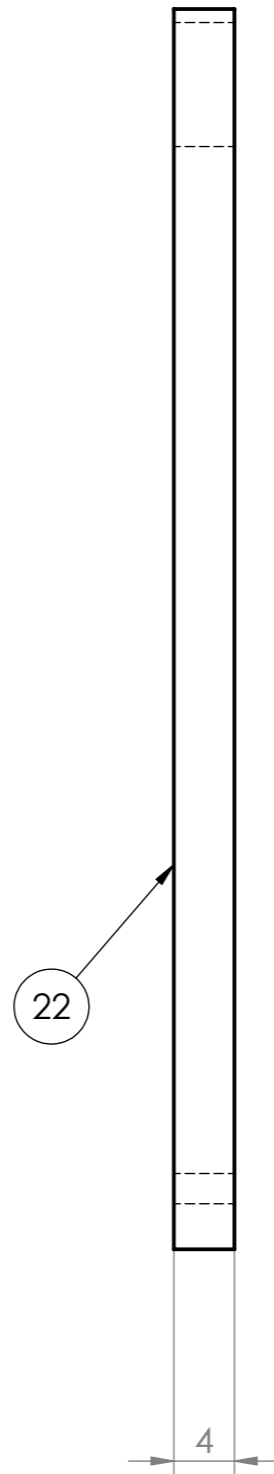
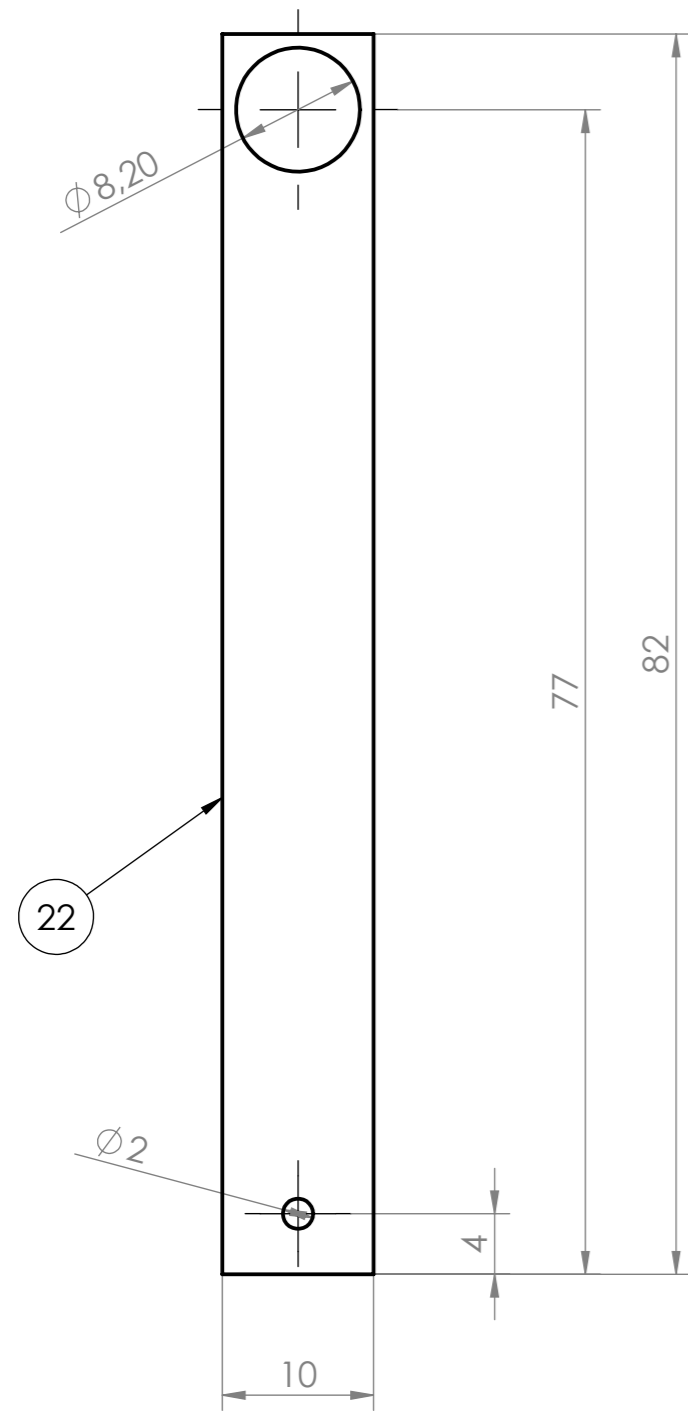


SECTION B-B
SCALE 4 : 1

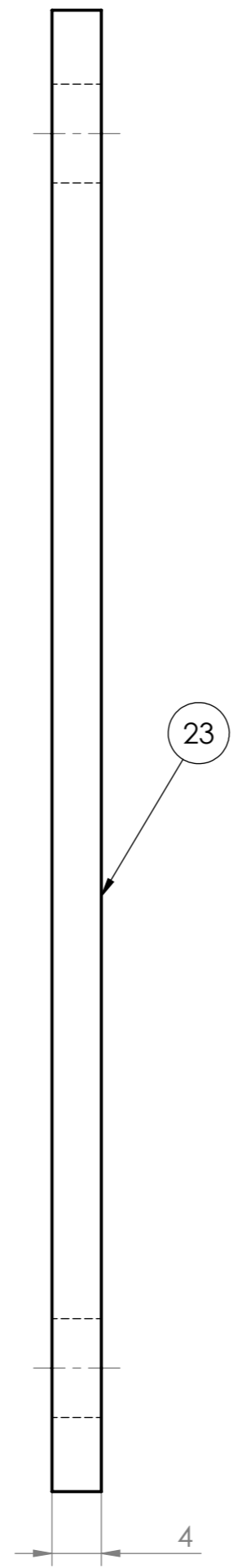
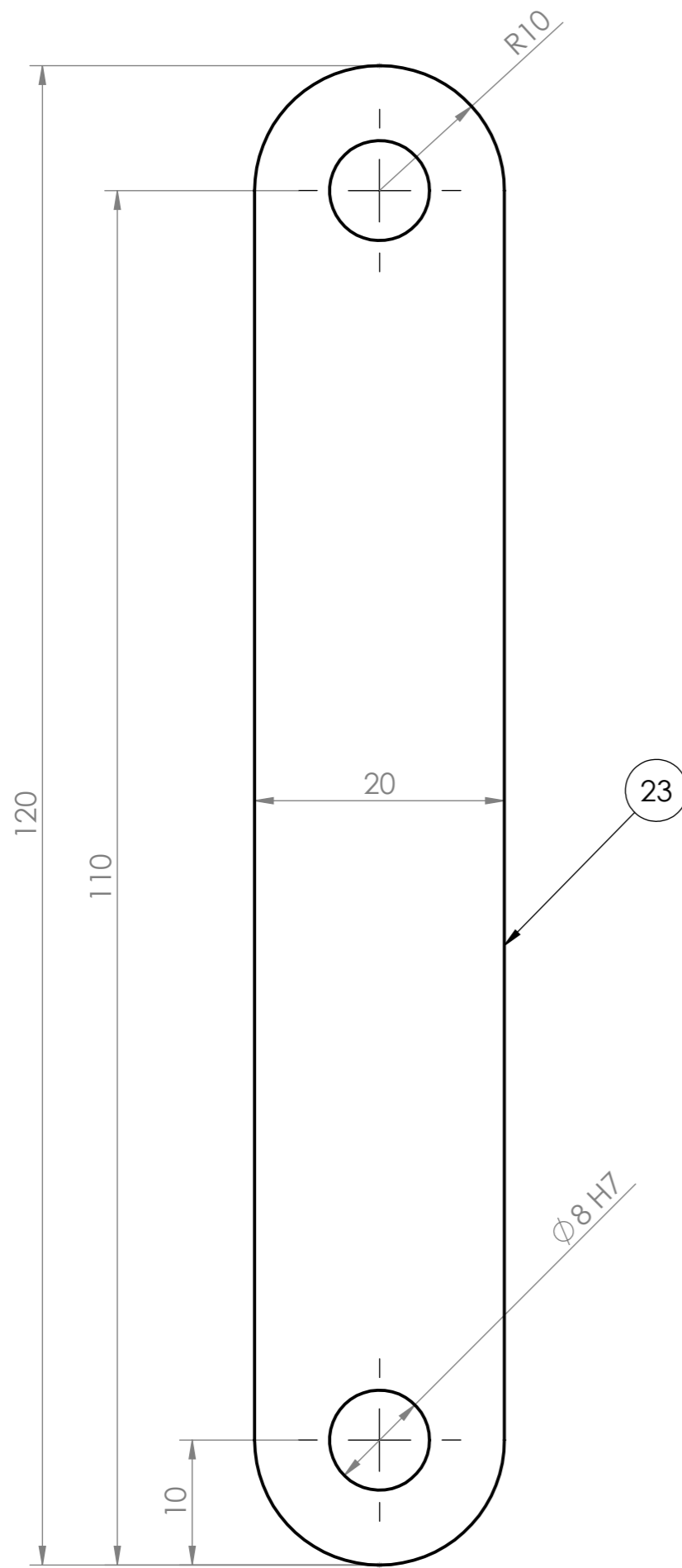


Pos Nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
21	1	Nedre festeledd 2, 12 x 16 x 31	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS-ISO 2768-1 middels.			
Dato:	19.04.16	Konstr./Tegnet:	EJG
Format:	A3	Projeksjon:	Målestokk:
			4:1
Mastergradsoppgave 2016 Stroppefjerner			Erstatning for:
			Erstattet av:
			NMBU
			Nedre festeledd 2
Henvisning:		Beregning:	

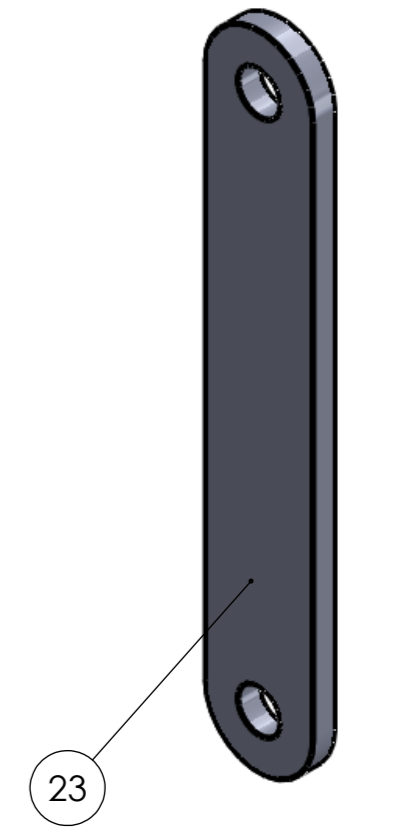
3,2/ Alle flater hvor ikke annet er oppgitt.



Pos Nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
22	1	Smalt dempestag 10 x 82 x 4	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS-ISO 2768-1 middels.			
Dato:	Konstr./Tegnet:	Projeksjon:	Målestokk:
19.04.16	EJG		2:1
Format:			NMBU
Mastergradsoppgave 2016 Stroppefjerner			Erstatning for:
			Erstattet av:
			Smalt demperstag
Henvising:	Beregning:		

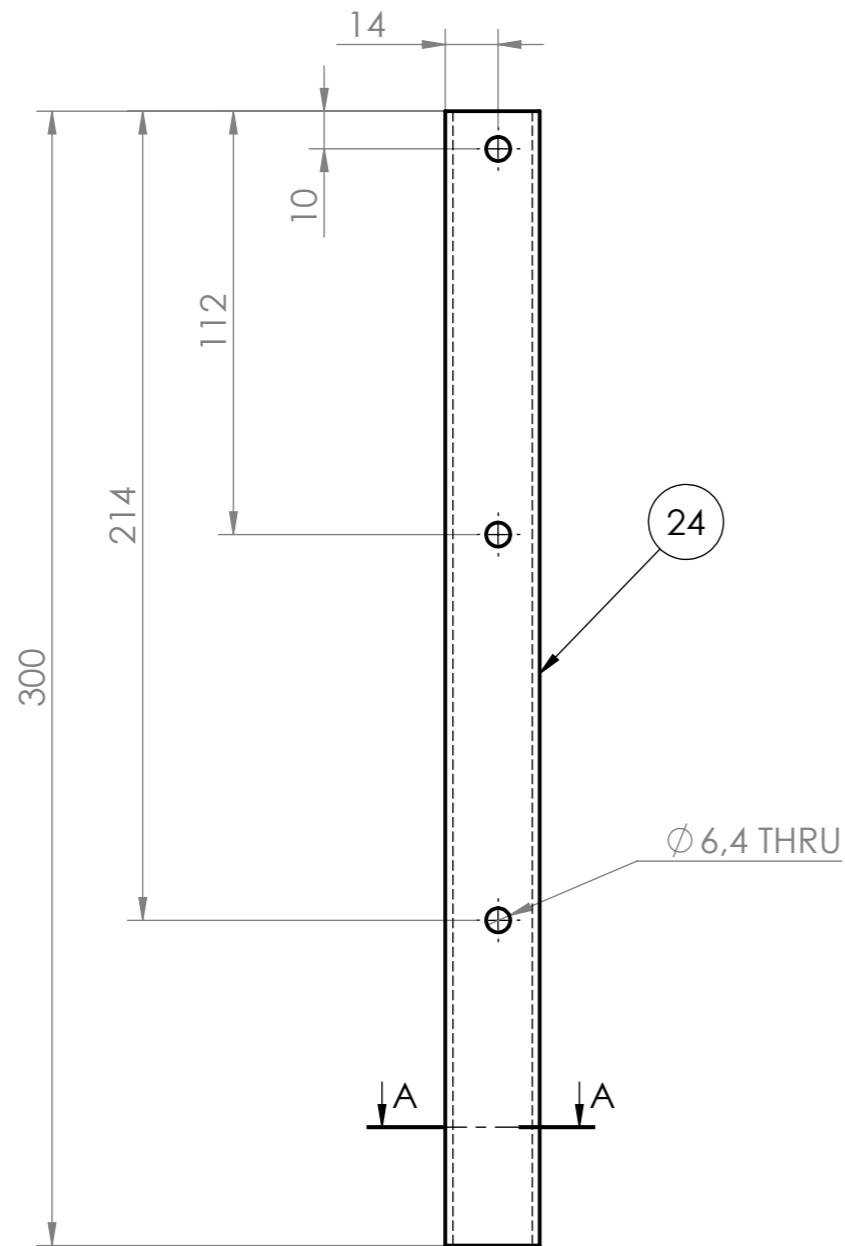


3,2/ Alle flater hvor ikke
 ▽ annet er oppgitt.

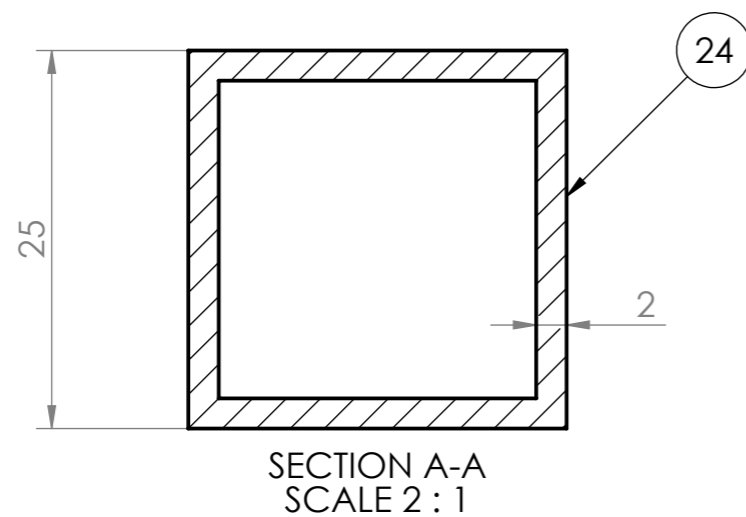
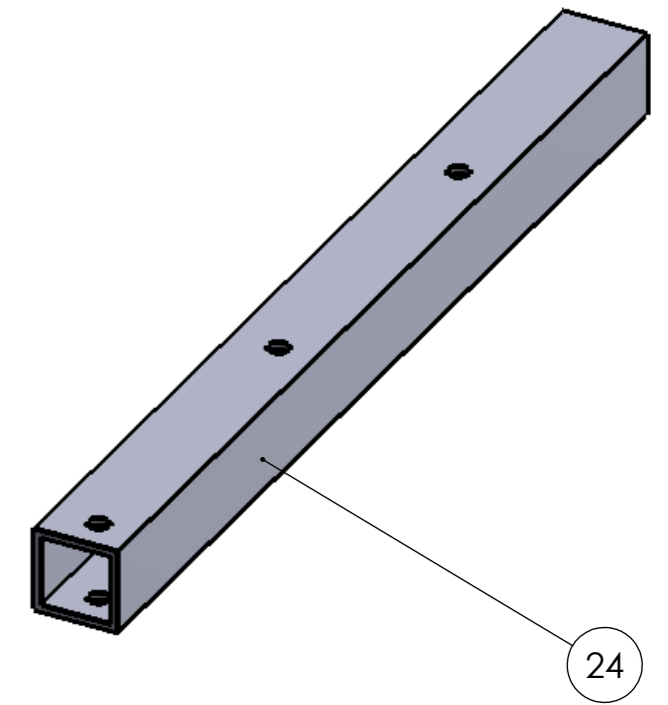


SCALE 1 : 1

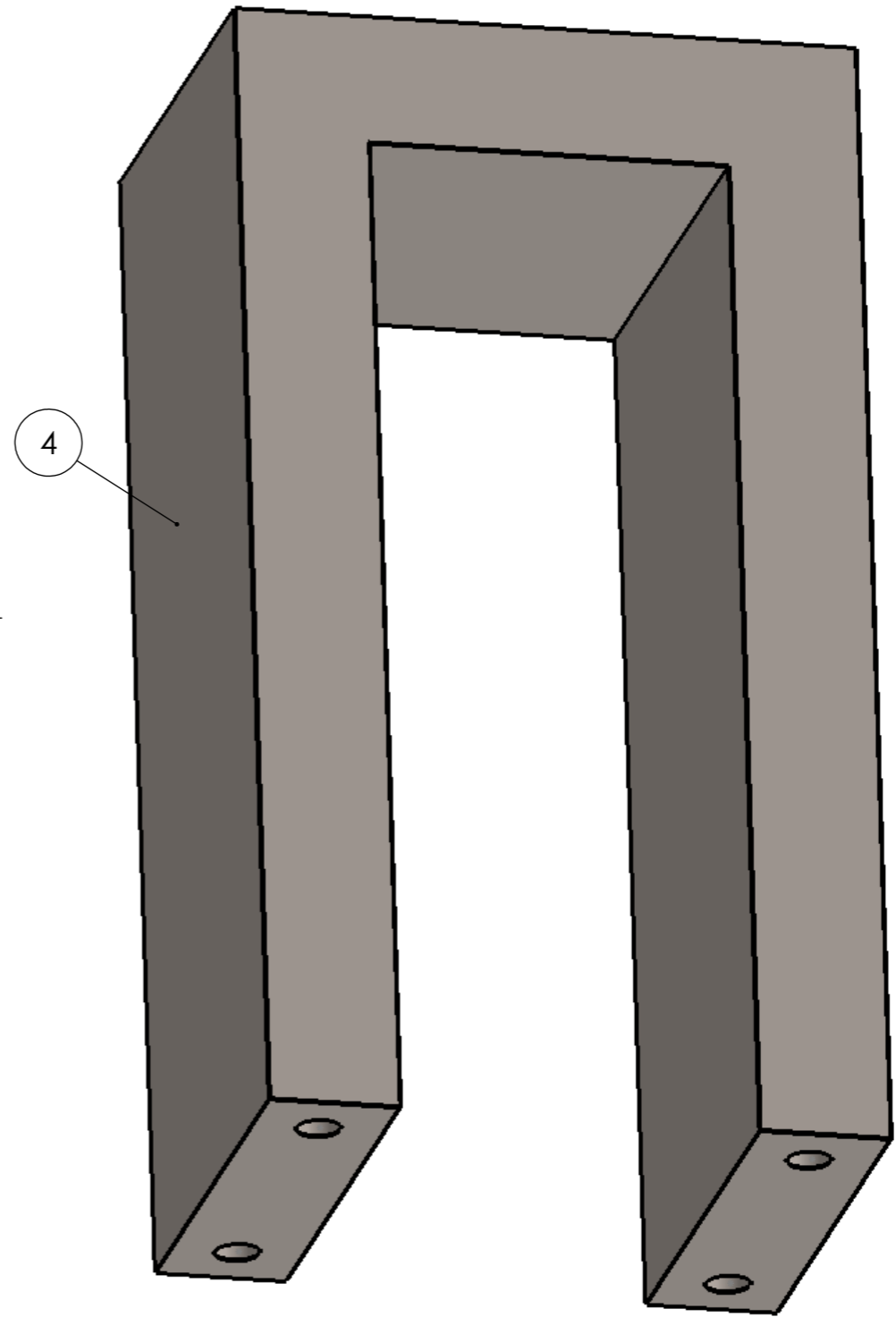
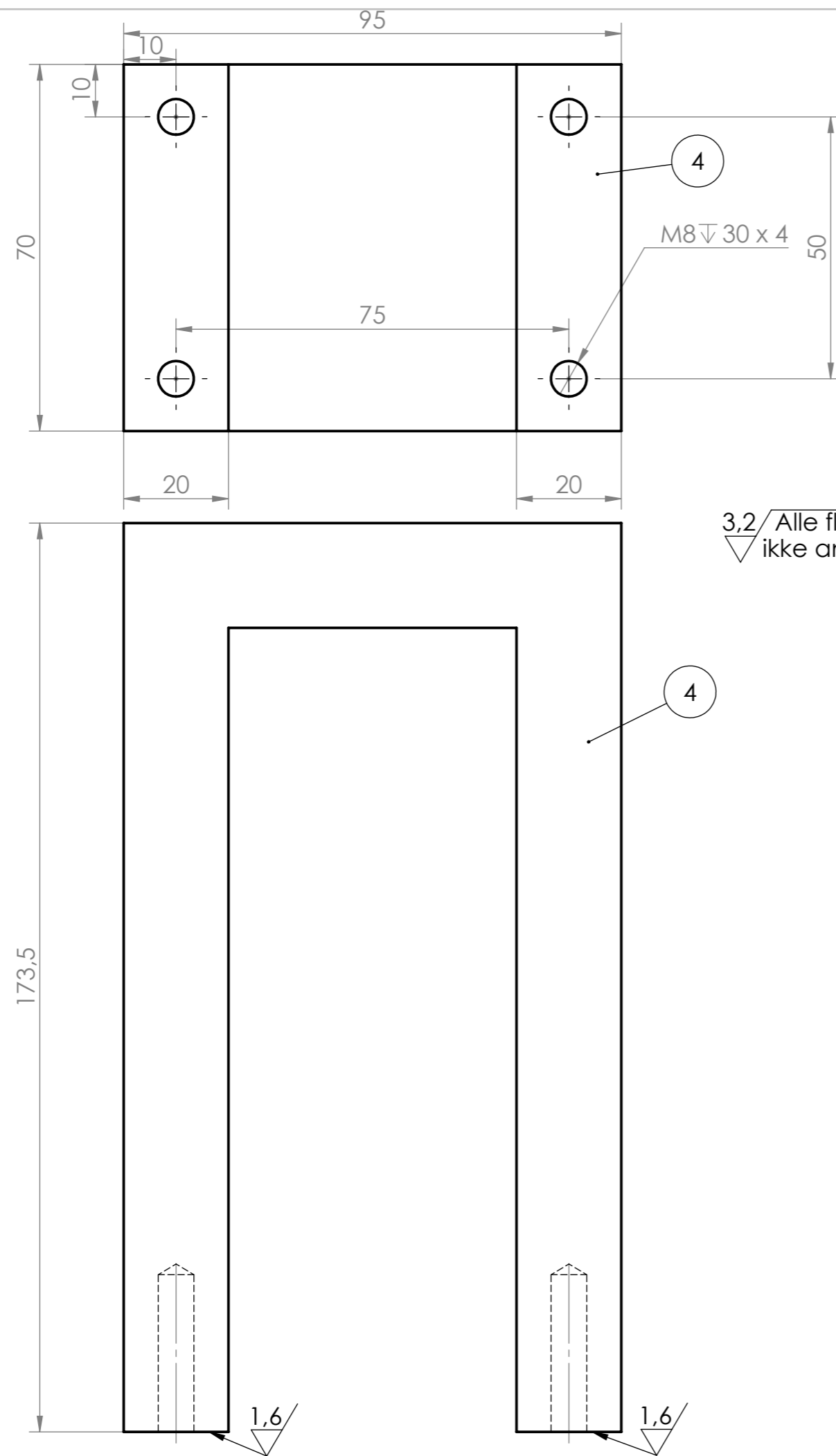
Pos Nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
23	1	Bredt dempestag 20 x 120 x 4	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS-ISO 2768-1 middels.			
Dato:	Konstr./Tegnet:	Projeksjon:	Målestokk:
19.04.16	EJG		2:1
Format:			NMBU
Mastergradsoppgave 2016 Stroppefjerner			Erstatning for:
			Erstattet av:
			Bredt demperstag
Henvisning:		Beregning:	



3,2 / Alle flater



Pos Nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
24	1	Hulprofil 25 x 2 x 300	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS-ISO 2768-1 middels.			
Dato: 19.04.16	Konstr./Tegnet: EJJ	Projeksjon:	Målestokk: 1:2
Format: A3			
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for: Erstattet av:
Stroppefjerner			Demperfeste
Henvisning:		Beregning:	



Pos nr.	Antall	Beskrivelse	Materiale
25	1	Ramme 173,5 x 95 x 70	EN 1.4404
Ikke toleransesatte mål NS - ISO 2768 - 1 middels			
Dato:	11.04.16	Konstr./Tegnet:	GCJ
Format:	A3	Projeksjon:	Målestokk:
			1:1
Mastergradsoppgave 2016			Erstatning for:
Stroppefjerner			Erstattet av:
			NMBU
			Ramme
Henvisning:		Beregning:	

Framdriftsplan

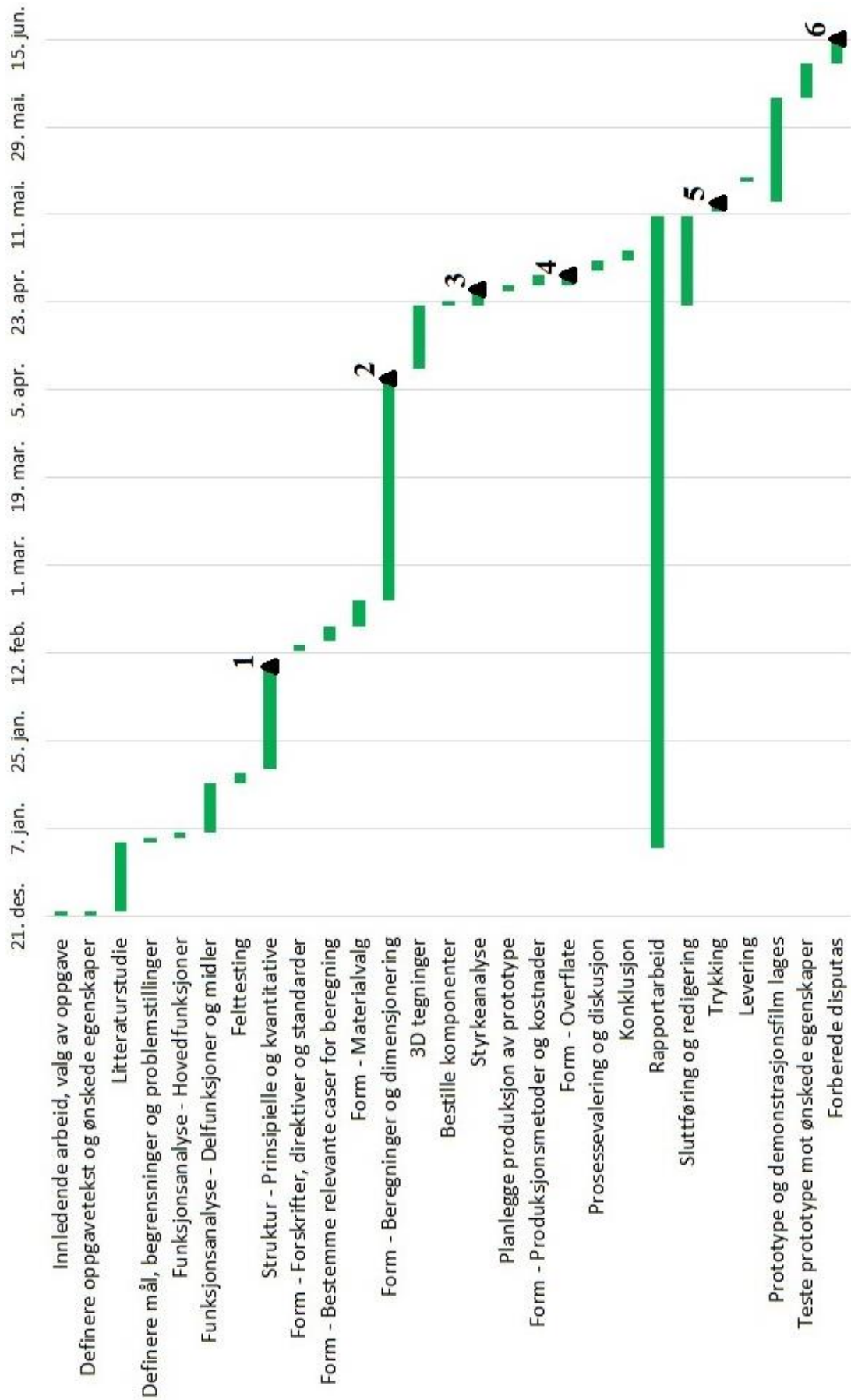
Tabell 1: Dynamisk framdriftsplan med oversikt over disponert tid.

Aktivitet	Start	Varighet	Slutt
Innledende arbeid, valg av oppgave	21.12.2015	1	22.12.2015
Definere oppgavetekst og ønskede egenskaper	21.12.2015	1	22.12.2015
Litteraturstudie	22.12.2015	14	05.01.2016
Definere mål, begrensninger og problemstillinger	05.01.2016	1	06.01.2016
Funksjonsanalyse - Hovedfunksjoner	06.01.2016	1	07.01.2016
Funksjonsanalyse - Delfunksjoner og midler	07.01.2016	10	17.01.2016
Felttesting	17.01.2016	2	19.01.2016
Struktur - Prinsipielle og kvantitative	20.01.2016	21	10.02.2016
Form - Forskrifter, direktiver og standarder	13.02.2016	1	14.02.2016
Form - Bestemme relevante caser for beregning	15.02.2016	3	18.02.2016
Form - Materialvalg	18.02.2016	5	23.02.2016
Form - Beregninger og dimensjonering	23.02.2016	45	08.04.2016
3D tegninger	10.04.2016	13	23.04.2016
Bestille komponenter	23.04.2016	1	24.04.2016
Styrkeanalyse	23.04.2016	3	26.04.2016
Planlegge produksjon av prototype	26.04.2016	1	27.04.2016
Form - Produksjonsmetoder og kostnader	27.04.2016	2	29.04.2016
Form – Overflate og endringer	27.04.2016	2	29.04.2016
Prosessevaluering og diskusjon	30.04.2016	2	02.05.2016
Konklusjon	02.05.2016	2	04.05.2016
Rapportarbeid	04.01.2016	128	11.05.2016
Slutføring og redigering	23.04.2016	18	11.05.2016
Trykking	12.05.2016	1	13.05.2016
Levering	18.05.2016	1	18.05.2016
Prototype og demonstrasjonsfilm lages	14.05.2016	21	04.06.2016
Teste prototype mot ønskede egenskaper	04.06.2016	7	11.06.2016
Forberede disputas	11.06.2016	4	15.06.2016

Tabell 2: Milepelplan for delmålene underveis.

Milepeler	Dato	Nr
Bestemt ønsket struktur	10.02.2016	1
Beregnet ønskede dimensjoner	08.04.2016	2
CAD / FEM arbeid fullført	26.04.2016	3
Funnet ønsket form	29.04.2016	4
Rapport ferdigskrevet	12.05.2016	5
Mastergradsoppgave fullført	15.06.2016	6

Tabell 3: Søylediagram med oversikt over disponert tid. Sorte trekkanter = milepeler.



Refleksjonsnotat

Dette er et prosjekt der vi ikke har hatt noe forarbeide å bygge på. Det eneste som var klart da vi startet, var et ønske om å lage en maskin som kunne fjerne stropper fra fiskekasser automatisk. Vi hadde to møter med Dynatec AS, før vi valgte oppgave og startet på selve prosjektet. Bøkene som har blitt lest, var etter anbefaling av Josef Filtvedt ved Dynatec AS. Litteraturstudiet bestod av to bøker som omhandler teknikker for produktutvikling. Vi har også hatt flere møter med han underveis, noe som vi har hatt svært stort utbytte av. I starten fikk vi blant annet et innblikk i hvilke produktutviklingsteknikker som er vanlige å benytte i bedriften, og etter hvert ble idéene vi kom fram til sett på og diskutert.

Hele idéfasen i oppgaven bygger på framgangsmåten for produktutvikling som er beskrevet i «*Systematisk udformning af industriprodukter*». Dette er en framgangsmåte vi har vært svært fornøyd med. Noe av det vi har hatt mest nytte av fra denne boka, er at det fokuseres veldig på at man skal ha et tilstrekkelig løsningsrom i startfasen, der man ser på alle relevante løsningsalternativer. For eksempel skulle vi se på alle mulighetene for å kutte en stropp, alle mulighetene for å dra den av osv. Dette er svært nyttig å ta med seg videre til liknende prosjekter, da sannsynligheten blir mindre for at man overser gode løsninger. Videre beskriver boka en strukturert framgangsmåte for å sette sammen idéene til ferdige løsninger.

Vi fant ut at «*An Introduction to TRIZ*» var fin å bruke som supplement til «*Systematisk udformning af industriprodukter*». «*An Introduction to TRIZ*» beskrev flere metoder som kunne benyttes på spesifikke problemer. Vi fant tankegangen om å søke etter det mest «ideelle produkt» svært nyttig. Vi testet også ut en metode som kalles løsning ved abstrahering. For å kunne benytte denne må problemet beskrives med enkle setninger, som man finner igjen i en tabell i boka (abstrahering). Dette kan være svært utfordrende å gjøre i praksis. Når dette var gjort, sto det flere nyttige tips i tabellen til hvordan liknende problemer har blitt løst tidligere. Vi erfarte også at dersom man står fast i produktutviklingen, kan det være lurt å lese litt på tipsene før man abstraherer.

Vi ser i ettertid at idéfasen tok svært lang tid. Dersom man skal fakturere for arbeidstimene, ville idéfasen blitt svært dyr. Altså kan et stort løsningsrom være dyrt for en bedrift. I mange tilfeller kan man komme fram til gode løsninger, med mer begrensede løsningsrom.

Før vi begynte på dimensjoneringsarbeidet, fant vi det svært nyttig å utføre en rekke forsøk. Da fikk vi noen data, som ellers hadde vært vanskelig å tenke seg til. Den største utfordringen med dimensjoneringsdelen var å finne ut hva det skulle gjøres beregninger på, og hvilke krefter som skulle tas med. Når ulike antagelser var gjort, benyttet vi framgangsmåter som vi hadde lært. Vi fikk også se nytten av å verifisere håndberegningene ved hjelp av elementmetodeprogrammer.

For å teste om det som var regnet ut stemte i praksis, var det et ønske om en forenklet funksjonsprototype. Da fikk vi gode innspill fra Henning Finstad fra Dynatec SMV, på hvordan CAD-tegninger kunne endres slik at produksjonen i praksis ble enklere og billigere.



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Postboks 5003
NO-1432 Ås
67 23 00 00
www.nmbu.no