

Master of Science

UiT – Det Teknologiske Fakultet Narvik

Masteroppgave av

Stian Schultz Eilertsen

SH06263

Design av Deksmontert Knekk-kran

21.06.2016

Forord

Våren 2016 skulle brukes til å skrive en rapport i faget SH06263. Denne rapporten skulle utarbeides av meg, i samarbeid med bedriften Lorentzen Hydraulikk og tidligere Høyskolen i Narvik, nå UIT. Rapporten beskriver design av en knekk-kran for bruk under notfiske. Grunnet den gode tilknytningen som jeg har til Lorentzen Hydraulikk valgte jeg å sitte der under oppgavetiden. Gjennom hele oppgaven har bedriften tatt seg god tid til å vise, forklare og drive med opplæring.

Jeg ønsker og utbringe en stor takk til alle som har hjulpet meg gjennom denne oppgaven. En spesielt stor takk til Bente som har holdt ut med meg når jeg var på det mest stressede, og gitt gode råd og tips under hele oppgaven. Guy og Per-Arne fra høyskolen for veiledningen. Og sist men ikke minst ønsker jeg og utbringe en stor takk til Tom Christensen hos Lorentzen Hydraulikk som har brukt mye tid på å veilede under design prosessen.

Abstrakt

Oppgavens hensikt var å designe en kran som skulle være klar til produksjon når prosjektet ferdigstilles. Under prosjekteringen skulle alle aspekter av krandesignet undersøkes. Kranen skulle arktifiseres, dette vil si gjøres klar for en arktiskmaritim vinter. Alle komponenter ble designet med en minimum sikkerhetsfaktor på 1.33, dog har de aller fleste komponentene en høyere sikkerhetsfaktor. Den ferdige kranen er konstruert i stål legeringen S355J2, som tåler temperaturer ned mot -20°C. Kranen oppfyller alle krav stipulert i rapporten. Og har blitt designet med fokus styrke og kvalitet. Den endelige konstruksjonen klarer og løfte 1 tonn på 4 meter. Det har blitt konkludert at krandesignet er godkjent og klart til produksjon. Vidre arbeid med kranen vill være å utføre en studie i tretthetsbrudd, og hvor stor sjans det er for at det oppstår. Dette ble ikke utført da det manglet nødvendige simuleringstøytøy. I tillegg er det anbefalt at man etter et år reviderer produktet, dette må gjøres i samarbeid med kunder som har kjøpt prototyper.

Innledning

Lorentzen Hydraulikk har i mange år vært markedsledende på produksjon av dekkstutstyr til fiskeri og oppdrettsnæringen. Lorentzen Hydraulikk har tidligere produsert en dekk monterte kran for diverse løfteoperasjoner om bord i båter, i tillegg ble kranen benyttet som feste for kraftblokk som blir benyttet under notfiske. I senere tid sluttet de med produksjonen av kranen da de ikke kunne konkurrere med tilsvarende produkter fra større produsenter som Effer og Hiab. I det siste har Lorentzen Hydraulikk fått flere forespørsler etter denne kranen, dog med noen modifikasjoner. I denne rapporten skal designet på kranen gjennomgås og få en «total» overhaling. Kranen skal styrkeberegnes og den skal klargjøres for en arktisk maritim vinter, noe som vil bli reflektert i både material og komponent valg. Målet med oppgaven vil være at bedriften sitter igjen med en kran som er konstruert og godkjent etter alle gjeldene standarder. Det skal i tillegg lages en jobbpakke hvor alle nødvendige tegninger, beregninger og dokumentasjoner skal foreligge. Dette slik at bedriften skal kunne sette kranen i produksjon så snart som oppgaven er levert.

Innhold

1	Forstudie	1
1.1	Introduksjon	1
1.2	State of the Art	1
1.3	Krav til design	3
1.3.1	Design Mål.....	3
1.3.2	Spesifikasjoner til kran.....	3
1.3.3	Standarder	4
1.4	Begrensninger.....	4
1.5	Tidsstyring.....	4
2	Prosjektering av kran	4
2.1	Innledning.....	4
2.2	Design mål	5
2.3	Funksjonsbeskrivelse.....	5
2.4	Produktkrav	6
2.5	Kvalitetssikring.....	7
2.6	Designalternativ	7
2.7	Evaluering av konsepter	9
2.8	Implementering.....	11
3	Dimensjonering.....	12
3.1	Arktisk design	12
3.1.1	Introduksjon.....	12
3.1.2	Kilder til maritim isning.....	12
3.1.3	Alvorlighetsgrader av ising.....	13
3.1.4	Kritiske havområdet	13
3.1.5	Is håndtering.....	14
3.1.6	Is-fjerningsmetoder	14
3.1.7	Spesielle hensyn – Oljer og Smurning	15
3.1.8	Islast på kran.....	15
3.1.9	Risikovurdering.....	16
3.2	Bjelketverrsnitt i bom.....	17
3.3	Materialvalg	22
3.3.1	Kuldepåkjennning	22
3.3.2	Korrosjon.....	23
3.3.3	Mekaniske egenskaper.....	24
3.3.4	Aluminium 5052.....	24
3.3.5	Aluminium T6 6061	25

3.3.6	AISI 304 Rustfritt stål	26
3.3.7	Konklusjon Materialvalg	26
3.4	Simulering	27
3.5	Sving gir – inkludert motor	31
3.6	Lager-foringer	32
3.7	Begge hydrauliske sylindre	33
3.8	Knekkledd	34
3.9	Bolteforbindelser	35
3.10	Hydraulikk	36
3.11	Fundament	37
3.12	Bomvinsj, inkludert bolter	38
3.13	Optimalisering av design med tanke på produksjon	39
4	Konklusjon	40
5	Vidre arbeid	41
6	Vedlegg	42
6.1	Utregninger av spenninger i tversnitt	43
6.2	House of quality	44
6.3	Utregning av kraftbehov i Sylindre	45
6.4	Trykkfall i rør	46
6.5	Løftekraft diagram	47
6.6	Kart over smørenipler	48
6.7	Deletegninger	49
6.8	Girdatablad	77
6.9	Vinsjatablad	78
7	Referanser	79

1 Forstudie

1.1 Introduksjon

I denne oppgaven skal det konstrueres en knekk-kran, for bruk om bord i båter på under 15 meter. Kranen skal ha en løftekapasitet på 4 ton meter, og være konstruert etter nordisk båtstandard, samt aktuelle DNV standarder. Når man fisker med not¹ er det et ønske og ha en kraftblokk² for å dra noten om bord i båten. Denne kraftblokken blir enten hengt i en stiv bom, eller fra en knekk-kran. Disse konstruksjonene vil være plassert så langt bak på båten som mulig. Tidligere har oppdragsgiver Lorentzen Hydraulikk produsert en slik kran med fast bom, men etter stadig hardere konkurranse med andre store leverandører av kraner som Effer, Manotti og Hiab, trakk Lorentzen Hydraulikk seg fra markedssegmentet. I de siste årene har krav til kraner blitt strengere, samt priser har steget. Dette har gjort kranen til Lorentzen Hydraulikk aktuell for markedet igjen. De ønsker nå å relansere denne kranen, med et nytt design, og forbedret konstruksjon. I denne oppgaven skal det gamle designet til kranen gjennomgå. Dette er for å finne eventuelle svakheter å problemer som trenger utbedring. Deretter skal det utarbeides et nytt design, å gjøres en dimensjonering av komponenter etter krav avdekket i forstudiet. Målet til oppgaven vil være å utføre en komplett prosjektering av en knekk-kran som møter alle de krav stilt av oppdragsgiver og kunder. Når prosjektet er ferdig skal Lorentzen Hydraulikk sitte igjen med alt de trenger av dokumentasjon for å sette kranen i produksjon.

1.2 State of the Art

(1)Kranen som vi kjenner den i dag ble for første gang produsert av de gamle grekerne, arkeologiske utgravninger har vist at så tidlig som år 515 før år null hadde de teknologien til å produsere taljer³ å trinser⁴. Denne revolusjonerende metoden for å flytte last vertikalt tok raskt over for datidens ypperste metode, ramper og dytting. Selv om kranen hadde eksistert lenge var det ikke før det Romerske rike begynte å forbedre designet til kranen at den fikk sin virkelig storhetstid. Romerne var de første som utnyttet effekten av et høyere antall taljer og effekten man får når dem settes sammen i store trinser. Takket være observasjoner gjort av Sivilingeniøren Vitruvius i boken De Arcvitectura 10.2 1-10, så har den moderne sivilisasjonen lært svært mye om datidens kraner. Det har blant annet blitt kalkulert ut at ved hjelp av den enkleste typen romerske kran Trispastos⁵, kunne en enkelt mann løfte så mye som 150 kg uten noe større problem. De ypperste krankonstruksjonene til romerne, blant annet Polyspastos kranen, ga en løftekraft på 3000 kg per person. Dette tilsvarer så mye som 60 ganger bedre løftekraft enn hva egypterne hadde tilgjengelig når de bygde pyramidene. Under middelalderen var kranens arbeidsområde i all hovedsak innenfor havner, gruver og byggeplasser. Her ble de benyttet til og utføre tunge løft på en mye mindre risikabel måte enn hva som tidligere var tilfellet. Helt siden sin opprinnelse hadde kranen konstant fått små forbedringer, både i design og komponenter, men det menneskelige element var alltid der. Det var ikke før den industrielle revolusjonen at man fikk se kraner drevet av motorer og hydraulikk. Idemakeren William Armstrong revolusjonerte havne kranene i 1838 med introduksjonen av hydrauliske sylindere som ble benyttet til å forflytte bommen. På mange måter kan man si at Armstrong var forfaren til den moderne kran. De mekaniske prinsippene til en kran er veldig enkle, en kran består av tre hovedkomponenter, en vinsj til å forflytte last rent vertikalt, en bom som gjøre at man får en bedre rekkevidde på kranen

¹ Not er et finmasket nett som blir benyttet under aktivt fiske, fisken skal ikke gå seg fast i nette, men bli presset bak i en sekk.

² Kraftblokk er et gummibelagt hjul som drives rundt av hydraulikk, brukes til forflytting av nett og lignende.

³ Et lite hjul i tre eller metall som er festet i et oppheng.

⁴ Anordning av flere taljer som er posisjonert slik at man drar tau gjennom disse, dette vil forsterke dra kraften.

⁵ Gammel romersk kran som besto av en enkel bom, vinsj og en blokk med tre taljer.

og et sving gir, dette giret gjør at man kan rotere bommen i forhold til fundamentet. For at en kran skal fungere må den klare å løfte vekten det er ment den skal klare å løfte, og den må klare å gjøre dette uten å komprimere den strukturelle integriteten til konstruksjonen. Om man skal plassere kraner om bord i båter finnes det i tillegg en del krav til at man ikke skal klare å forårsake en slagside⁶ på mer enn en gitt grad.

De viktigste design kriteriene man må ta hensyn til når man designer en kran vil være bruksområde (til havs, på lastebil, på bygning) om det skal være en stasjonær, eller en mobil kran. Å hvilken miljø krana blir utsatt for, om man ikke tar hensyn til disse tre kriteriene kan man i verste fall risikere dødsfall.

Selve utseende til kraner varierer og svært i henhold til tiltenkt bruksområde, Tårnkraner er ofte benyttet på større byggeplasser, hvor man trenger både høyde og rekkevidde. Traverskraner er skinnegående kraner som ofte blir benyttet i industrielle komplekser til tunge løft. Kai kraner er kraner montert på et fundament og boltet fast i en kai, disse har ofte stive bommer å blir benyttet til forflytting av last fra båt til kai. Lastebil kraner er ofte knekk-kraner⁷, disse tar svært liten plass når de er sammenslått, men har stor rekkevidde. Båt kraner er i likhet med lastebil kraner, ofte konstruert som knekk-kraner, dog med et litt mer robust design.

I denne oppgaven skal det ses på sistnevnte. Kraner om bord i båter kan deles inn i to kategorier, de kan enten være tiltenkt bare en spesifikk arbeidsoppgave, eller de kan bli benyttet til det meste av løfte operasjoner, dette vil være en såkalt flerbrukskran. For en flerbrukskran må designet være adaptivt, og ha mulighet for flere forskjellige løfteinnretninger og arbeidsposisjoner en hva man har på en enkelbruks kran.

De vanligste materialene som blir benyttet til krankonstruksjon er populært kalt konstruksjons stål (S355 legering) (2), dette gjelder for kraner på land, som til vann. Det er svært mange grunner til dette, blant annet har stål svært gode egenskaper når det kommer til produksjon og sammenføring. Det er i tillegg veldig lett og resirkulere, dagens stål er faktisk laget av opp mot 88% resirkulert metall. Om man klarer å unngå oksidasjon har stål svært lang levetid, uten særlig stor fare for utmattelses brudd. Stål har i tillegg en bruddstyrke som er mye høyere enn hva flytegrensen er, dette vil gi kranen mulighet til et plastisk deformasjon, framfor et sprøtt brudd. Til slutt er det vært og nevne at stål er vesentlig lavere pris enn sine alternativer, aluminium og rustfritt stål.

Det er viktig å påpeke, tiltrås for sine gode egenskaper er det flere ulemper med stålkonstruksjoner, blant annet de dårlige mekaniske egenskapene dette materialet har under påvirkning av lave temperaturer. De siste årene har antall materialer og legeringer økt svært mye, så det er stor sannsynlighet for at det nå finnes alternativer på markedet som kan rivalisere konstruksjonsstål. Oppdragsgiver har spesifisert 3 materialer som de ønsker at skal bli tatt en nærmere titt på under oppgavetiden se Tabell 1

Material	Legering	Flytspenning	Strekfasthet	E modul	Poisson tall
Aluminium	5083	125 MPa	270–345 MPa	72 GPa	0,34
Aluminium	T6 6061	240 MPa	260 MPa	70 GPa	0,35
Stål	AISI 304	215 MPa	505 MPa	193 – 200 GPa	0,29

Tabell 1: Materialelegenskaper for aktuelle materialer

For en yrkesfisker som skal benytte en kran til notfiske, vil kravene til konstruksjonen og funksjonen innebefatte blant annet. Investeringskostnaden på produktet må være overkommelig,

⁶ En båt har slagside når den heller over til en side(krenger)

⁷ En kran hvor bommen er delt inn i flere ledd, slik at den enkelt kan foldes sammen.

det burde ligge rundt hva konkurrerende produkter koster, om man legger seg mye under i pris kan det bli antatt at produktet har en dårligere kvalitet eller pålitelighet en hva man finner hos konkurrenter. Produktet må i tillegg være konstruert på en slik måte at man minimerer behov for vedlikehold. Man burde alltid overdimensjonere konstruksjonen, en konstruksjon som blir ødelagt kan og ødelegge ryktet til produktet og kan koste bedriften mer enn hva det vil koste i de ekstra material utgiftene.

Per dags dato er alle kraner som er spesiallaget for bruk til innhenting av not, bare konstruert for båter på over 15 meter. Båter på under 15 meter må i all hovedsak ta til takke med lastebilkraner. Forskjellen på lastebilkraner og båtkraner er som nevnt over ikke ekstremt stor, men det er en del mindre detaljer, som kan utvikle seg til å bli svært kritisk. Det største problemet med å benytte en lastebil kran er at den ikke er designet for tiltenkt bruk, når man løfter en last opp på et lastebilplan vil man ikke oppleve store dynamiske krefter. Nettopp disse kreftene vil være svært tilstedeværende om bord i båter, både bølger, og krefter fra last i not kan ha en katastrofal innvirkning på kranen. Vidre er det viktig at det korrosive miljøet som man har på en båt blir tatt hensyn til. Siden man til havs konstant har en risiko for sprut av salt sjøvann på utstyr, må man ta hensyn til dette i designet. Til slutt et det viktig å se på hvordan et arktisk maritimt miljø vil påvirke material egenskapene, samt minimere risiko for is oppbygging og lignende.

1.3 Krav til design

1.3.1 Design Mål

- Lav risiko for ulykker
- Lav risiko for å ødelegge kran og båt
- Intuitiv styring av kran
- Lave produksjonskostnader
- Lang levetid
- God drifts pålitelighet
- En konstruksjon som blir et naturlig førstevalg for not fiskere

1.3.2 Spesifikasjoner til kran

- Skal designes for sving-gir type GRBDK
- Material som blir benyttet skal være motstandsdyktig mot oksidasjon
- Det skal tas hensyn til oksidering mellom komponenter med forskjellig material
- SWL⁸ skal være minimum 1000 kg på 4 meter
- Kranen skal ha mulighet for å rotere 360° mot fundament
- Bommen skal kunne heves minimum 70° mot horisontal akse
- Vekt på kranen skal helst ikke overskride 300 kg
- Fundament skal dimensjoneres å konstrueres for fastbolting i dekk
- Kranen skal konstrueres for en levetid på 25 år
- Kranen skal være tilnærmet vedlikeholdsfri
- Det skal være enkelt og utføre opp smøring av bevegelige deler
- Hydrauliske anlegg skal ikke trenge over 220 bar
- Det skal benyttes rør til hydraulikken så lenge det ikke er bevegelige komponenter
- Hydraulikk skal dimensjoneres for å unngå varmgang
- Konstruksjonen skal være dimensjonert etter gjeldende DNV standard
- Kranen skal designes etter anerkjent design metode

⁸ SWL står for Safe Work Load, på norsk blir dette «sikker arbeidslast», denne vekten er hvor mye vekt kranen kan løfte i tillegg til wire, sjakkel og lignende.

- Kranen skal designes med tanke på DFM⁹
- Simuleringen skal sammenfattes til en rapport av en slik kvalitet at den kan benyttes som dokumentasjon ved en eventuell godkjenning søknad
- Det skal utføres en reel utgifts beregning
- Kranen skal konstrueres for å minimere reaksjons krefter i fundament

1.3.3 Standarder

- DNVGL¹⁰ Standard for Certification No 2.21
- DNVGL Standard for Certification No 2.22
- Nordisk Båt Standard Yrkesbåter Under 15 Meter, 1990
- Forskrift om laste- og losseinretninger på skip

Sjøfartsdirektoratet krever kun at for båter under 15 meter trenger kranen og være dimensjonert etter kravene stipulert i Nordisk Båt Standard Yrkesbåter Under 15 meter. I kapittel Y15 finner man kravene for løfteutstyr (3). Kort oppsummert innebefatter disse kravene sikkert het rundt styring av kranen – man skal ikke kunne endre maks løftekraft uten verktøy. Dimensjonering av wire – wiren skal ikke slites når kroken stopper mot taljen. Merking av kranen – det skal komme tydelig fram hvilken sikker arbeids last kranen har. Krav til kontroll - det skal utføres kontroll av kranen som resulterer i dokumentert test av arbeids kapasitet til kranen.

Ut over dette stilles det ikke noen andre krav til kranen konstruksjonen og dens styrke. Det har blitt bestemt av prosjektleder at man skal benytte krav og spesifikasjoner gitt i DNV standardene som veiledning under dimensjoneringen av kranen blant, annet har det blitt bestemt en sikkerhetsfaktor på 1.33.

1.4 Begrensninger

I oppgaven skal det ikke utføres noen studie av data omkring klima og miljø, her vil all info være tredjeparts. Det skal ikke utføres noen optimalisering med hensyn på miljø, ut over hva bedriften ønsker. Beregninger skal gjøres i henhold til aktuelle standarder. Beregninger som ikke finnes i standarder skal bli gjort i samsvar med enkel lineær elastitetsteori. Det skal ikke gjøres simuleringer eller beregninger som krever programmer kandidaten ikke har tilgang til, om det oppstår situasjoner hvor dette trengs, skal det bli notert ned, og rapportert i kapitlet om videre utvikling. Dimensjonering av under komponenter til kranen vil kun bli gjort som en anbefaling, valg av faktiske komponenter må bli gjort i samsvar med tilgjengelighet, kost og ønske fra bedrift.

1.5 Tidsstyring

Prosjektoppgaven skal levers inn den 22.juni, fram til da er det lagt opp til fulle arbeidsuker på 37.5 timer, halvveis i prosjektet skal tidsforbruket vurderes opp mot framdrift. Kommer det da fram at man ligger etter, skal arbeidsukene bli justert opp, slik at man får kompensert for etterslepet.

2 Prosjektering av kran

2.1 Innledning

Designet av kranen er basert på Nigel Cross design metoden, beskrevet i boken Engineering Design Methods (4). Denne metoden ble valgt med et grunnlag i kandidatens ønske om å benytte en rasjonell design metode. Dette ansees som den mest funksjonelle design prosedyren for

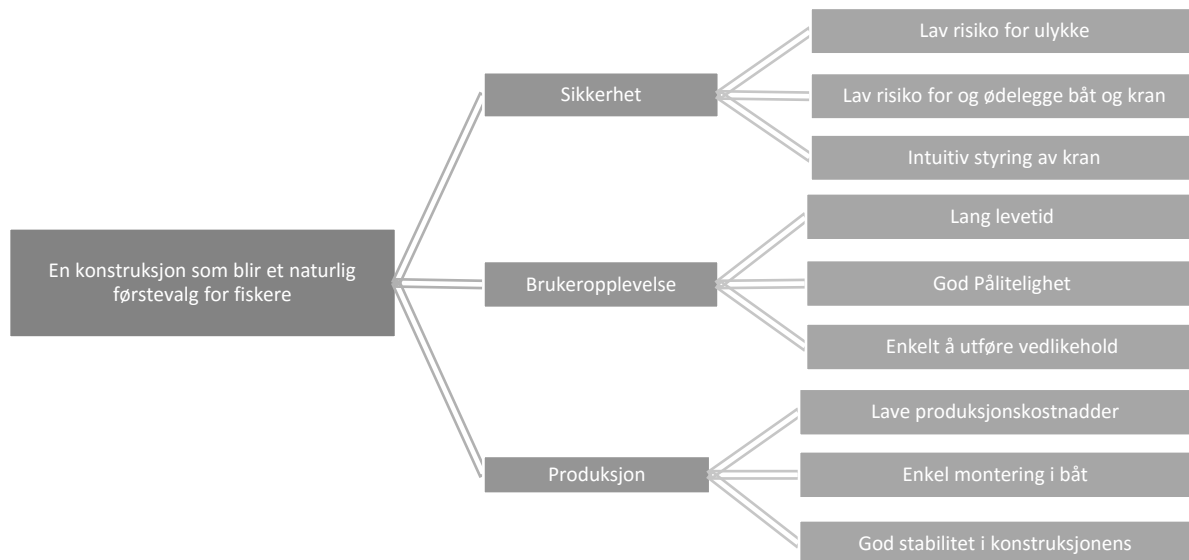
⁹ DFM (Design For Manufacturing) - Design for produksjonsbarhet, alle deler og komponenter skal designes på en slik måte at produksjonen av produktet går smertefritt, dette for å minimere produksjonskostnader.

¹⁰ DNVGL – Det norske Veritas og Germanischer Lloyd, et godkjenningorgan for utstyr og båter innfor blant annet fiskeri og sjøfart.

aktuelle bedrift, da deres hovedfokus ligger i funksjon framfor form. Grunnet mange begrensninger i designet satt av bedriften vil det opereres med et medium til lavt generaliseringsnivå på oppgaven. Dette vil resultere i færre løsninger og en kortere designprosess enn om man hadde frie tøyler.

2.2 Design mål

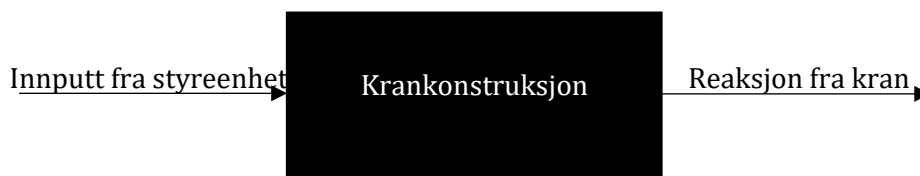
Det er i hovedsak syv hovedmål med designet som kom fram av samtaler med oppdragsgiver. Disse ble gruppert i tre tema, Sikkerhet, brukeropplevelse og produksjon. Det overordnede målet med konstruksjonen vil være at kranen skal framstå som et naturlig førstevalg for fiskere som benytter seg av lignende utstyr se Figur 1. Alle målene ble rangert, i hver kategori er det viktigste øverst, for så fallende viktighet nedover.



Figur 1: Design mål hierarki

2.3 Funksjonsbeskrivelse

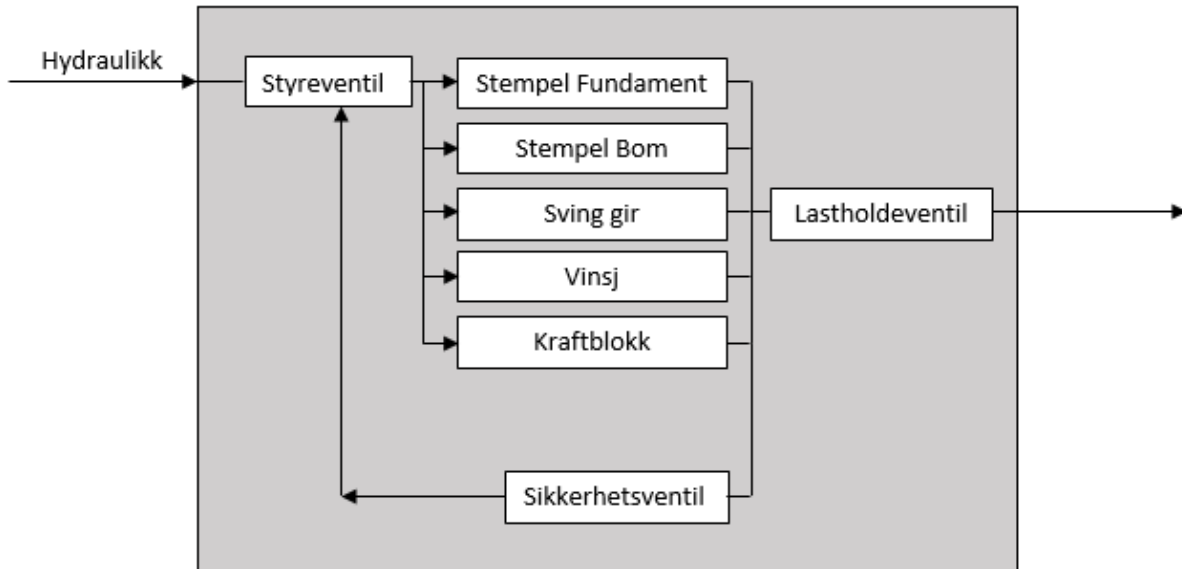
Funksjonen til kranen vil i all hovedsak innbefatte bevegelsen i kranen, samt kranens evne til å holde seg stasjonært låst i en gitt posisjon, under store påkjenninger. Måten kranen beveger seg på vil være basert på hydraulikk og hydrauliske komponenter. Styringen av de forskjellige komponentene vil bli utført via en styreventil. Dimensjoner og størrelse på denne vil ikke bli fastsatt, da man ikke vet hvilket tillegg utstyr som båtene trenger. Enkel analyse av systemet vil gi en funksjonsbeskrivelse i en såkalt black Box (4) som vist i Figur 2.



Figur 2: Black box, funksjonsbeskrivelse

Black boxens funksjon er å forenkle forklaringen av funksjonene i et gitt produkt, samt og gi en vag, og svært generelt forklaring av produktets funksjon. Som det framgår av Figur 2 vil man med et styresignal kunne endre posisjonen på kranen. Nå når hovedfunksjonen er fastsatt er man avhengig av å finne alle de små underfunksjonene som trengs for å få dette til. Man må for å kunne fastsette de spesifikke funksjonene, utrede hva som legges i «Krankonstruksjon». Dette blir gjort

ved å bryte ned den overordnede konstruksjonen til sine under-konstruksjoner og essensielle komponenter. For så å finne korrelasjonen mellom dem. For å få dette til gjøres black boxen gjennomiktig. Disse punktene kommer klarere fram om man på Figur 3.



Figur 3: Gjennomiktig boks, med detaljert funksjonsbeskrivelse

For å kjøre kranen er man helt avhengig av hydraulisk trykk, dette trykket blir levert av en pumpe eller et aggregat som finnes om bord i båten. Trykket blir sendt inn i en styreventil hvor man vil kunne fordele trykket mellom i dette tilfelle 5 porter. Dette gjøres ved å dra i en spak på ventilen, som endrer posisjonen til en sleide¹¹. For å få trykk inn på ventilen må man ha et signal fra en sikkerhetsventil, denne fungerer som en nødstop. Når bryteren aktiveres, vil en hydraulisk ventil lede oljetrykket gjennom en alternativt løp. Hver komponent er ansvarlig for å endre posisjon på en gitt komponent. Stempelfundament vil heve og senke bom sammensetningen i forhold til fundamentet. Mellom bunnfundament og toppfundament på kranen står det et sving-gir som vil rotere hele konstruksjonen. På bommen har man et stempel som vil styre knekkfunksjon en til kranbommen. På kranen skal det monteres en vinsj som må kunne styres fra styreventilen. I tillegg skal det være opplegg for hurtigkobling av kraftblokk. Alle disse funksjonene skal være tilkoblet lasteholdeventiler, disse fungerer som en «avlåsning» av komponenter, og skal ved dødt skip¹² kunne låse av kranen slik at man ikke får sig og mister hengende last. Dette vil være med på å øke sikkerheten for operatøren av kranen.

2.4 Produktkrav

I dette kapitlet skal det komme klart fram hva som stilles av krav til konstruksjonen, samt hvilke ønsker oppdragsgiver har fremmet. Basert på listen i 1.3.1 og 1.3.2 har det blitt utarbeidet et skjema hvor denne prosessen har blitt gjennomgått, her skiller det mellom Ø for ønsket egenskap, og K fra krav til egenskap. Som nevnt tidligere i 2.1 har det blir bestemt en medium til lav generalitet på produktet, noe som reflekteres av listen i Tabell 2.

¹¹ En bolt med spor i, når den endre posisjon i ventilen vil forskjellige kamre få fri oljeflyt mellom seg.

¹² Begrepet dødt skip blir benyttet når fartøyet mister all motorkraft.

Spesifikasjon til deksmontert knekk-kran	
K=krav Ø=ønske	Ansvarlig: Stian Schultz Eilertsen
K	Kranen skal designes for gir type GRBDK
K	Materialer skal motstå oksidasjon
K	Det skal tas hensyn til korrosjon mellom komponenter
K	SWL 1000 kg på 4 meter
K	Minst 360° rotasjon på kran mot fundament
K	Bomheving på 75° mot horisontal plan
Ø	Vekt på under 300 kg
K	Fundament dimensjoneres for fastbolting
Ø	Levetid på over 25 år
Ø	Minimalt vedlikehold av konstruksjon
K	Enkelt å utføre vedlikehold
K	Hydraulisk anlegg dimensjoneres etter 220 bar
K	Hydraulisk anlegg dimensjoneres for minimal varmgang
K	All dimensjonering i samsvar med gjeldende standard
Ø	Fokus på DFM under designprosess
Ø	Simulering rapport som kan fungere som underlag ved godkjenningsprosess
Ø	Utgifts beregning av konstruksjonen
Ø	Designes for å minimere reaksjonskrefter i gir

Tabell 2: Spesifikasjoner som ønskes og kreves av designet til kranen

2.5 Kvalitetssikring

For å sikre at kvaliteten på kranen ikke forringes, ble det gjort en sammenligning mellom Lorentzen Hydraulikk s gamle kran og de største konkurrentene på markedet, se vedlegg nr.2. Konklusjonen av sammenligningen var at det gamle designet var gjennomsnittlig velfungerende. Det var flere punkter som var dårligere enn gjennomsnittet, og noen som var bedre. Alle punkt som var med på å forringe den helhetlige verdien til produktet ble notert og forsøkt forbedret i det nye designet.

2.6 Designalternativ

Selv med samme komponenter er det svært mange forskjellige konfigurasjoner av kranen som kan oppnås. Det vil være svært vanskelig å finne den perfekte sammensetningen, men det er enkelt å finne forbedringer og optimaliseringer. Under er det 4 kategorier som blir spesielt undersøkt, i hver kategori er det tre til fire forskjellige alternativer. Målet er å finne den sammensetningen av alternativer som vil bidra mest til verdiøkning i produktet. De bestemmelsene som ble tatt i dette kapitlet går i all hovedsak ut på hvordan designintrykk man ønsker på kranen. I senere kapitler blir det gjort noen endringer, slik at man får optimalisert design med tanke på styrke og underkomponenter.

2.6.1.1 Stempelplassering fundament



Figur 5: Bakmontert stempel



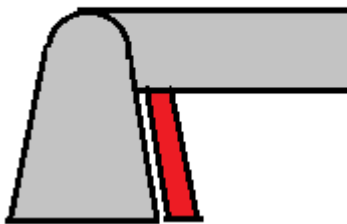
Figur 6: Midtmontert stempel



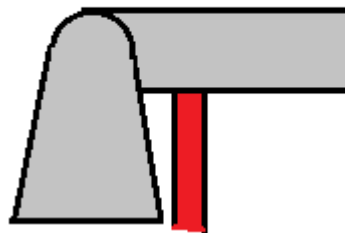
Figur 4: Frontmontert stempel

Stempelplasseringen mot fundament vil ha en stor effekt på hvor store reaksjonskrefter man vil få i innfestningen til stemplet. Om man går for et alternativ likt Figur 5 vil man ha et plassbesparende design, men man vil kunne oppleve store reaksjonskrefter i fundamentet. Alternativ Figur 6 vil gi noe mindre reaksjonskrefter i fundamentet, og en relativt god plass besparing. Alternativ Figur 4 vil gi de desidert minste reaksjonskreftene i fundamentet, men kan gjøre at stemplet står litt mer utsatt til.

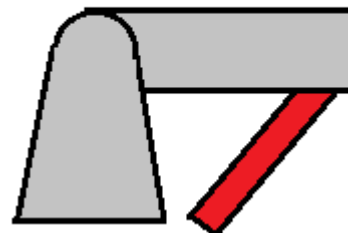
2.6.1.2 Stempelplassering bom



Figur 7: Negativ stempelvinkel



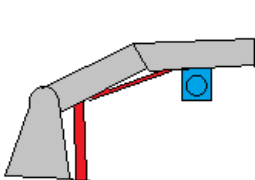
Figur 8: Nøytral stempelvinkel



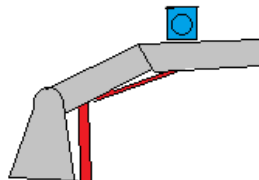
Figur 9: Positiv stempelvinkel

Stempelplasseringen på bommen kommer vanligvis i tre varianter. Variant en er negativ vinkel, slik som i Figur 7. Dette blir oftest observert på kraner som ønsker å minimere plass forbruket, eksempelvis lastebilkraner. Variant to er med nøytral vinkel likt Figur 8. Dette er en blanding av de to andre alternativene. Dette er en plassering som fungerer veldig bra om man trenger en kran som kan komprimeres, og dette uten at det skal gå alt for mye på bekostning av styrken i kranen. Tilslutt har vi alternativet med positiv vinkel lik Figur 9. Dette benyttes ofte i større kraner på høyere tm¹³ da nødvendig kraft for å skyve ut stemplet vil være mindre enn i de andre to tilfellene.

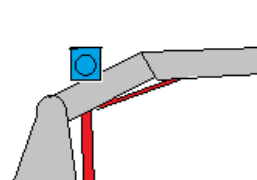
2.6.1.3 Vinsjplassing



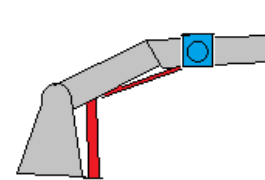
Figur 11: Vinsj under bom



Figur 12: Vinsj over bom



Figur 10: Vinsj bakmontert

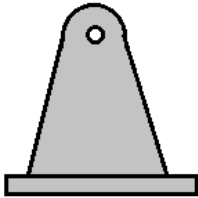


Figur 13: Vinsj sidemontert

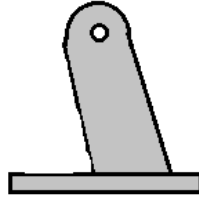
¹³ Tm er et akronym for Ton Meter, dette er en enhet for hvor mye vekt man kan ha per meter bom.

Vinsplasseringen har ikke noe direkte effekt på konstruksjonen, annet enn den tilførte vekten i aktuelle posisjon, vinsjen representeres ved den blå firkanten med sirkel i, se figur 10-13. Figur 10 vil gi en beskyttet plassering av vinsjen, med minimalt av bevegelige deler. Figur 11 vil ha noen flere bevegelige deler for at vinsjen skal fungere optimalt. Figur 12 vil gi minst lastpåkjenning på konstruksjonen, men plasseringen vil å gjøre at man trenger mange ekstra komponenter for å få en fungerende konstruksjon. Figur 13 vil gi lik lastpåkjenning på kranen som Figur 11 og 12, men vil trenge flere komponenter for å fungere optimalt.

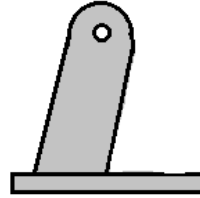
2.6.1.4 Øvre kranfundament form



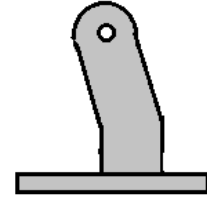
Figur 14: standard



Figur 16: Negativ vinkel



Figur 15: Positiv vinkel



Figur 17: Kombinasjon

Designet av det øvre kranfundamentet vil ha innvirkning på hvordan krefter oppfører seg i det nedre fundamentet, beskyttelse av stempel og vekt. Figur 14 er dagens design, det er formet som en rombe, med avrundet topp, dette er et fint design for fordeling av krefter i nedre fundament. Figur 16 er designet med negativ vinkel, dette vil gjøre kraft overføringen mellom stemplet på bommen bedre, samt det er et plassbesparende design. Figur 15 Har en positiv vinkel, dette gir kranen maksimert rekkevidde, og kan minske kraft påkjenning i bom. Figur 17 er en kombinasjon av det originale designet og Figur 16, målet med dette designet er å få Figur 14 sine gode egenskaper med tanke på kraft fordeling i fundament, med de plassbesparende egenskapene fra Figur 16.

2.7 Evaluering av konsepter

I dette kapitlet konseptene som ble utredet i kapittel 2.6 evalueres opp mot kapittel 2.4 og 2.5 Her vil det bli tatt hensyn til hva som vil gi den største helhetlige verdiskapningen for produktet.

2.7.1.1 K1 plassering av stempel mot fundament

Plasseringen av stemplet vil ha en sterk påvirkning av reaksjonskrefter i fundamentet, lengde på stempel og dimensjoner på div komponenter. I tillegg vil det ha en innvirkning på hvor enkelt det vil være å utføre vedlikehold. Dagens plassering er lik som Figur 5, denne plasseringen har medført noen vansker når det kommer til montering av hydraulikk, samt vedlikehold. Det beste alternativet vil være å flytte stemplet fram, på denne måten vil man forkorte nødvendig slaglengde¹⁴ samt forenkle monteringsarbeidet. Reaksjonskreftene i nedre fundament vil å bli desidert minst ved dette alternativet.

2.7.1.2 K2 Plassering av stempel mot bom

Alternativ Figur 9 vil gi den beste løftekraften, samt minste samlede spenning i bommen. Alternativ Figur 8 er det alternative som vil gi kranen best reaksjonskrefter i fundamentet, samt man vil ha en blanding av god løftekraft og høy mulighet for å komprimere kranen. Alternativ Figur 7 representerer det vanligste designet på lastebilkranner som har stort krav til å kunne legges sammen, denne plasseringen blir ofte benyttet sammen med teleskop skyv i bommen, denne plasseringen gir krav til større løftekraft i stempel. Alternativ Figur 8 vil være det alternativet som

¹⁴ Lengden et stempel beveger seg, målt fra innerste posisjon til ytterste.

gir høyest verdiskapning for produktet, da man vil kunne bruke et mindre stempel, samt man vil unngå for store spennings oppbygninger i bommen.

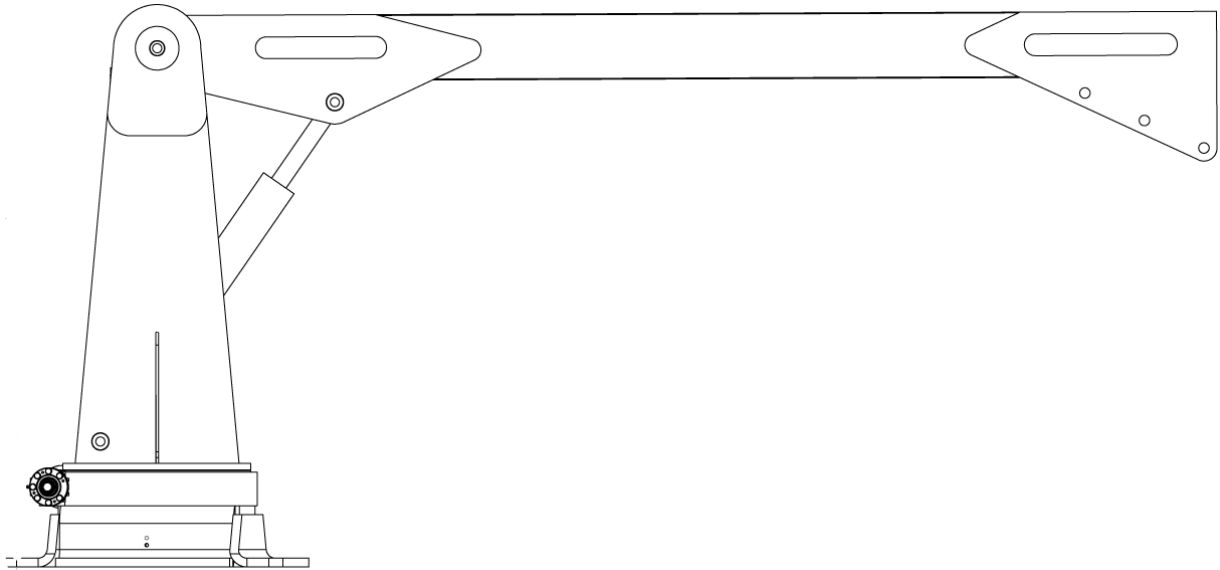
2.7.1.3 K3 Vinsjplassering på bom

I dette punktet ønsker man i all hovedsak og minimere antall bevegelige deler i krankonstruksjonen. Med tanke på dette vil alternativ Figur 11 være desidert best, man vil minimere antall bevegelige deler, og på denne måten minske risikoen for feil på kranen. Det Eneste viktige her er å ta hensyn til stemplet som skal styre knekkfunksjon en på bommen, her må det designes slik at man ikke får en konflikt under sammenfolding.

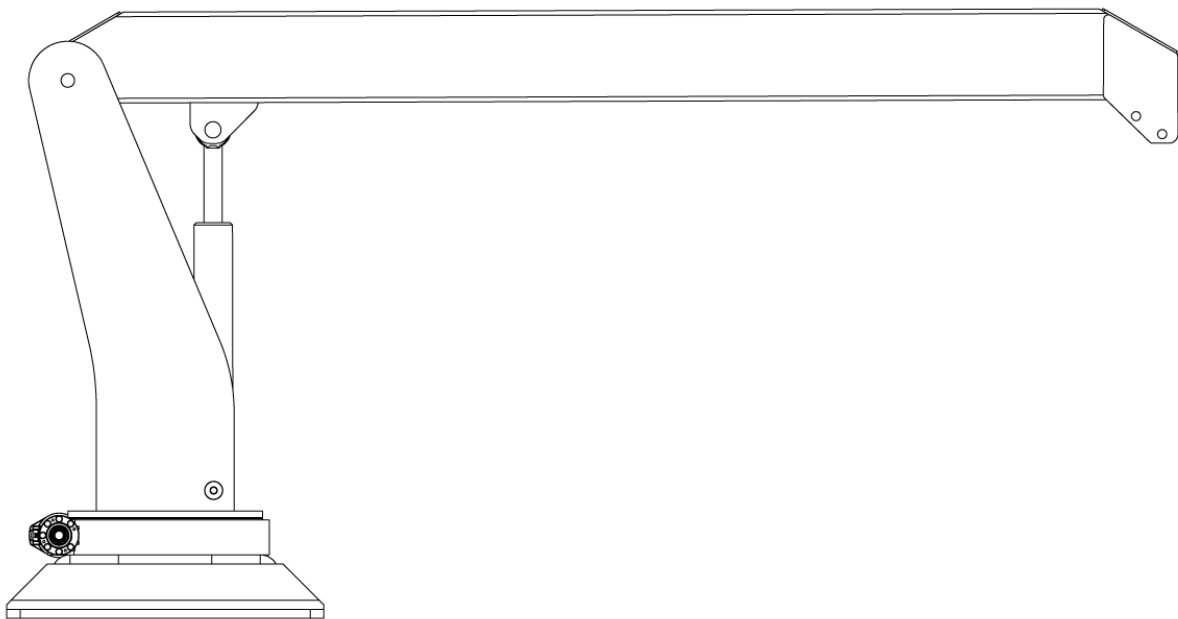
2.7.1.4 K4 Form på øvre kranfundament

Grunnet kranens funksjon er de to mest aktuelle designende Figur 14 og Figur 17, her kan man benytte de to om en annen dersom dette er ønskelig. I denne konstruksjonen falt valget på Figur 17, da dette anses som en variant som henter de beste egenskapene fra flere alternativer. Det vil bli lett og utføre vedlikehold på kranens hydrauliske komponenter, samtidig som stemplet vil stå beskyttet til. Siden fundamentet vil ha en topp med negativ vinkel vil man få mindre spenninger i bommen, samt at kranfundamentet vil så å si bare måtte håndtere vertikale krefter.

2.8 Implementering



Figur 18 Skisse av gammelt kran design



Figur 19 Skisse av foreslått nytt kran design

Figur 18 viser det gamle designet. På mange måter kan det sies at dette designet er et alternativt utfall av designprosessen, med elementer fra kapittel 2.6 satt sammen på en annen måte enn hva som ble bestemt i kapittel 2.7. Om man studerer Figur 19 vil man se at alle de endringene som ble bestemt har blitt implementert, her er det viktig å huske at dette bare anses som en skisse. De endelige dimensjonene og plasseringene på diverse komponenter ble bestemt i neste kapittel.

Det er viktig at designet gir en følelse av kvalitet, både med tanke på form på produktet samt funksjon. Det er en stor fare for å drukne i mengden når man skal lansere en ny kran. Her må man prøve å ha et design uttrykk som er tiltrekkende, og som har de assosiasjoner som man ønsker. Noe som kandidaten mener han har oppnådd i en større grad med det nye designet. I Lofoten er

det en del havørner, så en mulighet er her å spille på dette når man skal selge inn å navngi kranen. Det går for eksempel ant å kalle kranen opp etter det latinske navnet på havørn *Haliaeetus* og benytte en ørn som logo på kranen.

3 Dimensjonering

Nå som design uttrykket som man ønsker er funnet, vil man begynne å dimensjonere kranen. I dette kapitlet skal de komponentene som prosjektleder anser som potensielt mest kritiske ses spesielt godt på. På mange måter vil det være her man får implementert designet man ønsket.

3.1 Arktisk design

Dette kapitlet har hentet deler fra en tidligere rapport, skrevet av oppgavens forfatter Stian Schultz Eilertsen. Rapporten heter «Arktisk Design av Båtkran til Not og Garnfiske» og ble laget i faget STE6234.

3.1.1 Introduksjon

For å virkelig kunne forstå hvorfor ising på båter er et så stort problem ønsker forfatteren å gi et eksempel på hvor farlig isingproblematikken faktisk er. (5) Shekhtman bemerket tapet av 10 sovjetiske skip den 10 Januar 1965 skyltes ubalanse i skipene som er resultat av ising. Det er viktig å påpeke at små fiskebåter ikke blir å synke grunnet ising på kranen, men isingen kan være med på å skape en svært ustabil båt, noe som vil ha en stor påvirkning på HMS. Det som gjør båten ustabil er i all hovedsak at arealmomentet til båten vil bli endret drastisk. Etter som at kranen ofte er montert høyt over dekk og ising øker egenvekten vil dette være gjeldende også her. I tillegg til at båten blir ustabil, vil islaster som henger over hode på arbeidende fiskere være med på å minske HMS en.

I tillegg til is-last vil man å måtte se på materialer som blir benyttet i krankonstruksjonen, samt hvilke smurninger og oljer som blir benyttet.

3.1.2 Kilder til maritim ising

(6) I all hovedsak er det tre typer ising som må bli tatt hensyn til når man designer med tanke på et arktisk maritimt klima.

Ising type en

Denne type ising kommer av fenomenet «frostdamp», denne dampen dannes når luft temperaturen er langt under hva hav temperaturen er. Selv om dette kanskje ikke virker som et stort problem, har det blitt observert skip som i løpet av 10 timer har samlet opp så mye som 26 tonn is. Her er det viktig å notere at ismengde er totalt avhengig av luftfuktighet, og båt størrelse.

Ising type to

Denne formen for ising kommer i form av snø og eller underkjølt regn som klistrer seg til båt og utstyr, for så å fryse fast. Dette blir ofte referert til som den minst kritiske is-typen, da det er liten sannsynlighet for at isen akkumulerer seg.

Ising type tre

Dette er den desidert mest kritiske formen for ising. Her vil man i løpet av kort tid akkumulere en langt større mengde is enn hva man får av de to andre typene. Vidre er denne formen for ising langt verre enn de andre to formene. Dette skyldes spesielt at isen vil legge seg svært ujevnt over båten, dette vil ha en langt større effekt på båtens stabilitet en for tilfelle en og to. Denne formen for ising oppstår når man har høy vind, samt små bølger. Når båten slår opp vann fra havet vil spruten blir blåst opp langt ripen og feste seg til så å si alt den treffer. Alvorligheten av isingen

kommer an på flere faktorer, blant annet dråpestørrelse, luft temperatur og overflaten som vannet fester seg til.

3.1.3 Alvorlighetsgrader av ising

(7) Følgende data er hentet ut fra en DNV presentasjon om ising, skrevet av Olga Shipilova. Det er i hovedsak type tre ising som er lagt til grunn for disse tallene. Grunnen til dette er at type tre fungerer som et verste tilfelle scenario.

Lett ising (Grønn)

Lett ising er klassifisert som 0.7 cm/time. Denne typen ising observeres ofte under de følgende betingelsene. Værforhold: -4°C, vindhastighet 10 m/s. Ved ising på kritiske komponenter vil man få redusert HMS, og det kan minske funksjonalitet.

Moderat ising (Orange)

Moderat isning er klassifisert som 0.7-2 cm/time. Denne typen ising observeres ofte under de følgende betingelsene. Værforhold: temperatur rundt -5°C, vindhastighet 15m/s. Ved ising på kritiske komponenter vil man få meget redusert HMS, funksjonalitet vil bli drastisk minket.

Kritisk ising (Rød)

Kritisk isning er klassifisert som >2 cm/time. Denne typen ising observeres ofte under de følgende betingelsene. Værforhold: temperatur rundt -9°C, vindhastighet 25 m/s. Ved kritisk ising kan det bli nødvendig å avbryte arbeidet for å ivareta HMS, det må iverksettes tiltak for å fjerne is så snart dette bygges opp over arbeidsposisjoner. Funksjonalitet til dekk-utstyr kan i løpet av kort tid bli tilnærmet ikkeeksisterende.

3.1.4 Kritiske havområdet

Fiskefartøyene som kranen designes for er i all hovedsak mindre båter. Fartsområdet til disse båtene vil være relativt nære land. Dette vil si at man slipper unna de ekstremt kalde temperaturene som vil ha en stor negativ virkning på materialets duktilitet. Men sjansen for at det kan oppstå en isingproblematikk er stor. I Tabell 3 finner man snitt temperatur, samt snitt vind, for Skrova fyr og Makkaur fyr. Skrova fyr ligger i Lofoten, det er svært mange yrkesfiskere som benytter fiskebankene rundt øyen i februar – april. Under det som så populært blir kalt for Lofotfiske – Skreifiske. Makkaur fyr ligger og grenser opp mot Barentshavet, i dette området bruker mange fiskere og tilbringe de delene av vinteren de ikke fisker etter skrei i Lofoten.

Måned	Skrova	Skrova	Makkaur	Makkaur
	Vind Snitt m/s	Temp snitt °C	Vind Snitt m/s	Temp Snitt °C
Mai 2015	5,2	6,9	5,0	5,0
Juni 2015	5,9	8,5	5,1	7,2
Juli 2015	4,7	12,3	4,2	7,9
August 2015	5,7	14,7	3,5	11,2
September 2015	6,0	12,1	4,8	8,6
Oktober 2015	7,6	7,7	5,8	3,9
November 2015	7,4	5,3	6,3	0,2
Desember 2015	8,3	3,8	8,5	-1,2
Januar 2016	6,0	-0,9	5,9	-5,4
Februar 2016	5,8	1,0	6,8	-2,1
Mars 2016	6,0	2,2	8,8	-1,0
April 2016	5,3	4,3	4,9	1,8
Mai 2016	5,8	8,0	4,2	7,2

Tabell 3: Værd data hentet ut fra yr.no

Når man ser i Tabell 3 og sammenlignede med alvorlighetsgraden i kapittel 3.1.3 kommer det fram at det gjennomsnittlig bare vil være 4 måneder i Lofoten og hele 6 måneder ved Makkaur fyr, hvor det vil være så lave temperaturer at man kan ha isingproblematikk hele måneden, - Rød, Orange og Grønn rute. Den lave farten i tabellen vil da bli lagt sammen med faktisk fart på båt. Om man ser bort fra enkelt dager, vil det ut fra værdata hentet fra nettsiden YR.no, ikke være stor grunn til bekymring når det kommer til ising for disse fiskebåtene. Det kan nevnes at den lavest registrerte temperaturen i Lofoten var $-11,2^{\circ}\text{C}$, denne var bare registrert en gang, så ut fra dataene skal det ikke være mulighet for Kritisk ising her. Ved Makkaur derimot, var det i januar 2016 flere dager hvor man med tanke på temperatur vil kunne oppnå Kritisk ising.

3.1.5 Is håndtering

Plassering av sensitive komponenter

Det er viktig å tenke på isfjerning når man designer kranen, blant annet burde alle sensitive komponenter plasseres slik at de ikke vil bli skadet om man benytter slegger i isfjerningsarbeidet. Med sensitive komponenter menes da, smørepinner, hydrauliske rør, slanger og festepunkt.

Endring av geometri

I selve krandesignet bør man på passe at det ikke blir «islommer», dette er da hulrom som lett blir fylt opp av vann som kan fryse. Ikke bare kan dette sprengte ut lommene, men man kan å hindre funksjonen til kranen. For å unngå dette bør det tas hensyn til i designet.

Overflatebehandling

De siste årene har det kommet stadig flere typer hydrofobiske vesker på markedet. En hydrofobisk veske vil tette porene i overflaten de blir påført, om det ikke er porer og smuss på kranen har vannet ingen flate og krystallisere seg på. I tillegg vil vann som treffer, lettere renne av.

3.1.6 Is-fjerningsmetoder

Varme

Skal man fjerne is med varme har man mange alternative måter å gjøre dette på. Blåselamper, propanlamper, skjærebrenner, varmepistoler og lignende. Alle disse metodene blir benyttet, hvor noen vil være mer effektiv enn andre. Det eneste som vil sette en stopper for denne typen is fjerning vil være alle de varmesensitive komponentene som finnes på en kran. Alle slanger, foringer å smørepunkt kan ta skade, selv ved lettere oppvarming.

Damp

Ved hjelp av en høytrykkspyler eller lignende utstyr produserer man damp og varmt vann. Dette vil være den mest skånsomme metoden for is fjerning med tanke på kranen. Isen vil bli smeltet bort raskt og enkelt, men for å kunne bruke denne metoden stilles det krav til at man har utstyr om bord i båter som ikke er så alt for vanlig.

Slegge

Dette vil være den mest tidseffektive metoden for å fjerne is, det vil og være den metoden som oftest blir brukt om bord i båter. Det er en fysisk tung, og potensielt farlig metode. Av de tre metodene vil dette og være den som lettest kan skade konstruksjonen. Når kranens design blir utarbeidet burde kritiske punkt bli plassert slik at de ikke blir utsatt for direkte slag, under en eventuell is fjerningsprosess.

3.1.7 Spesielle hensyn – Oljer og Smurning

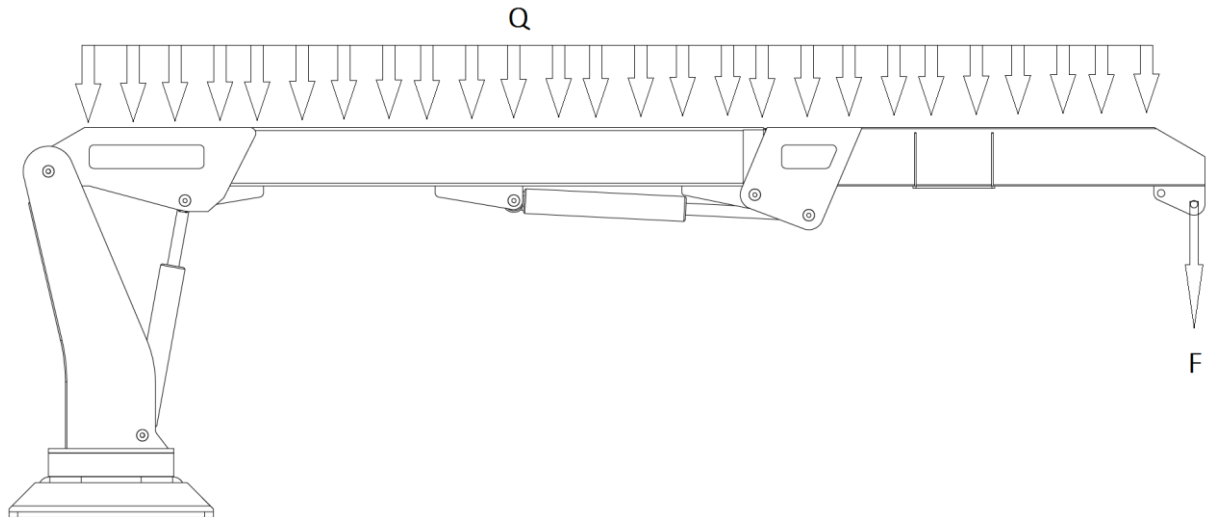
Som nevnt i introduksjonen vil kulde ha en særdeles negativ effekt på viskositeten til oljen og smøringen, vanligvis vil hydraulikken om bord i mindre fiskefartøy gå i en sløyfe, dette vil si at når man ikke har motorer eller stempler som går, drives pumpen fortsatt med samme oljemengde. Men siden ingen komponenter benytter oljen, vil oljen bare bli kjørt rundt i gjennom slangene og tilbake i hydraulikk beholderen. Olje som blir presset gjennom rør blir vitne til et fenomen som vi alle kjenner som friksjon. Denne friksjonen er med på å skape stor varme, under belastning vil denne varmen være med på å varme opp motorer og ventiler. Men ved stillstand vil oljen bare holde rør og slanger som er en del av «sløyfen» varm.

I ventilene som blir stillestående kan det observeres en effekt lignende det man får i girkasser under kalde vinterdager, de kan bli tyngre og operere, og stempler kan miste deler av sin løftekraft. Siden hydraulikk-beholderne vanligvis blir montert under dekk vil det ikke være nødvendig med noen varmeelementer i disse. Men det burde bli laget en prosedyre, hvor man krever at før kranen skal belastes under kalde dager, skal ventilene og kranen kjøres til man kan kjenne varmen i slanger og stempler, dette vil gjøre at kranen har optimal løfteevne, og ventilene tar ikke skade under kjøring. Når man skal velge hydraulikkolje er det viktig at man finner en som har tilstrekkelig smøreegenskaper ved høye temperaturer, samtidig som den har et «pour point» som er tilstrekkelig lavt, i dette tilfelle vil $-40^{\circ}\text{C} \pm 2$ grader være tilfredsstillende. Pour point er den laveste temperaturen som oljen kan ha, uten å miste sine viskøse egenskaper. Når man overskrider dette punktet vil det begynne og dannes parafin-voks krystaller i oljen. I denne oppgaven vil vi anbefale «Mobil EAL Hydraulic Oil 32» eller oljer av lignende kvalitet.

Dette da denne oljen har tilfredsstillende lavt pour point på -39 grader, samt gode smøre egenskaper ved 100°C . Når det kommer til smurning som skal bli benyttet til å smøre ledd, svingkraner og gir, må man må man ikke bare passe på at man har ei smurning som takler minusgrader, men og de varmegradene som kan oppstå om sommeren. Siden kranen skal bli benyttet i relativt kalde strøk, både om sommeren og vinteren vil det ikke være krav til at smurningen skal takle varmere enn 50°C og i likhet med hydraulikkoljen vil kravet fortsatt være -40°C . Når det kommer til smurning vil det ikke bli foreslått en spesifikk type, men det er et krav til smurningen og funksjonsområde når det kommer til temperatur den må ligge i mellom $-40^{\circ}\text{C} < - > 50^{\circ}\text{C}$

3.1.8 Islast på kran

Kranen er beregnet for å takle en last på 1 tonn på 4 meter, den er designet med en sikkerhetsfaktor på 1.33. Dette vil si at man kan belaste kranen med 1330 kilo, eller 13047 Newton, før man vil begynne og se permanente deformasjoner i konstruksjonen. I dette kapitlet skal man da se på hvor stor islast man må ha på kranen før man overskrider denne godkjente lasten, samt hvor mye dette vil tilsvare i istykkelse. I disse beregningene tar man for seg en svært forenklet utgave av kranen, man ser ikke på ekstra oppbygning rundt andre komponenter en kranrøret. I Figur 20 ser man hvordan lastbildet vil se ut, veldig forenklet.



Figur 20: Islast illustrert ved jevnt fordelt last Q

F er lasten 1000 kg, og Q vil være den jevnt fordelte lasten som man får av isingen per meter. Om man tar utgangspunkt i en 4 meter lang bom vil ligningen for Q være:

$$\sum ma = \frac{Q \cdot L^2}{2} + F \cdot L = F_2 \cdot L$$

$$Q = \frac{(F_2 - F) \cdot 2}{L} = 1618 \text{ N} = 164 \text{ kg}$$

For å oppnå denne typen vekt vil man måtte ha en istykkelse funnet i følgende ligning, tilslutt ganges og inn utvidelseskoeffisienten for is i forhold til vann.

$$100\text{cm}(x \cdot 2x - 10\text{cm} \cdot 20\text{cm}) = x = \sqrt{\frac{168000 - 200}{2 \cdot 100}} \approx 29\text{cm} \cdot 1.08 = 31,32\text{cm}$$

Altså vil høyden være 62,64 cm og bredden være 31,32 cm, dette er inkludert tykkelsen på kran bommen. Trekker man ifra dette og gjør ved hjelp av enkel geometri laget jevnt fordelt, vil man da få en istykkelse på mellom 15-16 cm.

3.1.9 Risikovurdering

For å være sikker på at man ikke ødelegger kranen med islast skal det nå ses på hvor lange intervaller man kan ha før man må gjøre tiltak. Samt værforhold som må til, og måneder dette er noe man må ta hensyn til dette i. Gitt at man trenger 16 cm med is for og nå kritisk last, vil man med tallene stipulert i 3.1.3 oppnå kritisk islast under følgende forutsetninger:

Lett isning:

Værforhold: -4°C, vindhastighet 10 m/s, 0.7 cm/time

Min tid før kritisk last: 23 timer

Måneder: November - April

Moderat isning:

Værforhold: temperatur rundt -5°C, vindhastighet 15m/s, 0.7-2 cm/time

Tid til kritisk last: 8-22 timer

Måneder: Desember - Mars

Kritisk isning:

Værforhold: temperatur rundt -9°C , vindhastighet 25 m/s, >2 cm/time

Tid til kritisk last: mindre en 8 timer.

Måneder: Januar – Februar

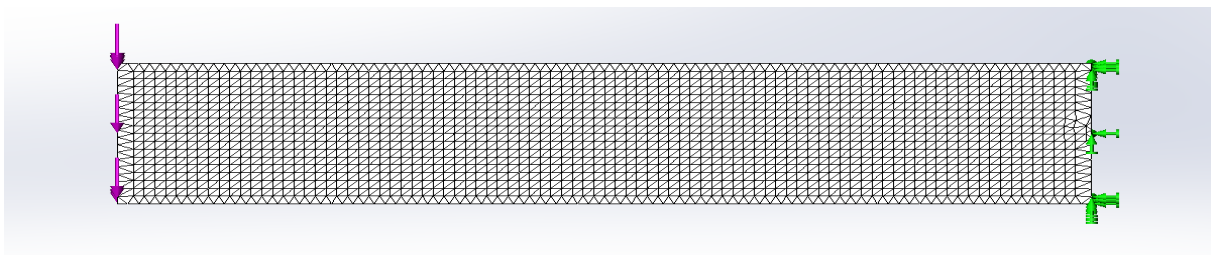
3.2 Bjelketverrsnitt i bom

Kranbommen er et av de flere kritiske områdene for et kran design. Det er her det vil kunne få potensielt størst konsekvens om det går galt. Det er her man vil kunne observere de mest kritiske spenningene. For den aktuelle kranen er det ønsket og benytte en rørprofil som vil gi høy styrke og samtidig minimere vekt.

Alle simuleringene i dette underkapitlet vil bli utført i simuleringstillegget til SolidWorks. SolidWorks har en innebygd funksjon som sørger for at alle resultater konvergerer. Elementet skal være fastspent i ene enden med alle DOF¹⁵ satt lik null, og påføres en kraft lik 1000N i den andre enden slik det er vist i Figur 21. Lilla piler er kraften, grønne er oppspenningen. Simuleringene skal kun fungere som en indikasjon på hvilke profil som vil gi de beste egenskapene for lavest mulig vekt. På grunn at dette vil det ikke bli lagt noe vekt på å lage en simulering med en reel last og opplagrings konfigurasjon. Alle simuleringene blir utført med samme material da hensikten kun er og sammenligne de mekaniske egenskapene til hvert tverrsnitt. Meshen som ble benyttet var:

Mesh detaljer	
Mesh type	Blandet Mesh
Mesh brukt	Lineært Mesh
Jacobian punkter	4
Max element størrelse	9,6 mm
Minimum mesh størrelse	0,48 mm
Total antall noder	64911 stk.
Total antall elementer	32691 stk.
Re-mesh deler som feilet og meshe	Av

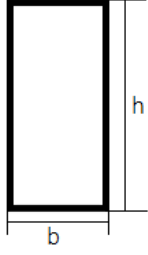
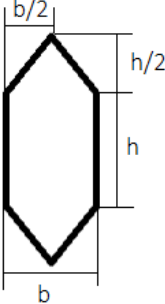
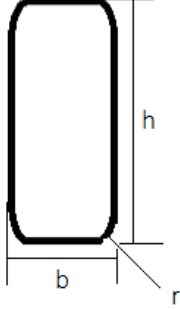
Tabell 4: Beskrivelse av meshen benyttet i simuleringen



Figur 21: Mesh, opplagring og last

¹⁵ DOF er et akronym for «Degrees Of Freedom», dette refererer til hvor mye bevegelsesfrihet et gitt element har, man kan låse av i enkelte plan, og eller i rotasjonsretninger.

Det blir sett på tre forskjellige tverrsnitt, kvadratisk med skarpe kanter, kvadratisk med avrundede kanter, og heksagonalt med to forlengede sider se Tabell 4. Hvert tverrsnitt skal testes for vertikale og horisontale krefter, samt rotasjon.

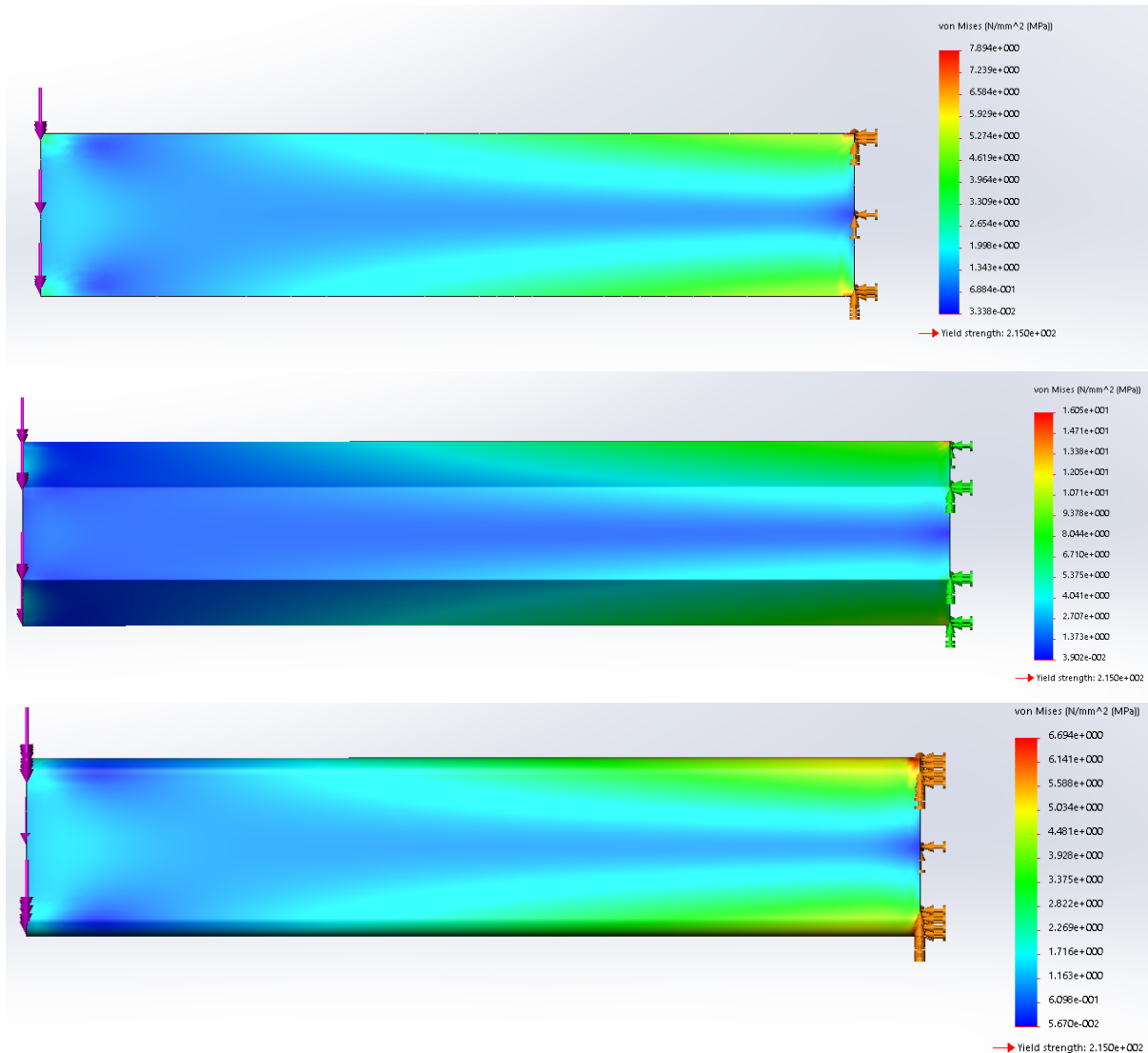
Nr.1	Nr.2	Nr.3
		
<p>Dimensjoner: $b = 100 \text{ mm}$ $h = 200 \text{ mm}$ $t = 6 \text{ mm}$</p>	<p>Dimensjoner: $b = 100 \text{ mm}$ $h = 100 \text{ mm}$ $t = 6 \text{ mm}$</p>	<p>Dimensjoner: $b = 100 \text{ mm}$ $h = 200 \text{ mm}$ $r = 20 \text{ mm}$ $t = 6 \text{ mm}$</p>
<p>Kvadratisk tverrsnitt med relativt skarpe kanter, kommer ferdig fra leverandør.</p>	<p>Heksagonalt tverrsnitt som enten må lages hos bedrift, eller spesial bestilles fra produsent. Stor mulighet for optimalisering.</p>	<p>Kvadratisk tverrsnitt som kommer ferdig fra produsent, fordel med at det ikke vil bli like høye spenningsoppbygninger i kanter som man vil få i tverrsnitt 1.</p>

Tabell 5: Tverrsnitt til de forskjellige bjelkeelementene

Før simuleringene gikk i gang ble vekten på de forskjellige tverrsnittene undersøkt, det ble kommet fram til at vekten på nr.1 og nr.2 var tilnærmet lik. Tverrsnitt nr.2 viste seg å være 20% lettere. Dette vil si at man bruker 20% mindre materiale enn i de to andre tverrsnittene. Det er viktig å notere at man vil kun oppnå denne vekten med tverrsnitt likt de størrelsesforhold spesifisert i Tabell 5.

Ut fra Kapitlet er det ønsket at man får en klarhet i de følgende egenskapene til tverrsnittene, torsjonsstivhet, motstand mot vertikal kraftpåkjenning, motstand mot horisontal kraftpåkjenning og vekt.

Første simulering er med vertikal last. Hensikten med denne simuleringen er og vise hvor godt tverrsnittene vil oppføre seg med en stor vertikal last, likt hva man vil observere i en kran som utfører løft av eksempelvis kar og lignende laster, mens båten er tilnærmet stasjonær.



Figur 22 Spenningsbilde for vertikal last

Grønsbetingelsene ble satt slik det er spesifisert tidligere i kapitlet. Når simuleringen var fullført kunne det klart bli observert at det helhetlige spenningsbildet var penest for tverrsnitt nr.1 og 3 se Figur 22, da det kan observeres store seksjoner med en svært lav spenning, For disse tverrsnittene var maksimale spenningene henholdsvis 7.8 MPa og 6.69 MPa. Det mest optimale tverrsnittet for å takle de gjeldende kreftene vil være tverrsnitt nr.3, her observeres det gjennomsnittlig lave spenninger, med en god fordeling. Maksimale spenningen i tverrsnitt nr.2 var 2.4 ganger så høy som for de to andre formene med over 16 MPa.

For finne ut om resultatene som man fikk i simuleringen er reelle ble det utført numerisk beregning av spenningen i de forskjellige rørene. Siden rør nr. 1 og 3 er tilnærmet identisk, ble det benyttet samme ligning for de. Prosjektleder gikk utfra at grunnen til forskjellen på 1,1 MPa i simuleringen kommer av den store forskjellen i overgangsradius i oppspenningen. Ved hjelp fra veileder ble følgende formel utledet for det heksagonale tverrsnittet.

$$I_{Total} = \left(\frac{b \cdot h^3}{36} + A \cdot \left(y_t + \frac{h_t}{2} \right)^2 \right) - \left(\frac{b_i \cdot h_i^3}{36} + A_i \cdot \left(y_{ti} + \frac{h_{ti}}{2} \right)^2 \right) = 1.806 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$

Hvor b er bredden av kvadratet, h er høyden av kvadratet, A er arealet til trekanten, y er avstanden fra massesenter på trekanten til bun av trekanten, og til slutt ht som er høyden på trekanten.

Når man nå har funnet arealmomentet til tverrsnittet kan man enkelt regne ut spenningen i bjelketverrsnittet ved hjelp av enkel bjelketeori. y_{tot} er den totale avstanden fra massesenter til kanten av tverrsnittet.

$$\sigma = \frac{M}{I} \cdot y_{tot} = 5.537MPa$$

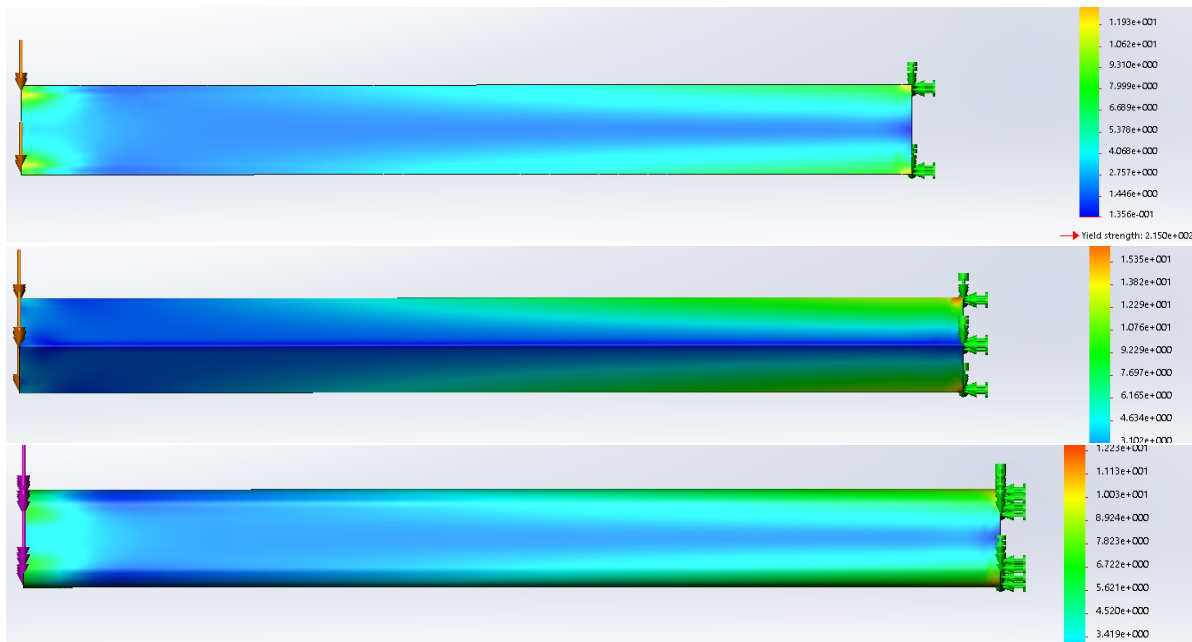
Om man så regner ut arealmomentet og spenningen for de rektangulære tverrsnittene kommer man fram til følgende.

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} - \frac{b_i \cdot h_i^3}{12} = 1.794 \cdot 10^7 mm^4$$

$$\sigma = \frac{M}{I} \cdot y_{tot} = 5.574MPa$$

Disse utregningene viser at man får tilnærmet lik maksimumsspenning i bjelketversnittene. For komplett utregning se vedlegg 1. Ut fra simuleringene kom man fram til nesten de samme tallene, dette så lenge man ser på snittkrefter. Den eneste forskjellen var at man fikk lokale maksima som var mye høyere enn hva man har regnet seg fram til, dette skyldes nok feil fra simuleringen da skarpe hjørner kan sørge for veldig store krefter. Ut fra disse utregningene ble det bestemt at man kunne benytte SolidWorks for å se på de andre lasttilfellene, så lenge man så bort fra lokale maksima som anses som lokale.

Neste simulering er med horisontale krefter, denne simuleringen er for å vise hvor godt kranen blir og takle eventuelle drakrefter fra siden, slike kraftpåkjenning blir og observere i kranen når den blir benyttet i notfiske og skal dra bruket¹⁶ om bord i båten. Disse kreftene vil ikke være like store som de vertikale kreftene. Men det er fortsatt en viktig faktor i bomdesignet. Simulering er utført med lik innfestning som for simuleringen med horisontal last, kraften som blir benyttet er og lik, det er kun angrepsaksen som er endret se Figur 23.

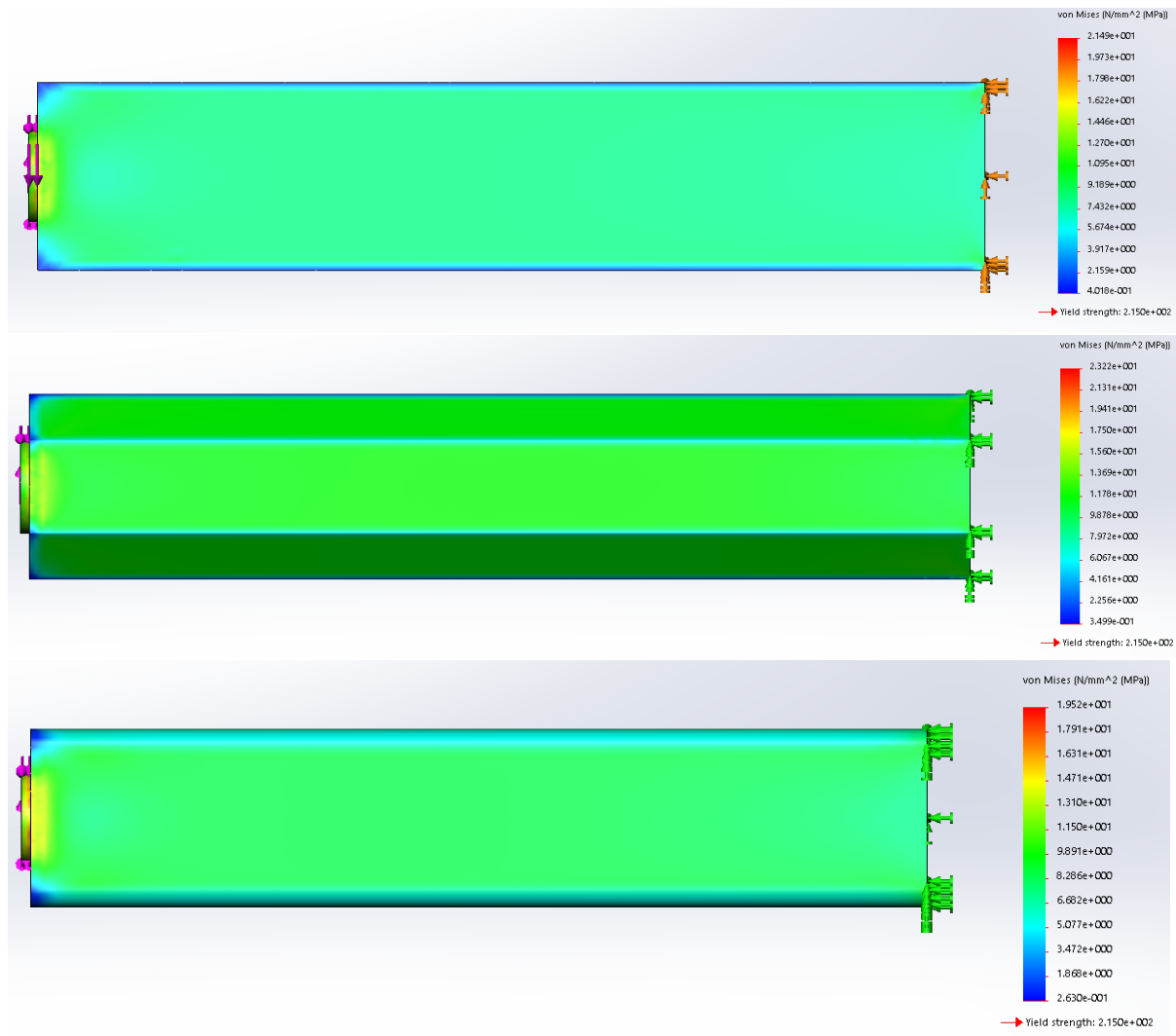


Figur 23 Spennings bilde for horisontal last

¹⁶ Bruk er et tilnavn og eller fellesbetegnelse på fiskeredskaper som ligger i havet

Ut fra simuleringen kommer det fram at selv om spenningsbilde er relativt likt for alle tverrsnittene, er det kvadratet med avrundede kanter som nok en gang stikker av med seieren. Tverrsnitt 1 og 3 har tilnærmet like spenninger på mellom 7-8 MPa. Mens den heksagonale bjelken har en snittspenning på mellom 9 -10 MPa.

Det siste simuleringen som ble utført var torsjon. Her skal det ses på hvor gode egenskaper tverrsnittene har når de blir utsatt for en torsjonsspenning. Denne simuleringen utføres for å gi et bilde på hvor bra bommen vil oppføre seg når den har en last i kroken som svinger fra side til side. Dette er et høyst aktuelt lasteksempel for båter som utfører løft i urolig sjø. Rotasjonskreftene er lik 1000N som blir påført i samme ende av elementene som de andre lastene. Det er konstruert en sirkulær flens som vil fungere som torsjonsakse.



Figur 24 Spenningsbilde for torsjonspåkjenning

Som i de andre simuleringene måtte man se bort fra maksima spenningene, og heller ta en titt på snitt spenningene i bjelkene. I liket med de tidligere simuleringene er tverrsnitt en og tre tilnærmet like med en snitt spenning på 6-8 MPa. Tverrsnitt to har en spenning på rundt 10 MPa. For et bilde av spenningsfordelingen, se Figur 24.

For å utføre en mest mulig upartisk og objektiv vurdering av tverrsnittene, ble et vurderingsverktøy benyttet. Det ble bestemt at Pugh Matrisen var det beste alternativet (8). Helt siden sin unnfangelse har Pugh Matrisen hjulpet ingeniører og finne de mest optimale løsningene

for å heve den helhetlige kvaliteten på sluttprodukter. Matrisen er basert på parvis sammenligning mellom forskjellige design alternativer, hvor matrisen i seg selv blir benyttet for å håndtere et større antall variabler, egenskaper og valget mellom dem. Virkemåten til matrisen er veldig enkel, man lister opp alle de egenskapene man ønsker fra produktet, for så å sammenligne de forskjellige design alternativene. Rangeringen som benyttes er som følger: + = bra, ++ = svært bra, s = like, - = ugunstig og - - = svært ugunstig.

Ut fra matrisen i Tabell 6 kommer det tydelig fram at tverrsnitt 3 vil være det tverrsnittet som tilbyr best motstand mot de aktuelle kreftene. Den totale vektete scoren til de forskjellige tverrsnittene er, for tverrsnitt en 3, tverrsnitt to -5 og tverrsnitt 3 hele 12 poeng. Dette viser at det naturlige valget av bjelke tverrsnitt vil være rektangulært med avrundede hjørner.

Egenskap	Vekt	Tverrsnitt 1	Tverrsnitt 2	Tverrsnitt 3
Torsjonsstivhet	2	s	--	++
Horisontal spenning	3	+	-	+
Vertikal spenning	5	s	+	+
Vekt	3	s	++	s
Material kostnad	1	s	+	s
Produksjons kost	2	s	-	s
Produksjons tid	4	s	--	s
Total +		1	4	4
Total -		0	6	0
Total poeng		1	-2	4
Vektet -		0	-17	0
Vektet +		3	12	12
Total vektet		3	-5	12

Tabell 6: Pugh matrisen som ble benyttet i tversnittvalget

3.3 Materialvalg

For krankonstruksjonen vil man benytte et materialet som har god motstand mot korrosjon i særdeles ugunstige miljø. Vidre ønsker man at materialet har en høy bruddgrense, og kan gå inn i en plastisk deformasjon før man oppnår et eventuelt brudd. Man ønsker samtidig en høy flytegrense da dette vil hjelpe til med å bevare formen på kranen under dynamisk last. Siden kranen skal benyttes til sjøs om vinteren er må den være av et materiale som ikke mister sine egenskaper under kuldepåkjenning.

Oppdragsgiver har spesifisert tre materialer som de ønsker at kandidaten skal ta en nærmere titt på, ut over disse kan kandidaten inkludere andre materialer, så lenge det er kostnadsmessig forsvarlig. Materialene som oppdragsgiver ønsker er spesifisert i Tabell 1.

3.3.1 Kuldepåkjenning

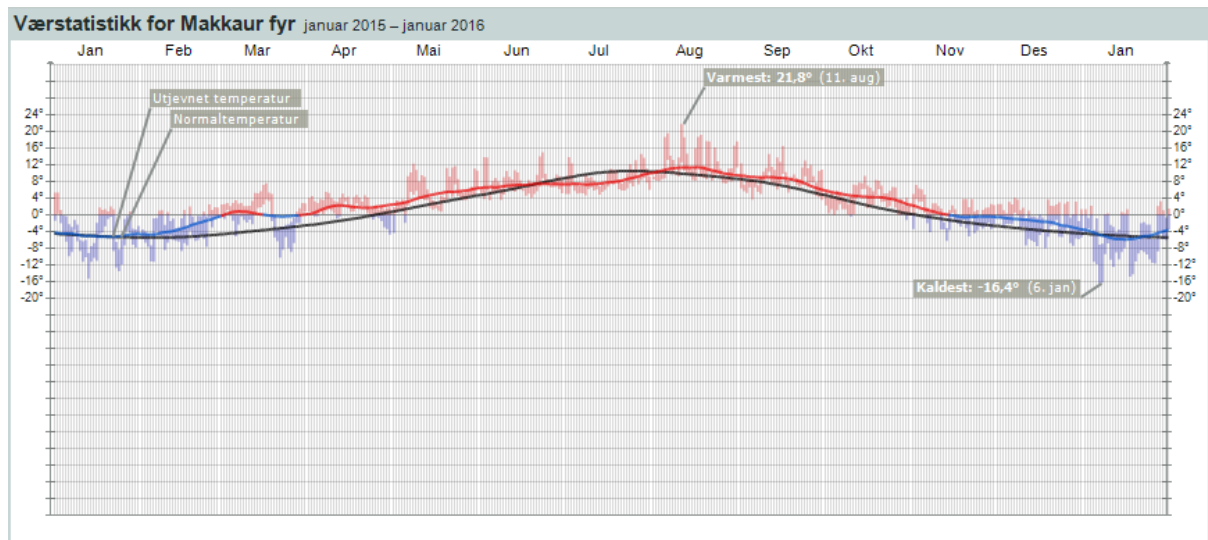
De fleste produkter som designes for bruk i kaldt klima er merket med en to servicetemperaturer, en maksimum og en minimum. Disse temperaturene er en indikasjon på den høyeste, og laveste temperatur som materialet kan utsettes for, før det begynner å miste sine mekaniske egenskaper. For minus temperaturer vil dette si at materialet går i fra og oppføre seg duktilt, til en mer sprø tilstand. Dette gjelder dog ikke alle metaller, men bare de som har en bcc¹⁷ atom struktur, metaller med fcc¹⁸ atom struktur har ikke samme problemene med minusgrader (2).

¹⁷ Bcc står for body centered cubic, dette vil si at atomene er plassert som en kube, med et atom i midten og et i hvert hjørne.

¹⁸ Fcc står for face centered cubic, dette vil si at atomene er plassert som i en kube, i motsetning til bcc har ikke kuben et atom i senter av kuben, men heller et atom i senter av hver side.

For konstruksjoner som skal benyttes i et arktisk maritimt miljø må de designes etter de temperaturene som vil gjelde i aktuelle fartsområder, dette for å minimere kostnader. Kranen som denne oppgaven omhandler, vil bare bli benyttet til kyst fiske, og fiske opp mot Barentshavet. For å finne nødvendig designtemperatur blir det hentet ut værdata fra yr.no. Det finnes dessverre ingen værstasjon i Barentshavet. Så derfor blir dataene fra værstasjonen på Makkaur fyr benyttet. Dette fyret ligger ytterst i Båtsfjord svært tett opp mot aktuelt fartsområde.

Som det kommer fram av Figur 25 vil den kaldeste gjennomsnittstemperaturen være på -16.5°C (9), noe som vil være en naturlig bunnverdi for designtemperaturen. Denne noe høye temperaturen skyldes varme sjøstrømmer også kjent som golf strømmen. Sjøvannet vil hjelpe å holde temperaturen ganske stabil rundt dette nivået gjennom vinteren. Om man velger en designtemperatur på -20°C vil man ha en sikkerhetsmargin på 17.5% mot minimum snitttemperatur. Dette vil være den minste temperaturen som produsent går god for at kranen fungerer med tiltenkt funksjon. Alt bruk av kran når temperaturer lavere en minimum servicetemperatur vil bli gjort på kundens eget ansvar og prosjektleder fraskriver seg alt ansvar for eventuelle feil som kan oppstå.



Figur 25 Værstatistikk for Makkaur fyr hentet fra YR.no

Alle materialene som oppdragsgiver har spesifisert vil fungere svært godt da de har en atomstruktur som tilsier gode egenskaper i et arktisk maritimt miljø. Aluminium har til og med noen legeringer som har mulighet for forbedrede egenskaper under lave temperaturer. «Rustfritt stål» AISI¹⁹ 304 merker heller ikke noen negativ effekt av og bli utsatt for minusgrader.

3.3.2 Korrosjon

Korrosjon, også kjent som oksidasjon er en prosess hvor metaller går i fra en raffinert tilstand, mot sin naturlige, mer stabile tilstand (10). Mange metaller kan begynne og korroder bare de er i kontakt med fuktig luft, dette gjelder spesielt diverse typer konstruksjonsstål. Denne effekten blir forsterket mange ganger om man utsetter de for diverse substanser. Sjøvann med sin høye salt konsentrasjon er en av disse substansene som vil framskynde denne prosessen, da sjøvannet vil fungere som en elektrolytt mellom forskjellige metaller i konstruksjonen. Denne typen prosess vil ofte falle under kategorien galvanisk korrosjon. Materialer som er spesielt utsatt for dette vil være blant annet stål i kombinasjon med aluminium og aluminium i kombinasjon med kobber. På bakgrunn av dette burde det bli tatt stort hensyn til materialkombinasjon og materialvalg på

¹⁹American Iron and Steel Institute (Amerikansk Jern og Stål Institutt)

enkeltkomponenter når det endelige valget tas. Grunnet svært dårlig plass, og blant annet glideforinger vil det være tilnærmet umulig å elektrisk isolere komponentene fra hverandre, dette gjør at man blir avhengige av materialkombinasjoner som ikke vil påvirkes av galvanisk korrosjon.

Alle materialene som har blitt spesifisert fra oppdragsgiver gir en god motstand mot korrosjon hver for seg, men for aluminium kan det bli problemer når det være i kombinasjon med andre materialer. Blant annet innfestningen til stempler og lager kan gi stor risiko for korrosjon noe som skal unngås. Dette gjør at med tanke på korrosjon vil AISI 304 være det beste valget.

3.3.3 Mekaniske egenskaper

Flytspenningen er det punktet hvor materialet utsettes for så høy spenning at det går i fra en elastisk til en plastisk deformasjon. Dette vil si at man eksempelvis utsetter en bjelke for en så stor bøyekraft at man får en stor nedbøyning i bjelken, når kraften forsvinner, vil ikke bjelken gå tilbake til sin opprinnelige form, men en ny deformert konfigurasjon. Bruddspenning er den spenningen materialet tåler og utsettes for før man oppnår et brudd. Denne bruddgrensen burde i konstruksjoner som kraner, være en del høyere enn flytspenningen, blir disse to grenseverdiene for like kan man risikere at man får et brudd i konstruksjonen. Det som gjør slike brudd spesielt skumle er at de kommer uten noen forvarsel. Har man derimot en konstruksjon som har en bruddspenning som er høyere en flytspenningen vil man kunne observere store deformasjoner i kranen før man får et eventuelt brudd.

3.3.4 Aluminium 5052

5052 legeringen av aluminium (11) er en legering kjent for sine særdeles gode egenskaper når det kommer til motstand mot oksidasjon under påvirkning av sjøvann og andre kjemikalier. Denne legeringen mister ingen av sine mekaniske egenskaper etter å ha blitt sveiset. Dette er den legeringen som har den beste styrken blant alle aluminiumer som ikke er varmebehandlet. Maksimal servicetemperatur er på 65°C, den har ingen minimal servicetemperatur. Kjemisk sammensetning til materialet samt mekaniske egenskaper finnes i tabell 4 og 5.

Kjemisk sammensetning:

Kjemisk element	% Prosentandel i materialet
Mangan (Mn)	0.40 - 1.00
Jern (Fe)	0.40 maks
Kobber (Cu)	0.10 maks
Magnesium (Mg)	4.00 - 4.90
Silisium (Si)	0.0 - 0.40
Sink (Zn)	0.0 - 0.10
Krom (Cr)	0.05 - 0.25
Titan (Ti)	0.05 - 0.25
Annet (Individuelt)	0.0 - 0.05
Annet (Totalt)	0.0 - 0.15
Aluminium (Al)	Balanse

Tabell 7 Kjemisk sammensetning i aluminiumslegeringen 5083

Mekaniske egenskaper:

Egenskap	Verdi
Massetetthet	2.65 g/cm ³
Smeltepunkt	570°C
Termisk utvidelse	25 x 10 ⁻⁶ /k
Emodul	72 GPa
Varmeledsevne	121 W/m.K
Elektrisk motstand	0.058x10 ⁻⁶ OHM.m
Flytspenning	115 min MPa
Bruddstyrke	270 – 345 MPa
Brinell Hardhet	75 HB

Tabell 8 Mekaniske egenskaper for aluminiumslegering 5083

Denne legeringen fungerer veldig bra til sveising, men maskineringen av materialet er ikke like gunstig, siden alle deler skal enten vannskjæres, klippes eller knekkes vil ikke dette være noe problem. Materialet er godkjent til bruk i konstruksjon.

3.3.5 Aluminium T6 6061

(12) Denne legeringen er en varmebehandlet aluminiumslegering med gode sammenføynings egenskaper, den har og en veldig god stivhet og styrke. 6061 blir ofte benyttet innenfor skipsbygging, luftfart, rør, bil rammer, tog vogner og videre. Sammenlignet med 5083 har ikke denne legeringen like god motstand mot korrosjon, spesielt i galvanisk miljø. Kjemisk sammensetning til materialet samt mekaniske egenskaper finnes i tabell 6 og 7.

Kjemisk sammensetning:

Kjemisk element	% Prosentandel i materialet
Mangan (Mn)	0.0 - 0.15
Jern (Fe)	0.0 – 0.70
Kobber (Cu)	0.15 – 0.40
Magnesium (Mg)	0.80 - 1.20
Silisium (Si)	0.40 – 0.80
Sink (Zn)	0.0 – 0.25
Krom (Cr)	0.04 – 0.35
Titan (Ti)	0.0 – 0.15
Annet (Individuelt)	0.0 – 0.05
Annet (Totalt)	0.0 – 0.15
Aluminium (Al)	Balanse

Tabell 9 Kjemisk sammensetning i aluminiumslegeringen T6 6061

Mekaniske egenskaper:

Egenskap	Verdi
Massetetthet	2.70 g/cm ³
Smeltepunkt	650°C
Termisk utvidelse	23.4 x 10 ⁻⁶ /k
Emodul	70 GPa
Varmeledsevne	166 W/m.K
Elektrisk motstand	0.040 x10 ⁻⁶ OHM.m
Flytspenning	240 min MPa
Bruddstyrke	260 MPa
Brinell Hardhet	95 HB

Tabell 10 Mekaniske egenskaper for aluminiumslegeringen T6 6061

Aluminium T6 6061 er en legering med høy stivhet, den har gode egenskaper når det kommer til sveising, og ok egenskaper i henhold til maskinering. Denne legeringen er ikke like motstandsdyktig som 5052 mot oksidasjon. Flytegrensen til materialet ligger litt for nært bruddspenningen, dette i kombinasjon med at oksidering vil minske levetiden, gjør at man ikke vil anbefale denne legeringen til krankonstruksjonen. Materialet er derfor ikke godkjent til bruk i krankonstruksjonen.

3.3.6 AISI 304 Rustfritt stål

(13) Denne rustfritt stållegeringen er en av de mest benyttede legeringene i verden, den kan bli funnet i alt fra ølbryggeri, utstyr til medisinske implantater og vannkraner (13). Dette materialet har ekstremt gode egenskaper når det kommer til oksidasjons motstand og sveisbarhet. Materialet reagerer ikke like sterkt som aluminium på kontakt med diverse andre materialer vanligste reaksjon vil være en enkel misfarging av overflaten. Kjemisk sammensetning til materialet samt mekaniske egenskaper finnes i Tabell 11 og Tabell 12.

Kjemisk sammensetning:

Kjemisk element	% Prosentandel i materialet
Karbon (C)	0.03 maks
Mangan (Mn)	2.0
Silisium (Si)	0.75
Fosfor (P)	0.045
Svovel (S)	0.03
Krom (Cr)	18 - 20
Nikkel (Ni)	12
Nitrogen (N)	0.1

Tabell 11 Kjemisk sammensetning for stållegeringen AISI 304

Mekaniske egenskaper:

Egenskap	Verdi
Massetetthet	8.00 g/cm ³
Smeltepunkt	1400 - 1450°C
Termisk utvidelse	17,2 x 10 ⁻⁶ /k
Emodul	193 GPa
Varmeledsevne	16.2 W/m.K
Elektrisk motstand	0.072x10 ⁻⁶ OHM.m
Flytspenning	200 min MPa
Bruddstyrke	500 MPa
Brinell Hardhet	92 HB

Tabell 12 Mekaniske egenskaper for stållegeringen AISI 304

Dette materialet har særdeles god motstand mot oksidasjon og en bruddstyrke som er langt over flytespenningen. Det kan være tidskrevende og maskinere komponenter, men dette er ikke avgjørende. Sammenføynings egenskapene til materialet er svært gode, og det beholder sine gode mekaniske egenskaper under kaldere temperaturer. Materialet er godkjent til bruk i konstruksjon.

3.3.7 Konklusjon Materialvalg

Ut fra materialer spesifisert av oppdragsgiver er det i kandidatens mening at det vil være best og konstruere kranen i AISI 304, da dette vil føre til en minst mulig konstruksjon, som ikke reagerer i kontakt med andre typer metaller. Det har en høy flytegrense og en bruddstyrke som vil tillate en større deformasjon før man oppnår brudd. En annen fordel med stål over aluminium er at aluminium har en større tendens til å gi utmattelsesbrudd, i løpet av 1 million sykluser vil

bruddstyrken for aluminium kunne falle med opptil en tredjedel, noe som vil være særdeles ugunstig for en krankonstruksjon (14)

3.4 Simulering

Dette har vist seg å være en av de mer komplekse delene av prosjektet. De største problemene med å simulere en så stor sammensatt modell, er å få reelle resultater. Dette er på grunn av lokale maksima spenninger som kun oppstår i datamodeller. I tillegg er man nødt til å sette begrensninger til modellen, slik at den oppfører seg som sammensveist kran ville gjort.

Et komponent kontakt-sett er når man setter sammen flere små deler, og sier at kontakt-settet er limt, ved å gjøre dette vil man få en oppførsel lik hva man har med komponenter som er sveiset sammen. Den primære forskjellen fra virkeligheten vil være de urealistisk store spenningene som vil oppstå i skarpe hjørner da man får en overgangsradius lik null. Når man valgte kontakt-settene ble det samtidig bestemt at hvert sett ikke skulle meshes som en enhet, men alle delene skulle meshes uavhengig. Dette viste seg å helt være nødvendig for at programmet i det hele tatt skulle klare å meshe kranen.

I den aktuelle simuleringen ble kranen delt opp i 5 komponent kontakt-sett. Denne kontaktmetoden vil ha den effekten på modellen at den blir sett på som fem hoveddeler, istedenfor de mange delene de faktisk består av. Om man nå hadde kjørt simuleringen ved dette tidspunkt ville kranen falt i biter, hvor vær bit består av et kontakt-sett. For å forhindre dette, ble det benyttet en pinneforbindelse til å låse fast alle settene i hverandre. Denne forbindelsen ble satt i alle punkt hvor det i virkeligheten vil være bolteforbindelse. Grunnen til at kranen ikke ble simulert med modellerte bolter, er at man ikke får laget komponent kontakt-sett som ville gitt gyldige resultater. Det viste seg i tillegg det at man at man ikke klarte å kjøre simuleringen uten disse betingelsene. Det eneste man må huske på når man benytter denne pinneforbindelsen er at spenningene som oppstår rundt hullene vil i simuleringen være litt større enn hva man ville hatt i et reelt tilfelle.

Det neste som måtte gjøres var å spesifisere opplagringen, her var det veldig enkelt da man bare satte alle DOF lik 0 for fundamentets underside. Ved å gjøre dette får man en opplagring tilnærmet lik hva man har i reelle tilfeller hvor kranen er montert fast i et fundamentert punkt på dekk. Siden vinsjen som skal stå på kranen ikke ble tegnet i dette prosjektet, men ble tilsendt fra importøren som en STL fil var det umulig å benytte denne i simuleringen. Her ble det bestemt å sette en last lik egenvekten til vinsjen i det respektive innfestningspunkt. Denne lasten ble satt lik 530 Newton. Når lasten på 1 tonn skulle på føres enden av kranen var det viktig at det ble gjort på en slik måte at kranen oppfattet lasten på rett måte. Når man skal ha en last i et hull, kan man i SolidWorks ikke bare klikke på flaten i hullet og velge påfør last. Dette vil gjøre at hullet ikke kan deformeres slik det ville gjort i et reelt tilfelle. For å gjøre en mest mulig korrekt simulering ble det valgt og tegne inn en simuleringsbolt. Denne bolten gikk mellom de to hullene i innfestningene, samt det stakk en sylindrisk flate vertikalt nedover. Her ble da lasten på 1 tonn pluss en sikkerhetsfaktor på 1.33 påført. Denne lasten ble rundet av til totalt 13300 Newton.

Mens alle de forskjellige faktorene ble fastsatt ble det kontinuerlig kjørt test-simuleringer. Det tok i alt 3 uker fra simuleringsdelen av oppgaven ble startet, før man hadde funnet alle innstillingene som skulle til for å få et godkjent resultat. Under test-simuleringene ble meshen satt til draft, denne funksjonen gjør at man får langt færre noder, disse er lineære, samt at DOFen til simuleringen blir langt mindre. Den eneste grunnen dette ble gjort var for å spare tid under testsimuleringene, da en simulering med draft mesh kan ta 10 minutter, mens samme simulering hvor man setter Jacobian punkter ved nodene kan ta så lang tid som 4 timer og simulere. Under de siste simuleringene ble det valgt å sette Jacobian punktene ved nodene, dette gjør at man får som nevnt tidligere en mesh av en langt høyere kvalitet. Måten den forbedrede kvaliteten oppnås

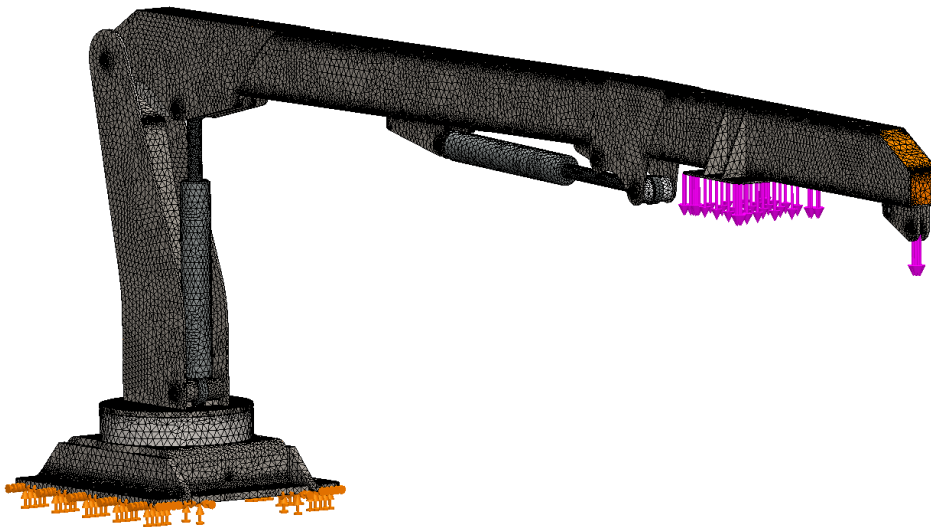
på, er at nodene vil legge seg mye finere rundt ujevn geometri, samt det vil være betydelig flere noder, og dette vil igjen da gi et mye bedre bilde av spenningen i konstruksjonen.

Litt info om meshen som ble benyttet under de siste simuleringene:

Mesh detaljer	
Mesh type	Blandet Mesh
Mesh brukt	Kurvatur-basert mesh
Jacobian punkter	På Noder
Max element størrelse	10mm
Minimum mesh størrelse	2mm
Total antall noder	2328946 stk.
Total antall elementer	1416613 stk.
Re-mesh deler som feilet og meshe	På

Tabell 13: Mesh detaljer for simulering av assembly

Resultatet av simuleringen viste seg å være ganske problematisk for prosjektleder. Ved flere anledninger hadde oppdragsgiver gitt uttrykk for at kranen skulle konstrueres i at stål av legeringen 304. Problemet med denne legeringen er at den har en særdeles lag flytespenning. Noe som resulterte i at blant annet måtte rørene måtte dimensjoneres veldig opp i tykkelse. Normalt sett skulle ikke dette gitt noen større problemer. Men da det ikke finnes noen produsenter i Europa, som lager rektangulære rør av denne kvaliteten tykkere en 8mm, ble det fort en umulighet å lage en godkjent kran i dette materialet. Uten å legge alt for mye arbeid i produksjonen.



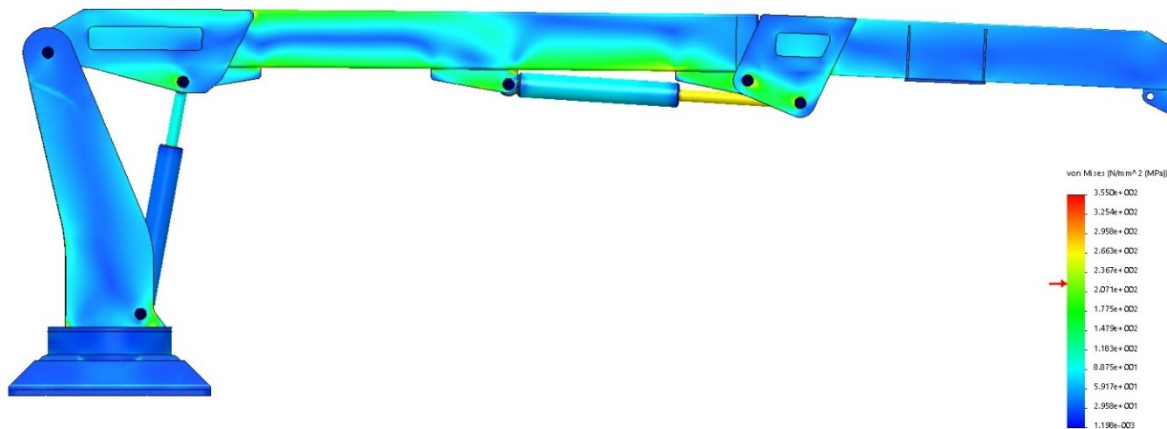
Figur 26: Ferdig meshet krankonstruksjon

Det ble sett på flere forskjellige typer materialer som hadde egenskapene som man ønsket til kranen. Blant annet alle forskjellige typer stål-legeringer, populært kalt 1400-legeringene, disse består av mange varianter lik 304-legeringen. I tillegg ble det sett på forskjellige typer aluminium, spesielt legeringer innenfor 6000 serien. Det ble avdekket flere problemer med alle de forskjellige alternativene, eksempelvis kom man fram til at om man benyttet 304 stål var man avhengig av å forsterke store deler av kran-konstruksjonen. Dette vil medføre en stor økning i kranens egenvekt, noe som man virkelig ønsker å unngå. Om man benytter aluminium må man ha en sterk legering med høy flytespenning, problemet med dette er at man: nr.1 ikke kan få levert disse legeringene hos bedriftens leverandører, nr.2 man får ikke maskinert aluminiumen med bedriftens maskiner, nr.3 det er særdeles vanskelig og utføre sammenføyningsarbeid med legeringer som ikke er standard.

Her ble det tilslutt konkludert med at for å få en kran som ikke koster urimelig mye, eller med en særdeles høy egenvekt, samt være enkel og rimelig å produsere, var man nødt til å ha en bredere blikk over materialer som kunne brukes.

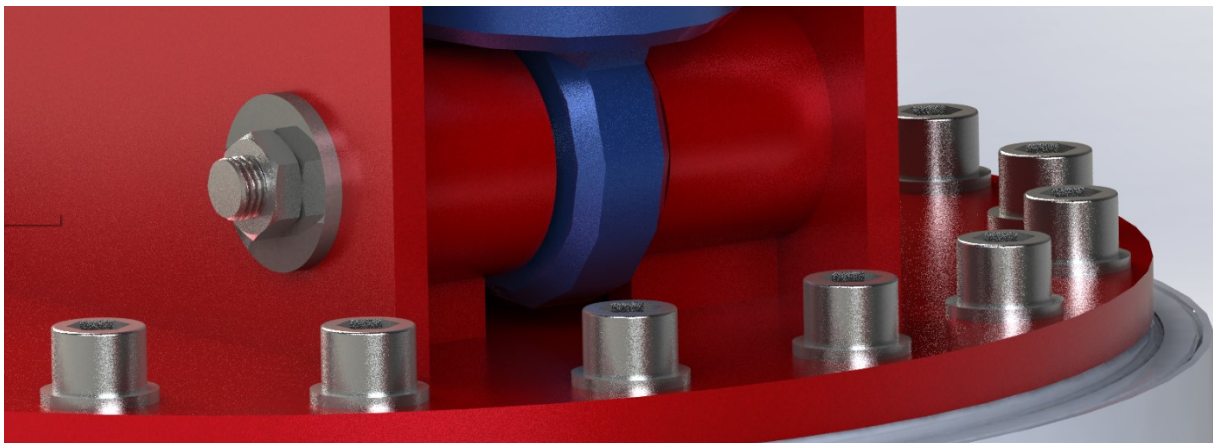
Etter en dialog med oppdragsgiver ble det bestemt å se på stållegeringer som ikke nødvendigvis var rustfri. Disse har ofte en flytspenning opp mot 40% høyere enn hva man har i 304 legeringen. Men det er flere ting man må ta hensyn til, det viktigste for det aktuelle produktet vil være at stålet har en legering som tåler kulde.

Beslutningen falt på stålet S355J2, dette er et stål som har en servicetemperatur på -20°C , dette vil si at slagseigheten er dokumentert uendret (27 joule) ned til en temperatur på -20° . Og en flytespenning på 355 MPa, dette er en økning i flytespenningen på 1.7 ganger i forhold til 304 legeringen. Materialet er veldig lett og bearbeide, samt sammenføye med tradisjonelle sveisemetoder. Når dette materialet ble valgt ble simuleringen kjørt på nytt, denne simuleringen viste at det ikke var noen komponenter i kranen som hadde over 300 MPa spenning, dette vil da si at kranens design var godkjent i henhold til styrke. Den totale sikkerheten mot brudd i konstruksjonen vil da ende på 1.57.



Figur 27: Første godkjente kran simulering

For at konstruksjonen skulle bli godkjent måtte det i tillegg til materialvalg gjøres flere endringer i geometrien til kranen. Blant annet måtte det plasseres støtter under innfestningen til sylindren i fundamentet. Dette ble gjort grunnet store spenningsoppbygginger i sidene til fundamentet. Det ble og laget et større hull mellom stemplet og platen montert til giret, dette ble gjort slik at vann dreneres mer effektivt, og man unngår islomme i designet se Figur 28.

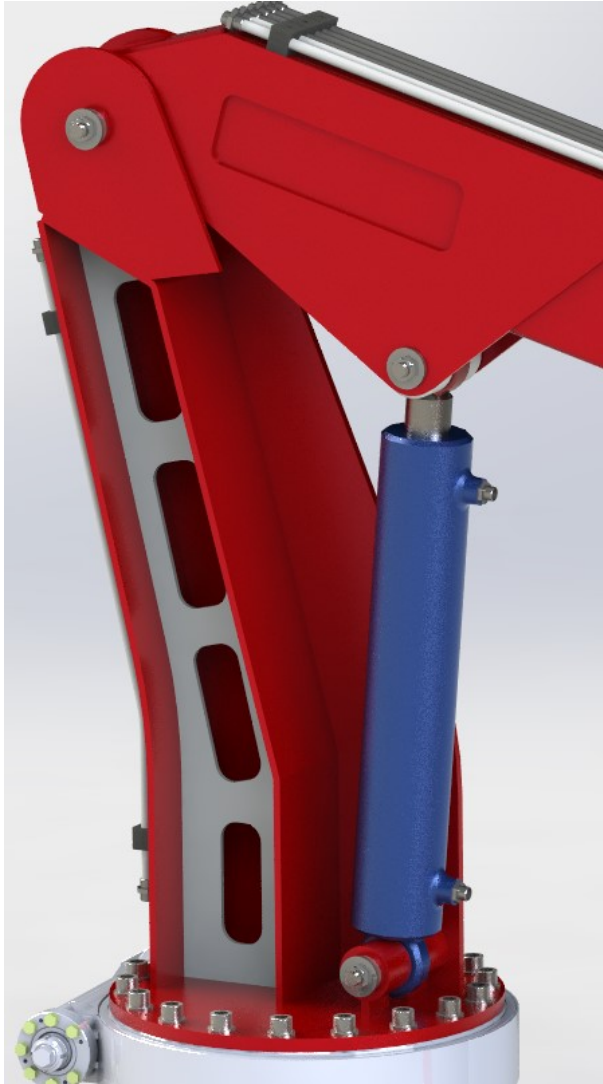


Figur 28: Oppstøtting av stempel i fundament

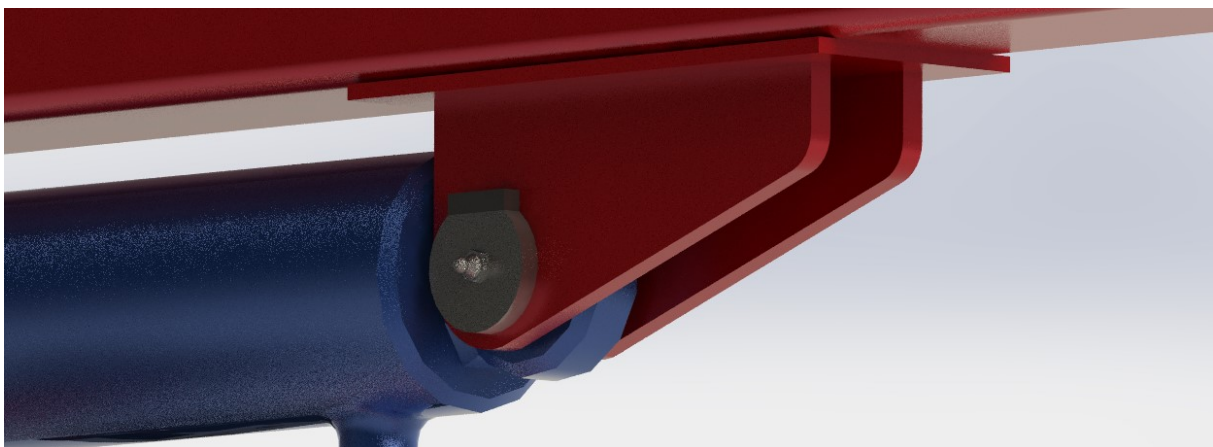
Det øvre fundamentet hadde i all hovedsak to punkter som måtte ses på. Det første var at hele fundamentet hadde en tendens til og flekse under ekstreme påkjenninger, i tillegg ville man få svært store spenninger i midt platen til fundamentet. For å motvirke dette ble det satt inn en plate med utskjæringer som fungerer som en indre avstiving. Utsparingene i platen ble satt slik at det var store hull det det var små krefter, og visa versa se Figur 30 for bilde av platen. Vidre hadde ørene hvor innfestningen til bommen er, en tendens til og flekse for mye under sideveis påkjenning. Løsningen på dette ble å sette inn doblingsplater. Etter disse ble påmontert kom spenningene i fundamentet ned til et akseptabelt nivå.

Andre ting som måtte endres var sideplatene til bommen, i de første simuleringene ble det svært store spenninger i overgangen fra bom til plate. Her ble platene forlenget, samt det ble laget utskjæringer i platene. Utskjæringene var kun for å spare vekt, og ikke for det estetiske. Når platene var endret var spenningene i bommen nesten helt borte, prosjektleder gikk ut fra at de gjenværende spenningene skyltes at mellom platen og røret var overgangsradiusen lik null. Dette tatt i betraktning ble konstruksjonen godkjent her etter disse endringene.

For at selve bommen skulle tåle de store moment kreftene overført av stemplet var det to alternative fremgangsmåter. Enten måtte tykkelsen på ørene økes til 15mm, dette fordelte kraften mellom øre og bom ok, men vekten ble for høy. Det endelige alternative ble og sette de to ørene på en doblingsplate, som ville fungere som en kraftspreder. Denne løsningen var sirka 20% lettere enn den førstnevnte. Når den var blitt implementert og simulert viste resultatet at løsningen var godkjent se Figur 29.



Figur 30: Diverse forsterkninger av konstruksjon



Figur 29: Ekstra oppbygning av stempelfundament på bom

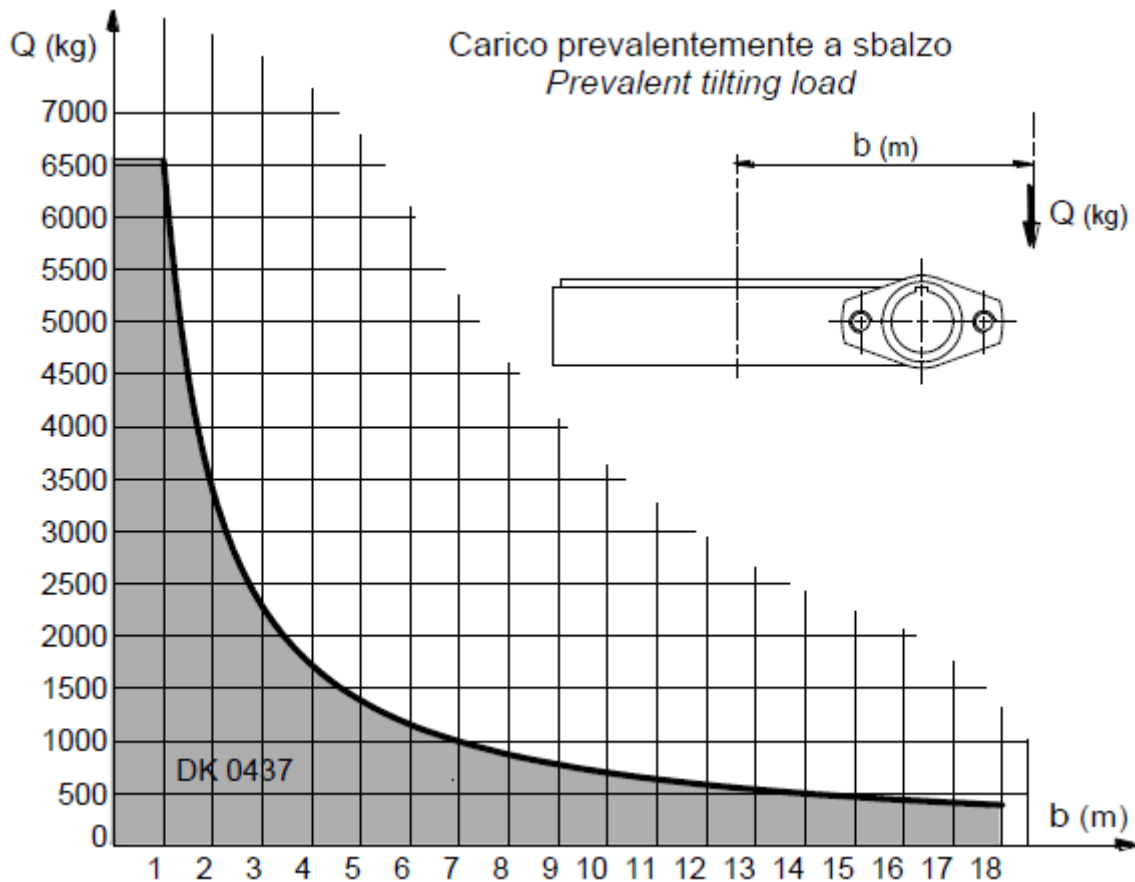
3.5 Sving gir – inkludert motor

De vanligste sving-gir alternativene når man skal designe en kran er, - svingkrans og stempel gir. Begge alternativene er god etablerte i markedssegmentet, og er så å si de eneste girene som blir sett på kraner om bord i båter. Men begge gir typene har enkelte bakdeler med design og funksjon. Svingkransgiret har den ulempen at det er svært vanskelig å få en trang pasning, noe som igjen forårsaker stor slakk og dødgangen i kranen, dette vil bli forsterket jo lengre bommen på kranen er.

På land har ikke dette så mye og si, men på en båt i bevegelse kan det utgjøre mange titalls centimeter med sving i hengende last. For det andre alternative, stempelsving gir, er problemet at det er svært plasskrevende. På hver side av giret stikker det ut store stempler, i varierende lengder. For båter i den størrelsesorden som oppgavens kran er designet for, vil dette være særdeles ugunstig.

Under forstudiet ble det funnet et alternativ som oppdragsgiver anser som akseptabelt. Dette alternativet er et snekke gir levert av produsenten Meta Hydraulic. Et snekegir kan beskrives som et helt vanlig tannkrans-gir, bare at motoren ikke er montert vertikalt, men horisontalt. Motoren står montert på en mateskru, som igjen driver rundt selve svinggiret. Siden man har en mateskru vil det alltid være flere tenner i inngrep, slik at man får en trangere pasning, og mindre slakk i konstruksjonen.

Det er svært enkelt å dimensjonere et slikt gir, da det i databladet følger med en graf, som viser last per meter, se Figur 31 for eksempel på slik graf.

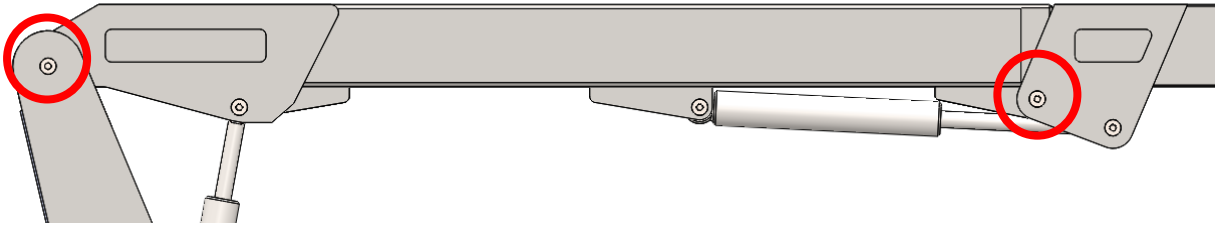


Figur 31: Graf over momentmotstand DK 04370 gir

Det viktigste og huske på når man dimensjonerer et slikt gir vil være å få med alle de reelle kreftene som vil virke på kranen. Dette inkluderer bommens egenvekt, med stempler og alt tilbehør, i tillegg til løftekraften med pålagt sikkerhetsfaktor. I dette tilfellet utgjør disse kreftene samme lasttilfelle som om man hadde hatt en enkel last på 1457 kg på 4 meters avstand. Om man ser på Figur 31 kommer det fram at dette giret vil være godkjent til bruk, da det tåler krefter opp mot 1700 kg på 4 meter. Valget av gir faller derfor på Meta Hydraulic GRDK04370.

3.6 Lager-foringer

I konstruksjonen vil det bli benyttet lager to plasser, dette er da utenom svinggiret og stemplene. Disse to plassene er da i bakre kranbom, se markert med rød sirkel i Figur 32. Det har vist seg at en av de tingene som oftest blir nedprioritert hos fiskere er vedlikehold. Derfor skal det benyttes tilnærmet vedlikeholdsfrie lager, oftest referert til som glidelager (bushing bearing). Ved bruk av denne typen foringer vil man fjerne risikoen ved at lagrene kan låse seg, noe som er en reel fare for vanlige kulelager.



Figur 32: Plassering av bronseforing

Når disse lagrene skal dimensjoneres gjøres det veldig enkelt. Først tar man innvendig diameter og ganger med lengden på foringen. Dette vil gi en sirka størrelse på 1/3 av den totale overflaten i foringen. Deretter deler man kraften man har i punktet, på det arealet man har regnet seg fram til. For denne kranen vil det bli benyttet Ø40mm bolter, lengden på foringen er 40mm. Hvert punkt markert med rødt vil ha 2 foringer, dette betyr at opplagringskreftene vil og bli delt på to her formelen for å finne hvor mange MPa bronseforingene må tåle blir da.

$$\sigma = \frac{F}{2 \cdot A} = \frac{F}{2 \cdot D \cdot L}$$

For det fremre foringssettet får man:

$$\sum ma = 13300N \cdot 1.322m + 637N \cdot 0,6m + 530N \cdot 0,5m - F \cdot 0,19m = 0$$

$$\sigma = \frac{F}{2 \cdot A} = \frac{95946N}{2 \cdot 40mm \cdot 40mm} = 29 MPa$$

Hver foring i den fremre konstruksjonen må tåle en spenning på 29 MPa.

For det bakre foringssettet får man:

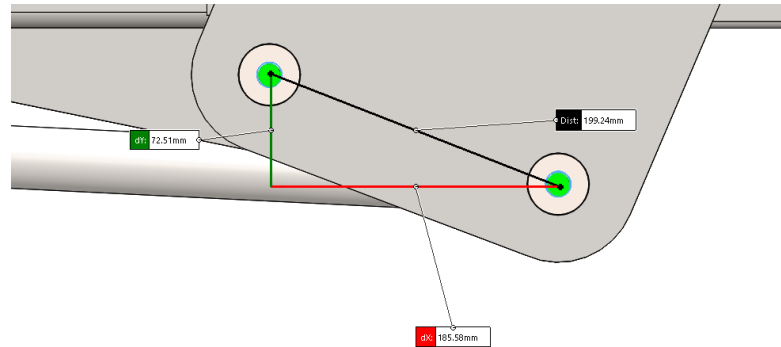
$$\sum ma = 14293N \cdot 3,457m - F \cdot 0,47 = 0$$

$$\sigma = \frac{F}{2 \cdot A} = \frac{105129N}{2 \cdot 40mm \cdot 40mm} \approx 33MPa$$

Hver foring i den bakre konstruksjonen må tåle en spenning på 33MPa

3.7 Begge hydrauliske sylindre

Fremre sylinder



Figur 33: Avstand mellom aksling og rotasjonsakse

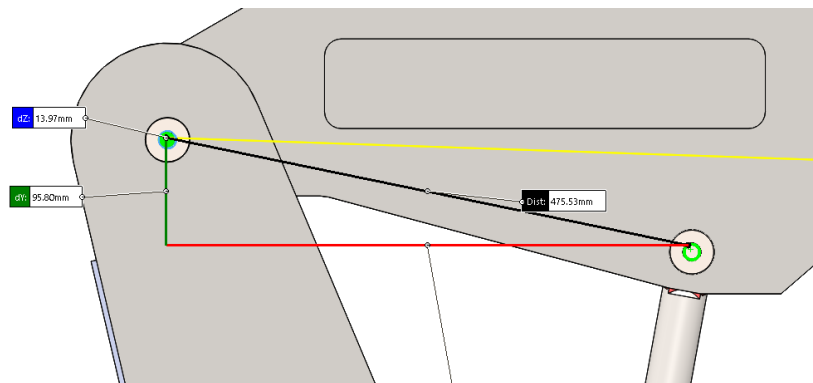
Her blir skyvekraften som kreves av sylindere i den mest krevende posisjonen beregnet, alle posisjoner ut over denne vil resultere i en mindre påkjenning for stemplet.

$$\sum ma = 13300N \cdot 1,5m + 637N \cdot 0,6m + 530N \cdot 0,5m - F \cdot 0,072m = 0$$

$$F = 286072N = 29\text{tonn}$$

Det ble dømt ikke holdbart Figur 33. Avstanden mellom øvre og nedre sylinderbolt ble derfor flyttet slik at man fikk 21 cm «svingarm» dette reduserte da det totale kraftbehovet til 10 tonn, for at stemplet som med ytterdiameter Ø80mm og stempelstang diameter Ø40mm skal levere denne kraften, trenger det 200 bar hydraulisk trykk. Standard trykk ombord i båter ligger rundt 200 bar, så dette er innenfor de toleransene som opereres med. Det går og å gå opp i stempeldimensjon til DØ100-dØ50, dette stemplet leverer 15 tonn ved 200 bar, dette vil gjøre det nødvendig med bare 140 mm svingarm for å takle kreftene. Nødvendig slaglengde er 55 cm.

Bakre sylinder



Figur 34: Avstand mellom bakre sylinder og rotasjonsakse

Her blir skyvekraften som kreves av sylindere i den mest krevende posisjonen beregnet, alle posisjoner ut over denne vil resultere i en mindre påkjenning for stemplet.

$$\sum ma = 13300N \cdot 4m + 2020N \cdot 2m + 530N \cdot 3m - F \cdot 0,475m = 0$$

$$F = 12625N = 12\text{tonn}$$

Dette er i likhet med eksemplet over dømt ikke holdbart i henhold til en sylinder som løfter 10 tonn Figur 34. Om man flytter sylinderfestet 10 cm fram, får man en svingarm på sirka 600 mm. Når dette er gjort får man da en nødvendig stempelkraft på 10 tonn. Dette leverer Ø80-Ø40 stemplet på 200 bar. I likhet med det fremre stemplet kan man gå opp til er DØ100-dØ50 stempel, gjør man dette trenger man bare en svingarm på 400mm. Her ble det siste alternativet valgt, dette ble valgt siden man ønsker og kunne sammen folde kranen mest mulig. Hadde man bestemt seg for den lengre svingarmen måtte man øke slaglengden på stemplet for og nå kravet om 70° løft av bommen, og dette ville gjort at man da ikke kunne legge kranen tilstrekkelig sammen. Nødvendig slaglengde er 55 cm.

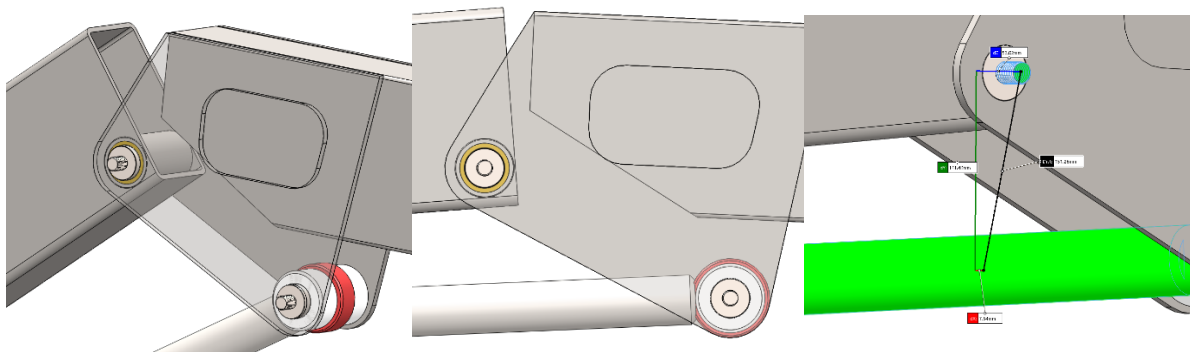
3.8 Knekkledd

En av de tingene som viste seg å være vanskeligst og få konstruert er knekkleddet. Under førsteutkastet, slik det så ut på de tidligere figurene, hadde man et knekkledd som fungerte. Men etter stemplene ble dimensjonert kom det fram at noe måtte endres. Utfordringen ble da å få et knekkledd med tilstrekkelig avstand fra stemplet, slik at man oppnådde minimumslengden på svingarmen som er 25 cm for det minste stemplet, og 14 cm for det største. Her ble det bestemt at siden man ønsker best mulig sammenfolding av kranen var man nødt til å gå for et større hydraulisk stempel, slik at man måtte minimum ha en avstand mellom stempelstang og rotasjonsakse på 14 cm. Noe som viste seg og ikke være helt problemfritt og få til.

Det ble prøvd svært mange metoder for å få plass til dette, men prosjektleder følte det ikke var noen alternativer som var estetisk fine nok. Originalt var rotasjonsaksen til knekkleddet plassert under bomrøret. Dette var slik at man kunne folde kranen tilnærmet helt sammen.

Når det kom fram at det var nødvendig å øke avstanden mellom rotasjonsaksen og stemplet, måtte det velges mellom og flytte rotasjonsaksen inn i bomrøret, eller forlenge skyv platen hvor stemplet er festet. Etter litt uttesting å simulering falt valget på å flytte rotasjonsaksen. Dette var siden det ikke var ønsket å miste noe av kranens evne til å sammen-folde seg.

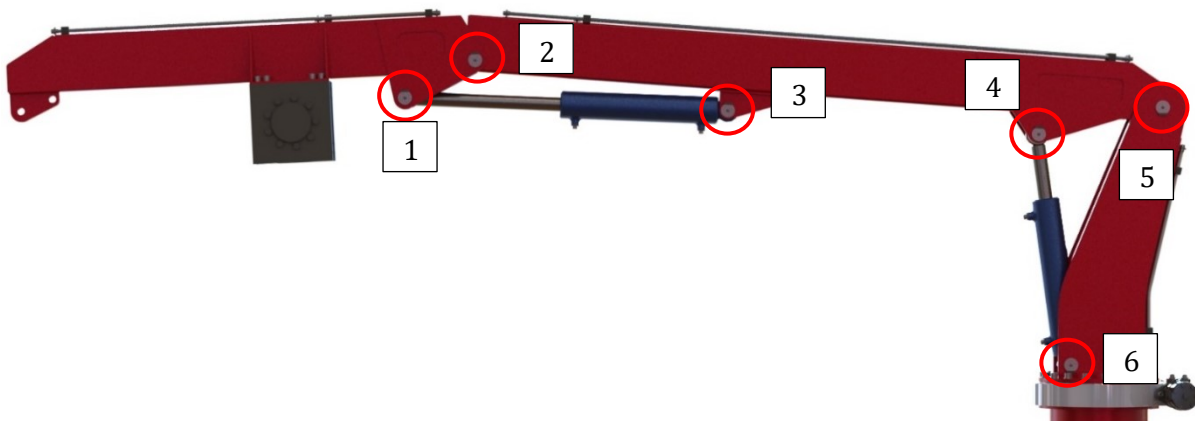
For å få den ønskede funksjonen ble det i tillegg nødvendig og skråskjære det fremre bomrøret. Vinkelen her ble satt til å matche de andre skråkuttete sidene. Dette valget ble tatt slik at man får ned antallet forskjellige deler som behøves, da man her kan benytte samme plate til å dekke hullet i røret, som man har på de andre rørene. Bildene under viser det optimaliserte designet av knekkleddet.



Figur 35: Utseende til det nye knekkleddet

3.9 Bolteforbindelser

Når boltene i konstruksjonen nå skal dimensjoneres skal de sjekkes for både bøyne, og skjærspenning. Materialer som boltene dimensjoneres etter vil tilsvare 8.8 kvalitets skruer, flytspenningen til denne kvaliteten skruer regnes enkelt ut ved $8 \times 8 \times 10 = 640 \text{ N/mm}^2$. Boltene i giret, samt boltene i vinsjen skal ikke dimensjoneres. Grunnen til dette er at komponentene kommer ferdig gjenget fra produsent. Her går derfor prosjektleder ut fra at produsentene har beregnet selv hvor store krefter som vil oppstå, og dimensjonert skrue dimensjonen etter dette. Siden stemplene har blitt dimensjonert slik at de har lik skyvekraft, resulterer dette at man vil og ha lik spenning i alle bolter, for lokasjon på alle bolter se Figur 36.



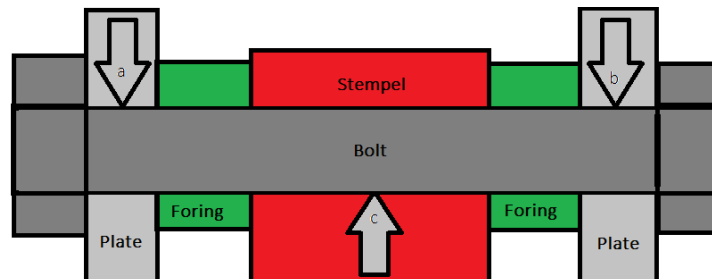
Figur 36: Alle bolteforbindelser i krankonstruksjonen

Dette gjør at man bare trenger å regne ut kreftene i en bolt, for så å benytte dataen finner her til dimensjonering av de andre boltene. Det ytterste leddet på kranen kan anses som en bjelke med to laster se figur 30. Last en angriper på 1.5 meter, og last to på 0.8 meter. Lasten på 0.8 meter tilsvarer egenvekten til bommen samt vinsjen, dette utgjør en estimert last på 121 kg. Laster som angriper på 1.6 meter vil være 1000 kg, begge disse lastene blir ganget med sikkerhetsfaktoren på 1.33. Dette gir da ligningen:

$$\sum ma = 13300N \cdot 1,5m + 637N \cdot 0,6m + 530N \cdot 0,5m - F \cdot 0,14m = 0$$

$$F = 147122N = 15\text{tonn}$$

Denne kraften vil bli del på begge sider av bolten i platene, slik det er beskrevet i Figur 37. Det denne figuren illustrerer er den ferdige sammensetningen i et snitt. Man har en gjennomgående bolt, denne bolten ligger an mot en sideplate i hver ende, på innersiden har man foringen som fungerer som mellomlegg slik at stemplet illustrert med rødt, blir låst helt av. Denne sammensetningen vil i praksis bare bli utsatt for radielle krefter, og ingen sidekrefter.



Figur 37 Illustrasjon av hvor kreftene vil angripe bolten

Bolten som skal benyttes i konstruksjonen er av fasthetsklasse 8.8, denne bolten har en bruddspenning lik $8 \cdot 8 \cdot 10 = 640 \frac{N}{mm^2}$, for å fastsette dimensjon på bolten må man da sette inner-radien på skruen R_i lik følgende:

$$R_i = \sqrt{\frac{\frac{147112 N}{640 \frac{N}{mm^2}}}{\pi}} = 7,947 mm \approx 8.55 mm$$

Dette gir en minimum diameter på skruen lik $\varnothing 16$ mm, dette representerer den desidert minste diameteren som kan være på skruen. Minimum diameter med tanke på bøyepening bestemmes ut fra følgende ligning:

$$\sigma_{bolt} = \frac{M_b}{W_x} = \frac{F \cdot a \cdot 32}{2 \cdot \pi \cdot d^3} \quad (1.1.1)$$

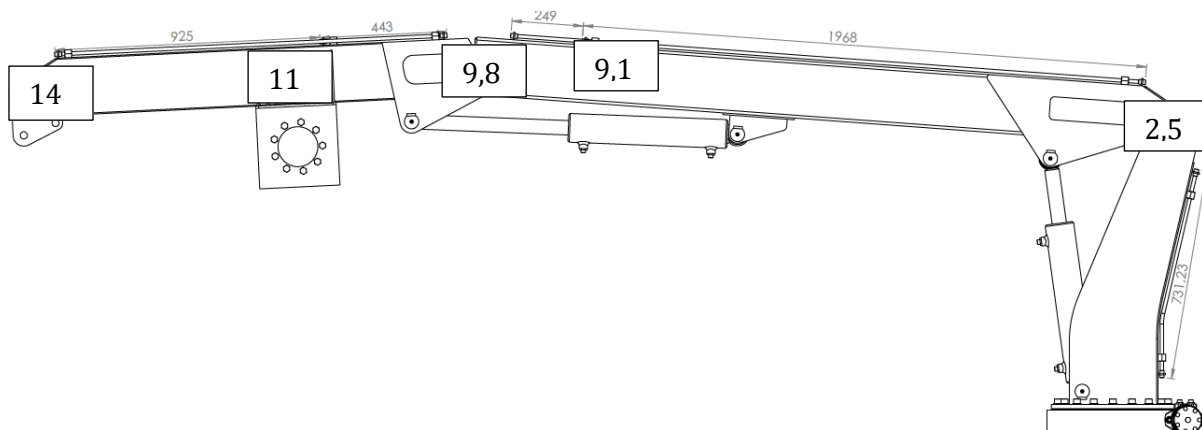
Her er F kraften som angriper gjennom bolten 147kN, a er lengden på foringen 45mm, sigma er tilatt spenning i bolten, denne er lik 640MPa. Og tilslutt har vi d som er diameter på bolten. Om man snur formelen med hensyn på d finner vi at den minste diameteren som bolten kan ha er

$$d = \sqrt[3]{\frac{147122 N \cdot 45 mm \cdot 32}{2 \cdot \pi \cdot \sigma}} = 37,48 mm$$

Dette tilsvarer da den desidert minste diameteren på bolten som vil gjøre at man ikke får deformasjon i bolten under last. Stemplet trenger en bolt som er $\varnothing 40$ mm, så denne diameteren blir valgt, dette gir en sikkerhet på 1.6 mot bøyning i bolten. Vidre vil dette tilsvare en sikkerhetsfaktor på 7,2 mot skjærbrudd i bolten. Ut fra dette blir det bestemt at alle boltene merket av i Figur 36, må være at minimum dimensjon $\varnothing 40$ mm og av en kvalitet lik 8.8

3.10 Hydraulikk

For å finne dimensjonen på hydraulikkørerne som skal benyttes blir det benyttet et Excel skjema som kommer fra en av leverandørerne til Lorentzen Hydraulikk . Skjemaet beregner trykkfall, ut fra hvordan diameter som velges på hydraulikkørerne, samt hvor stort oljebenhov man har per minutt. Trykket i anlegget er på 220 bar. Stemplene trenger 195 bar, vinsjen trenger 190 bar, - og kraftblokken trenger mellom 180 – 190 bar. Den komponenten som krever mest olje er vinsjen, denne trenger 50 liter/min for å ha full utnyttelse. Når man legger inn kravet til oljemengde i Excel får man ut at om man benytter $\varnothing 12$ mm rør med innvendig diameter på $\varnothing 9$ mm blir trykkfallet 3,48 bar/meter.

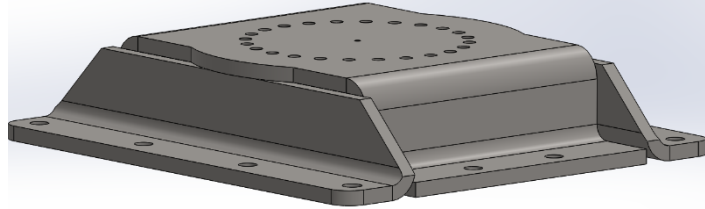


Figur 38: Trykkfall over rørene i kran-konstruksjonen

I Figur 38 ser man kranen med mål på alle rør, punktene som er merket av er lengden på rørene, samt trykkfall for hvert punkt. Dette vil si at man har ved første punkt et trykkfall på 2,5 bar, ved det første stemplet har man 9,1 bar i trykk fall. Ved vinsjen har man 11 bar i trykkfall, og til slutt ved innfestningen til kraftblokken har man 14 bar trykkfall. Siden det ikke var noen komponenter som trengte over 200 bar, og det største trykkfallet er på 14 bar, så kan man da si at det vil holde med Ø12mm rør. Lasteholdeventilene kunne ikke dimensjoneres på dette tidspunkt.

3.11 Fundament

Det originale fundamentet til kranen var det som ble benyttet i den tidligere krankonstruksjonen. Det var et enkelt og solid design, som var lett å montere i båter. Men med dette designet vil man slite med å kunne kunde tilpasse kranene. Styrkemessig viste det seg at fundamentet, laget i aluminium 5052



Figur 39: Det gamle fundamentet til kranen

var noe i svakeste laget Figur 39. Vidre er det vært å nevne at siden fundamentet var så lavt, ville kranen og være lav, total høyde med det gamle fundamentet var rundt 1.2 meter.

Her foreslår prosjektleder at man skal omarbeide fundamentet totalt. For å kunne forbedre tilpasnings graden til produktet, gjøres fundamentet om til et rør. Ved å ha et rør som fundament vil man i hvert enkelt salg, kunne tilpasse høyden på kranen, etter spesifikasjoner gitt av kunden. Man vil og kunne levere rør med varierende diameter. En annen positiv ringvirkning vil være at man får et utseende som er svært likt de mange hundre kaikranene Lorentzen Hydraulikk har levert langs norskekysten gjennom flere tiår.

For at fundamentet skal tåle de kreftene som ønskes er det viktig at dette blir dimensjonert. Ved hjelp av enkel fasthetslære beregnes motstandsmomentet ved bøyning i cm^3 . Veggtykkelsen settes til 5 mm.

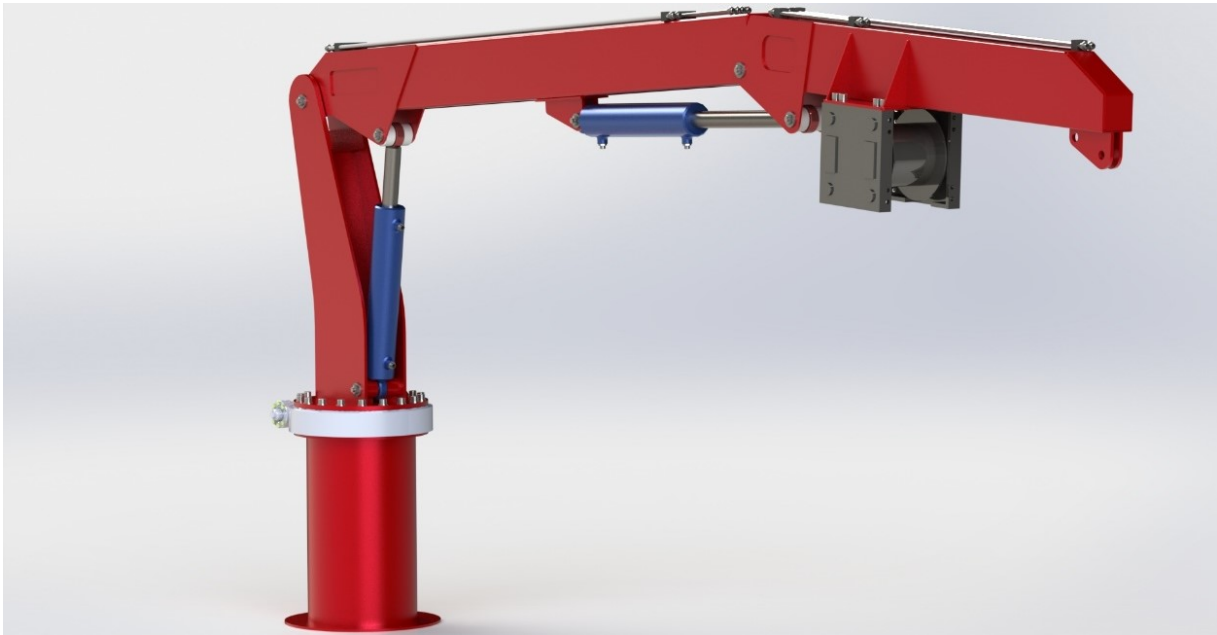
$$W_x = W_y = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{35^4 - 34^4}{35} = 460 \text{ cm}^3$$

$$M_b = F \cdot l = \sum m a = 13300N \cdot 4m + 2020N \cdot 2m + 530N \cdot 3m = 58830Nm$$

$$\sigma_b = \frac{58830Nm}{460cm^3} = 127 \frac{N}{mm^2}$$

Den minste rørtykkelsen som kan benyttes til fundamentet vil være 1,75 tiendedels millimeter. Dette er en urealistisk tykkelse på fundamentet, men det forteller at man kan benytte alle slags rør, uten å være redd for svikt grunnet moment belastning.

Figuren under viset foreløpig design, med det nye fundamentet. I utgaven sett i Figur 40 under har man en høyde på fundamentet lik 620 mm, dette gir en total høyde på kranen lik 1.6 meter. Denne høyden kan som nevnt justeres, slik at man får en spesialtilpasset høyde for hver enkel kunde.

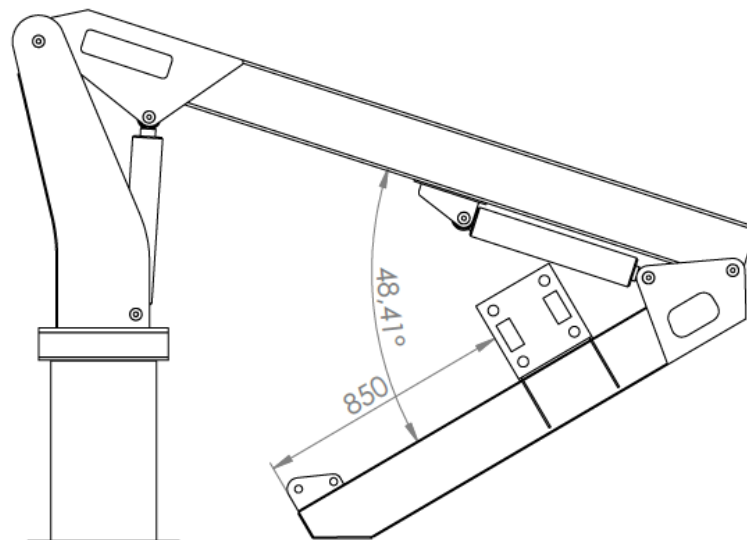


Figur 40: Det endelige designet til krankonstruksjonen og fundamentet

3.12 Bomvinsj, inkludert bolter

Framme på kranen skal det monteres en vinsj. Plasseringen til denne skal være så langt bak mot knekkleddet som er mulig. Det må tas høyde for at kranen skal klare å knekke tilstrekkelig sammen uten at det blir konflikt mellom vinsj og sylinder se figur 27. Vinsjen som skal benyttes er bestemt av oppdragsgiver. Dette er en BWF 1000 levert av Brevini.

Denne har en løftekraft på 1000 kg på alle lag, og leveres med telleverk på trommelen som sørger for at man aldri har mindre en 3 tørn²⁰ med wire igjen på vinsjen. Trykket som skal til for å få full utnyttelse er 190 bar, noe som er godt under kravet spesifisert tidligere i oppgaven på 220 bar. Egenvekten til vinsjen er på 55 kg.

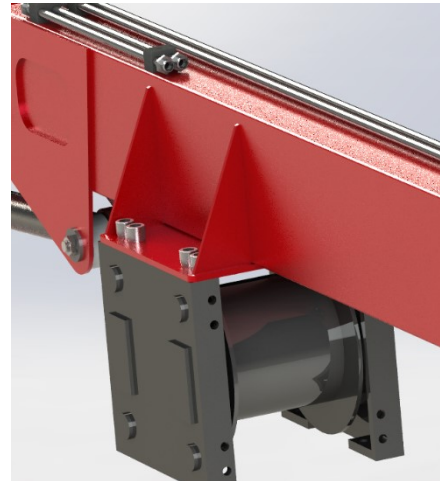


Figur 41 Plassering av vinsj på kranen

²⁰ Tørn er et uttrykk for omdreininger med wire, tau og lignende.

Den minimale vinkelen på sammen-knekkingen er satt til 48°-50°, med denne vinkelen er det nødvendig at vinsjen plasseres minimum 850 mm fra enden på bommen se Figur 41, dette gjør slik at man kan knekke leddet tilfredsstillende sammen, uten at vinsjen kommer i konflikt med stemplet.

Måten vinsjen blir festet til bommen vil være en brakett, dette gjør slik at man vil kunne selge kraner enten med eller uten vinsj, noe som vil være en stor fordel med tanke på at enkelte fiskere vil bruke kranen eksklusivt for oppheng av kraftblokk. Braketten som vinsjen festes i blir laget i 8mm plate se Figur 42.



Figur 42 Ferdig konstruert brakett for vinsj

3.13 Optimalisering av design med tanke på produksjon

Gjennom hele designprosess en har det blitt lagt et stort fokus på at det som blir tegnet skal kunne produseres, og dette på en enklest mulig måte. For å få til dette ble det lagt stor vekt på toleranser, sveisbarhet, samt mulighet for å få skjært deler, kappet rør osv. For oversikt over arbeidstegninger, se vedlegg 6.7. På mange måter kan man sammenligne DFM tankegangen, med en Lean tankegang. Det handler i all hovedsak om å unngå unødvendig sløsing med tid og materialer, samt effektivisering av prosesser, så langt dette går.

Material form

Alle delene som skal dreies har blitt gitt en slik størrelse at de passer i alle dreie benkene. I tillegg har det vært et stort fokus på å benytte dimensjoner på bolter, rør og lignende som man vet Norskstål har på lager. Ved å gjøre dette klarer holdes produksjonstiden lav. Tid blir spart både under produksjon, og maskinering av deler. Man slipper og at man betaler ekstra for stål, som bare blir dreid²¹ bort.

Toleranser

For at monteringen skal foregå på en smertefri måte, må toleranser innføres på produktet. Eksempelvis skal alle bolter som dreies, må kunne enkelt monteres i lagrene hvor de skal, men de må ikke ha slakk i seg, da dette vil forårsake uønsket slitasje. Toleransene blir ikke innført under selve CAD 3D modelleringen, men heller i etterkant når arbeidsstengingene ble utarbeidet i 2D. Alle deler skjæres med litt overmål på noen titalls millimeter, da hull og lignende har vist seg å ofte bli litt trangere enn hva som er spesifisert før skjæring. Alle deler som skal maskineres etter skjæring, skal blir skjært for å effektivisere denne prosessen.

Design og utforming

Rent design messing har det vært et fokus på at det skal være enkelt og montere sammen kranen, det skal være enkelt og utføre vedlikehold og lignende. I tillegg er kranen designet slik at man ikke trenger og ta noen spesielle hensyn under montering og sveising.

²¹ Dreining er en maskineringsprosess hvor man fester material evnet i en stor roterende bakke. Man fjerner så material ved hjelp av et skjær.

4 Konklusjon



Figur 43: Endelig design på kranen

Oppgaven gikk ut på å konstruere en kran, som skulle være en god arvtaker til den tidligere solgt kraftblokk-kranen. Kranens rekkevidde skulle økes fra 2 til 4 meter og den skulle konstrueres med et knekkledd. Designet skulle tillate at bommen ble løftet rundt 70° mot horisontal akse, og kranen skulle kunne rotere 360° mot fundamentet. I tillegg til dette skulle det under designprosess en gjøres en vurdering av designet med tanke på arktisk maritimt design.

Figur 43 viser det endelige designet. Kranen er konstruert og dimensjonert for å tåle en last på 1 tonn på 4 meter, og dette med en sikkerhetsfaktor på over 1.33, denne sikkerhetsfaktoren ble hentet ut fra DNV standard 2.22. Sikkerhetsfaktoren gjelder forøvrig alle komponenter på kranen, inkludert stempler, gir og hydraulikk.

De eneste komponentene som ikke er modellert er de hydrauliske slangene, samt lastholdeventilene som skal stå på stemplene, og vinsjen. Ved at man benytter stål S355J2 legering til material, vil man være sikret en kran som skal ha lang levetid når det kommer til styrke og



Figur 44: Eksplosjonstegning av krankonstruksjonen

utmattelse. Glidelagrene i bronse vil sørge for et minimalt behov av vedlikehold, samt en lang levetid. Det er laget opplegg for smurning i alle boltene, dette er mest for og presse ut forurensninger som vil oppstå av friksjonen mellom lager og bolt. For at det øvre kranfundamentet skulle tåle påkjenningen som det blir utsatt for, ble det lagt inn en plate med utskjæringer i, som blir sveiset fast inni fundamentet. Hoved sammensetningen ble kun simulert å ikke hånd-regnet på. Denne avgjørelsen ble tatt da sammensetningen ble såpass kompleks at det ville være vanskelig og gjøre en numerisk kalkulasjon av tilstrekkelig høy kvalitet. Mens simuleringene pågikk ble det konstant gjort mindre endringer, helt til man oppnådde en godkjent konstruksjon. Det har videre blitt laget blant annet løftekraftdiagram og smøreskjema se vedlegg 6.5-6.6 for disse. Både 6.5 og 6.6 skal følge med en eventuell kranbok.

Alle materialer er valgt etter hvor sterke de er, vekt, tilgjengelighet, samt hvor godt de takler de arktisk maritime klimaet som de utsettes for. Til sammen består kranen av over 270 deler, og har en totalvekt på like over 400 se Figur 44. Alle delene er spesialdesignet for og tåle de krefter og spenninger som de blir utsatt for.

Service intervallet på kranen er satt til 5 år, denne tiden kan bli minket om kundene ikke følger anbefalingen om og smøre opp kranen en gang i uken, vist kranen er i daglig bruk. For kart over smørepunkter, se vedlegg 6.6

5 Vidre arbeid

Det gjenstående arbeidet vil hovedsakelig ligge i oppfølging av produksjon, samt være med på testing av prototype om bord i båt. Ut fra funn her burde kran designet revideres, slik at alle problem som blir avdekket kan rettes opp i. Grunnet manglende simuleringsverktøy ble det ikke gjort noen grundig analyse med tanke på utmattelsesbrudd. Prosjektleder anbefaler at dette blir gjort før produktet settes i produksjon.



6 Vedlegg

6.1 Utregninger av spenninger i tversnitt

$$b_r := 100 \text{ mm} \quad h_r := 100 \text{ mm} \quad b_t := 100 \text{ mm} \quad h_t := 50 \text{ mm} \quad y_{ct} := 16.5 \text{ mm}$$

$$A_t := \frac{b_r^2}{2} = (5 \cdot 10^3) \text{ mm}^2 \quad b_{ri} := 88 \text{ mm} \quad h_{ri} := 100 \text{ mm} \quad b_{ti} := 82 \text{ mm} \quad h_{ti} := 41 \text{ mm}$$

$$y_{cti} := 14 \text{ mm} \quad A_{ti} := \frac{b_{ti}^2}{2} = (3.362 \cdot 10^3) \text{ mm}^2$$

$$I_{\text{rektangel}} := \frac{b_r \cdot h_r^3}{12} = (8.333 \cdot 10^6) \text{ mm}^4$$

$$I_{\text{indrektangel}} := \frac{b_{ri} \cdot h_{ri}^3}{12} = (7.333 \cdot 10^6) \text{ mm}^4$$

$$I_{\text{trekant}} := \frac{b_t \cdot h_t^3}{36} + A_t \cdot \left(y_{ct} + \frac{h_r}{2} \right)^2 = (2.246 \cdot 10^7) \text{ mm}^4$$

$$I_{\text{indretrekant}} := \frac{b_{ti} \cdot h_{ti}^3}{36} + A_{ti} \cdot \left(y_{cti} + \frac{h_{ri}}{2} \right)^2 = (1.393 \cdot 10^7) \text{ mm}^4$$

$$I_{\text{tot}} := (I_{\text{rektangel}} + 2 \cdot I_{\text{trekant}}) - (I_{\text{indrektangel}} + 2 \cdot I_{\text{indretrekant}}) = (1.806 \cdot 10^7) \text{ mm}^4$$

$$b_r := 100 \text{ mm} \quad h_r := 200 \text{ mm} \quad b_{rn} := 88 \text{ mm} \quad h_{rn} := 188 \text{ mm}$$

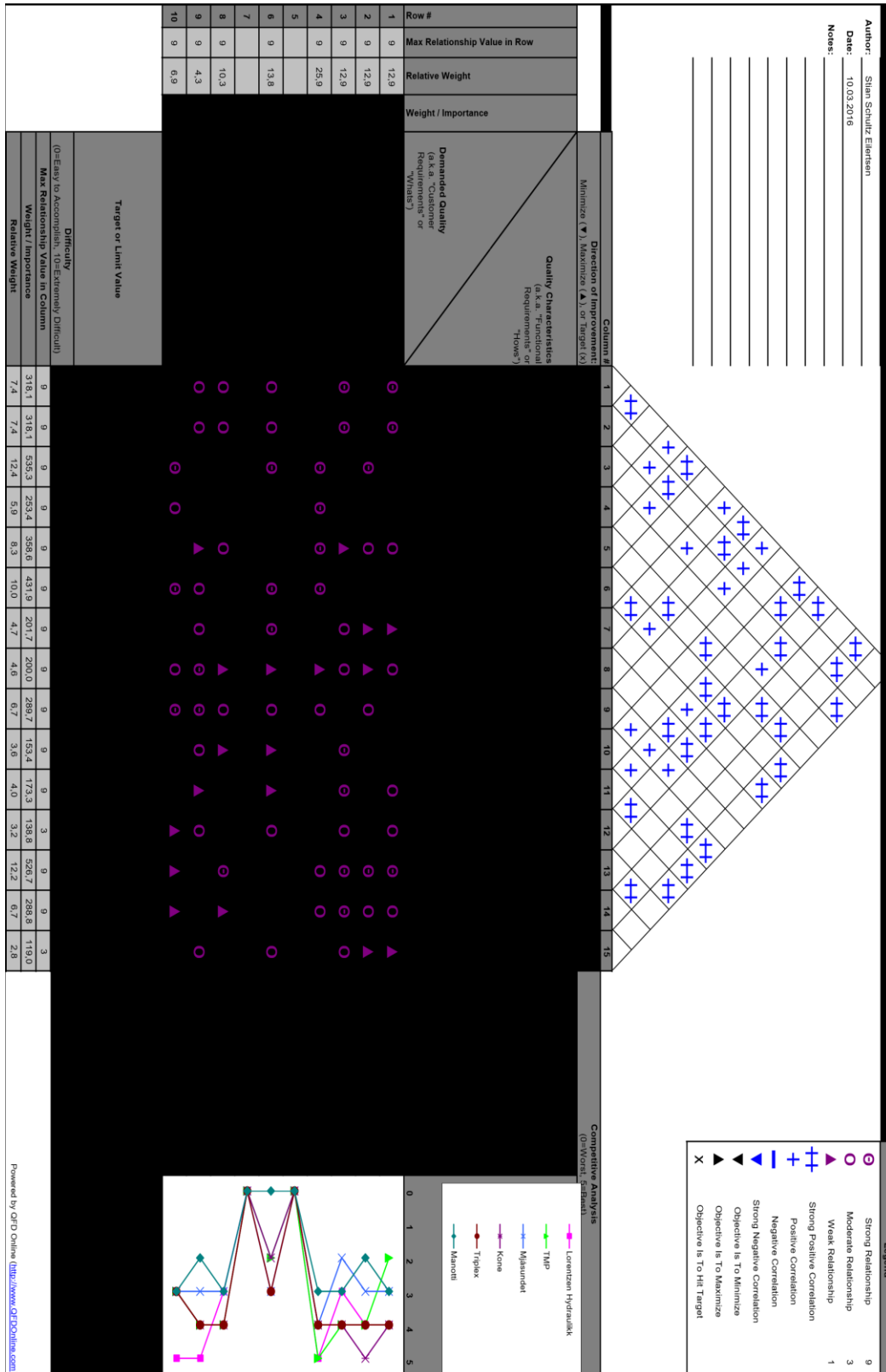
$$I_{\text{rektangelstandard}} := \frac{b_r \cdot h_r^3}{12} - \frac{b_{rn} \cdot h_{rn}^3}{12} = (1.794 \cdot 10^7) \text{ mm}^4$$

$$F := 1000 \text{ N} \cdot \text{m} \quad Y := 100 \text{ mm}$$

$$\text{Rektangel} := \frac{F}{I_{\text{rektangelstandard}}} \cdot Y = 5.574 \text{ MPa}$$

$$\text{Hexagon} := \frac{F}{I_{\text{tot}}} \cdot Y = 5.537 \text{ MPa}$$

6.2 House of quality



6.3 Utregning av kraftbehov i Sylindre

Cylinder Beregning		
	Dato	19.06.2016
<u>Kunde:</u>	Kolberg Caspary Lautom A/S	
<u>Att:</u>	Stian Schultz Eilertsen	
-		
<u>Cyl. Type:</u>	Cyl. Kraften er beregnet ud fra en virkningsgrad på 0,98	
<u>Sikkerhed:</u>	<u>Sikkerheds faktor mod udbøjning:</u>	6,0
<u>Data:</u>	<u>På hydraulikcylinderen:</u>	
-	Arbejdstryk i + retning (bar)	200
-	Arbejdstryk i - retning (bar)	200
-	Cylinder Diameter D (mm)	100
-	Stempelstang Diameter d (mm)	50
-	Slaglængde L (mm)	1250
-		
<u>Del resultater:</u>	<u>Stempel arealer på den valgte cylinder:</u>	
-	Stempel areal på + siden (mm ²)	7854
-	Stempel areal på - siden (mm ²)	5890
-		
<u>Resultater:</u>	<u>Kraften som cylinderen yder:</u>	
-	Kraften i + retning (N)	153938
-	Kraften i - retning (N)	115454
-		
-	Kraften i + retning (kN)	153,9
-	Kraften i - retning (kN)	115,5
-		
-	Kraften i + retning (kg)	15692,0
-	Kraften i - retning (kg)	11769,0
-		
-	Kraften i + retning (Tons)	15,69
-	Kraften i - retning (Tons)	11,77
-		
	<u>Olie volume i cylinderen:</u>	
	A-side (Liter)	9,82
	B-side (Liter)	7,36



6.4 Trykkfall i rør

Pipe Dimention:

Røde tall forandre.

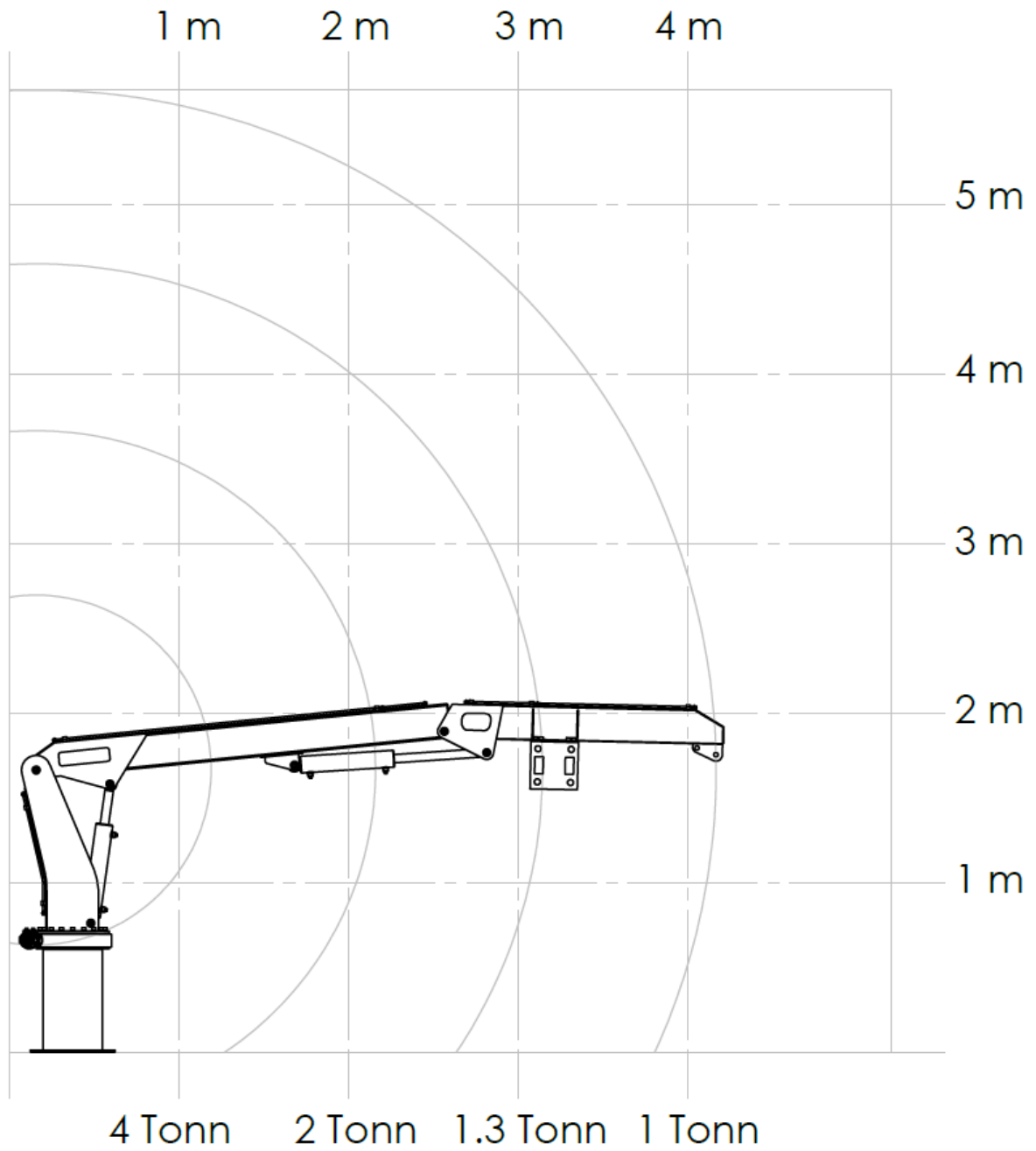
Oil Flow, l/min.:	100	50	2	
Oil Velocity, m/sec.:	6	11,7566	0,424413	2,020202
Pipe Inner Diameter mm.:	18,80632	9,5	10	4,583498
Pipe square, mm ² :	277,7778	70,88218	0,785398	16,5
Density of Oil, kg/dm ³ :	0,9	0,9		
Viscosity of Oil, cSt:	32	32		
Reinholds:	3526,185	3522,752		289,3622
Trykkfall pr. m., bar:	0,353049	2,683993	0,001476	0,003068

Velocity

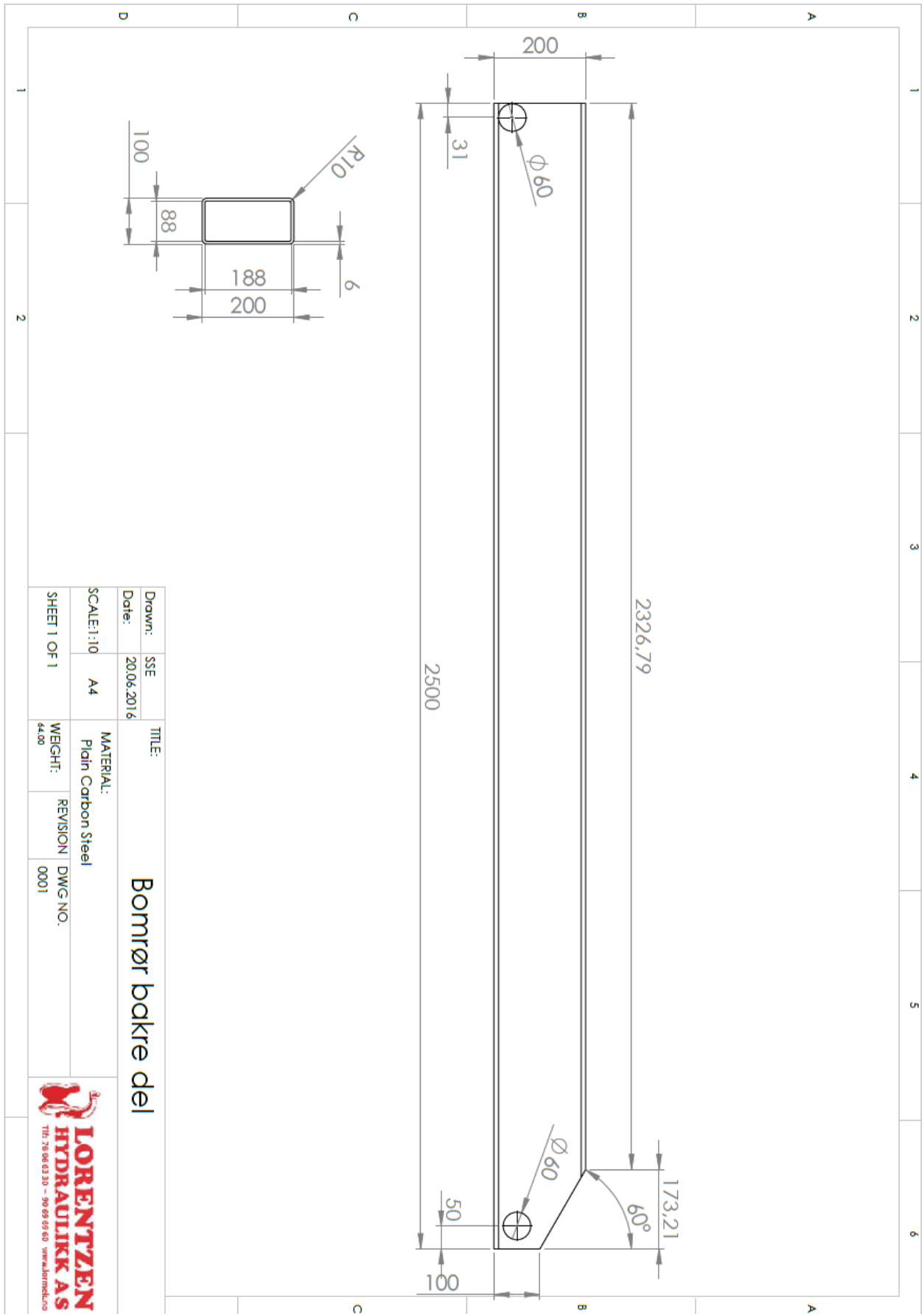
Suction line:	0,5-0,8 m/sec
	1,5
Suction line with pressure:	m/sec
	2-4
Return line:	m/sec
	2-4
Pressure line below 100 bar:	m/sec
Pressure line below 400 bar:	3-12 m/sec (6 m/sec)

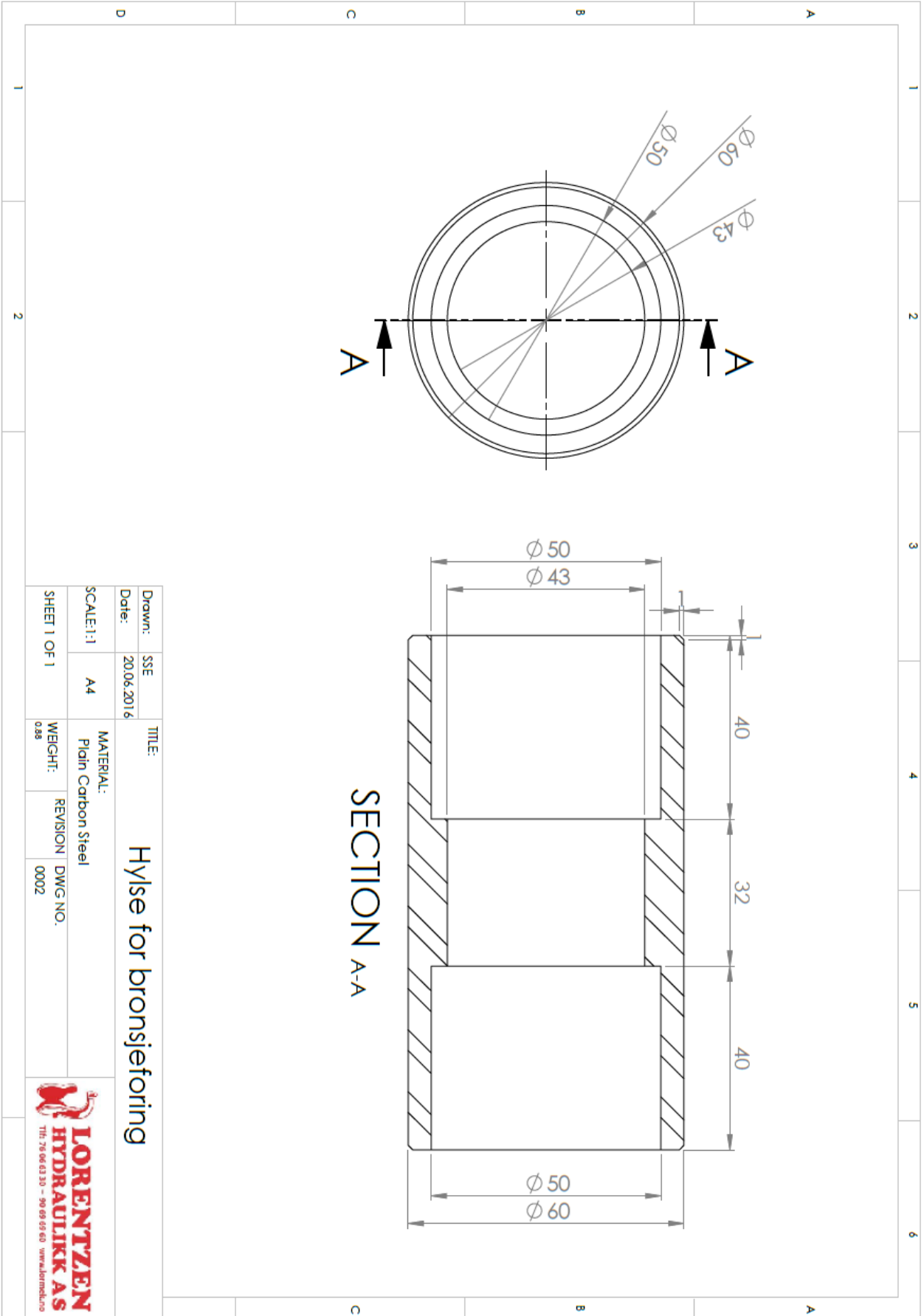
6.5 Løftekraft diagram

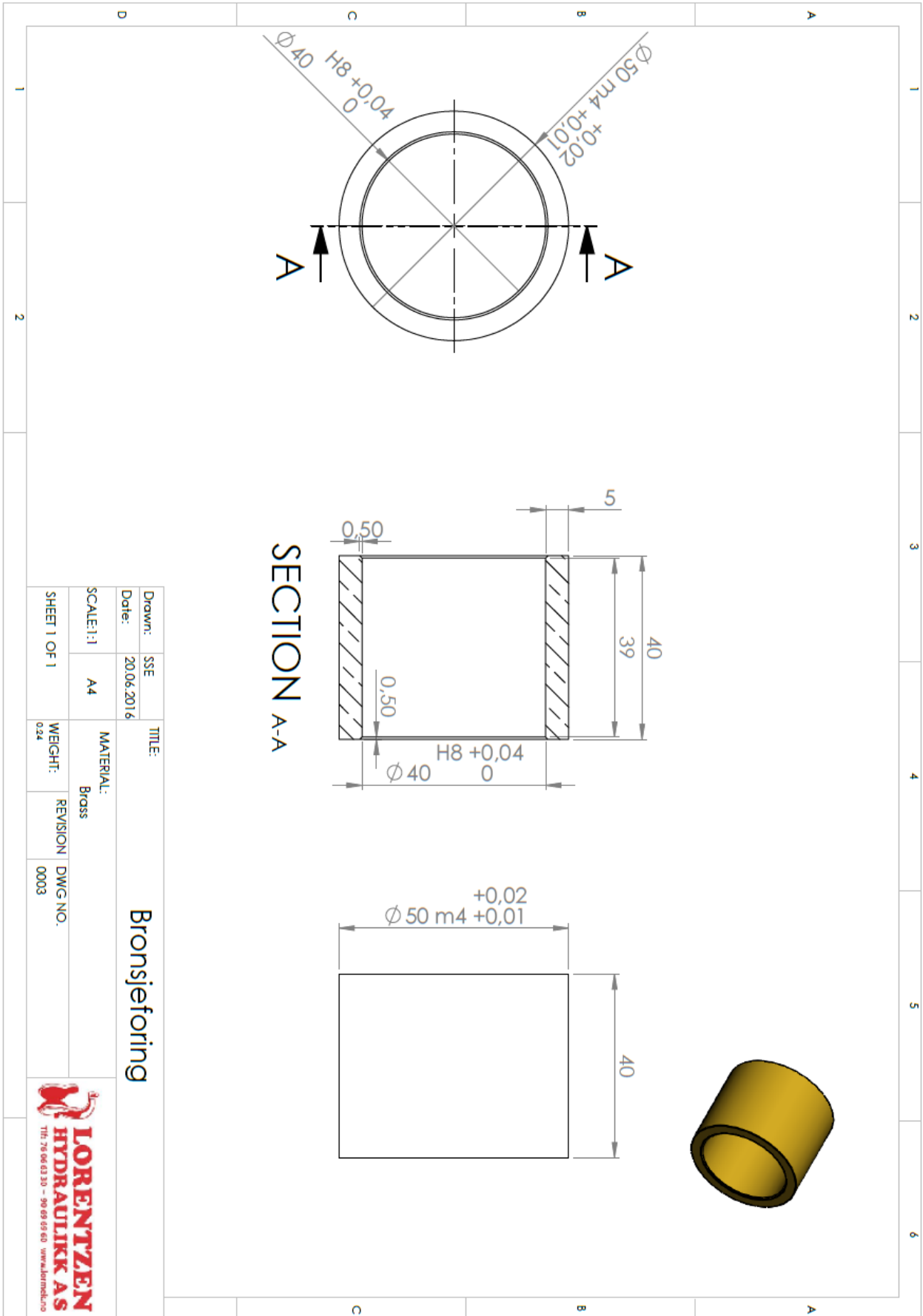
Figuren viser løftekraft per meter. Sirklene illustrerer rotasjonsaksen til kranen.

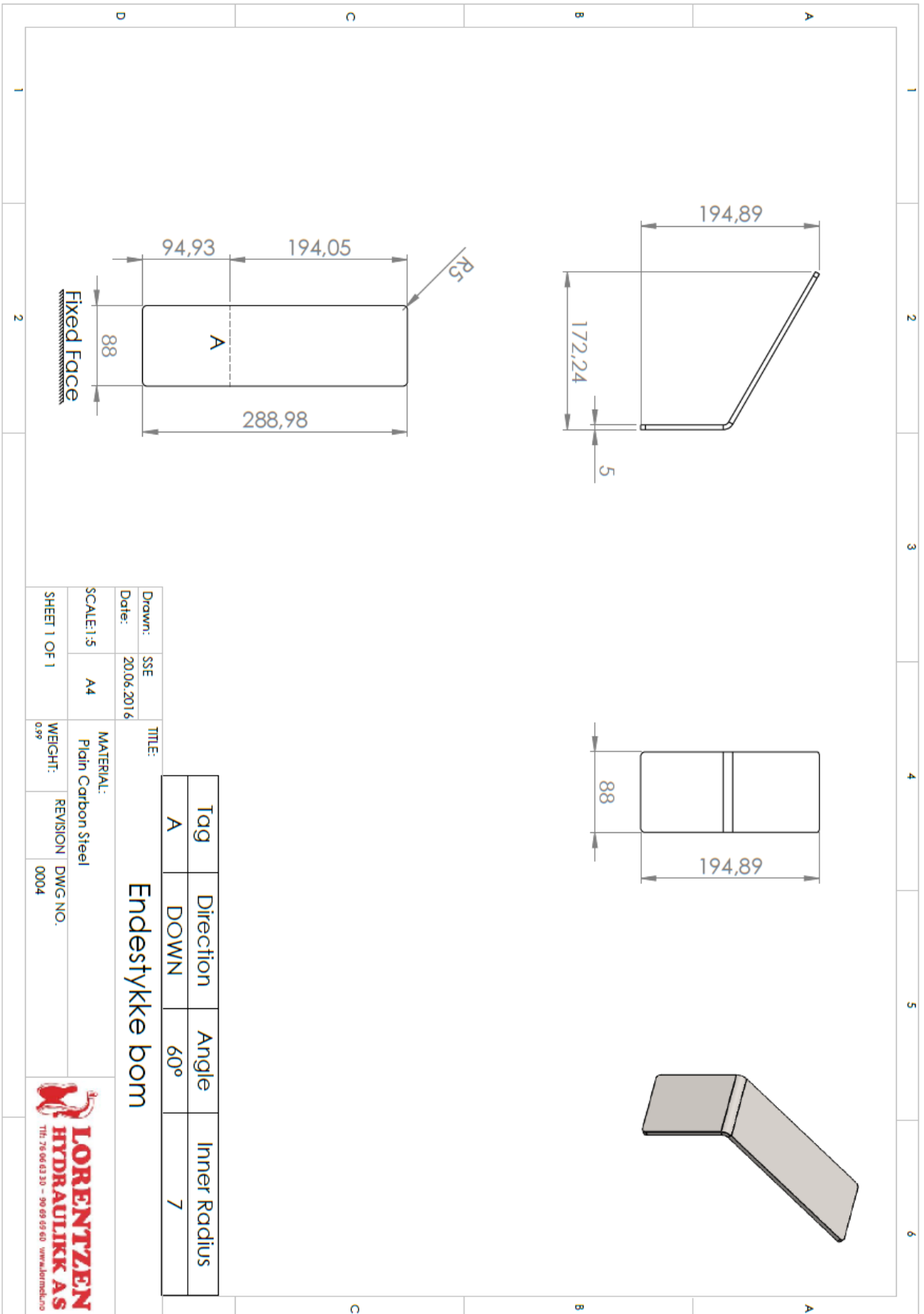


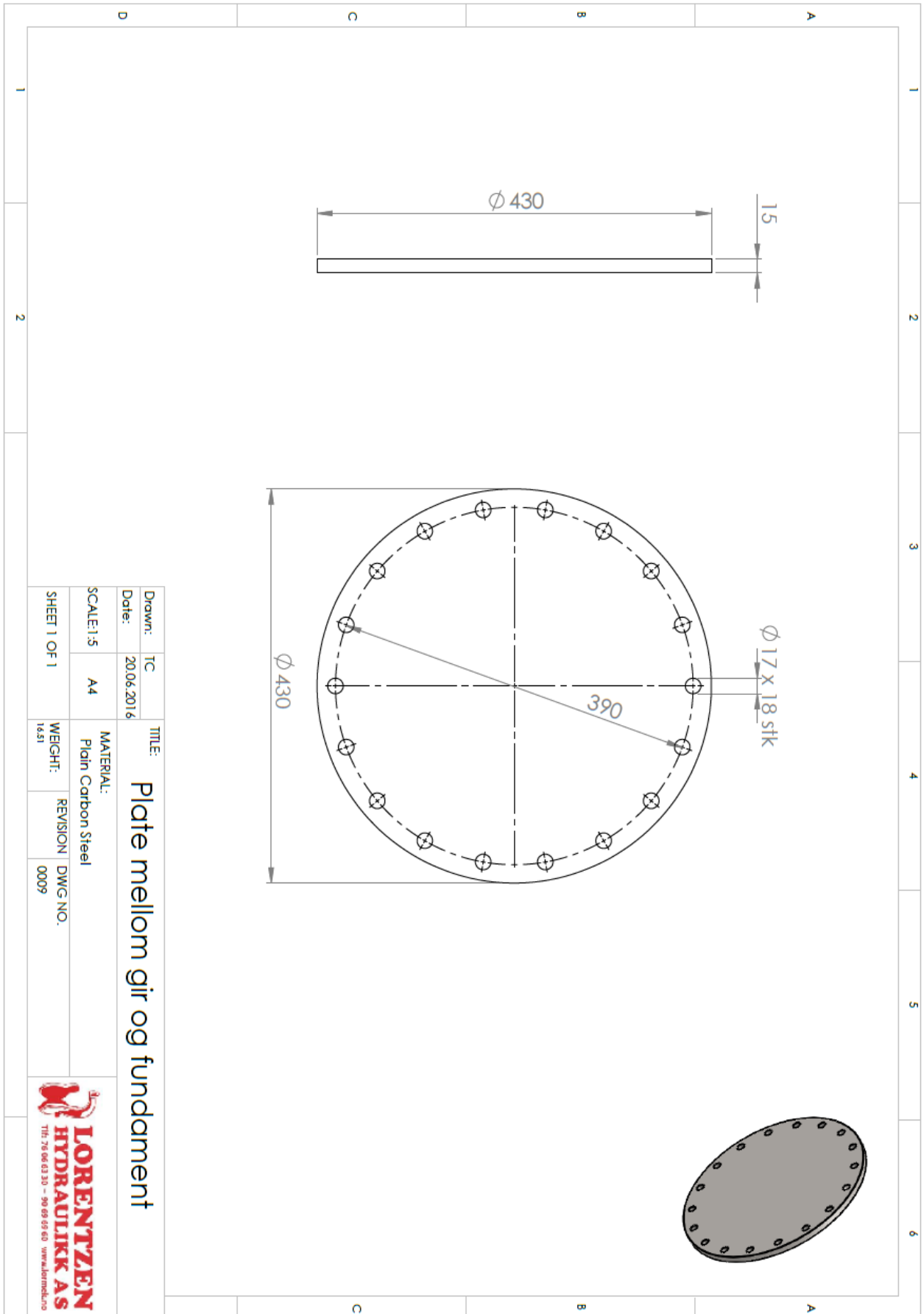
6.7 Deletegninger

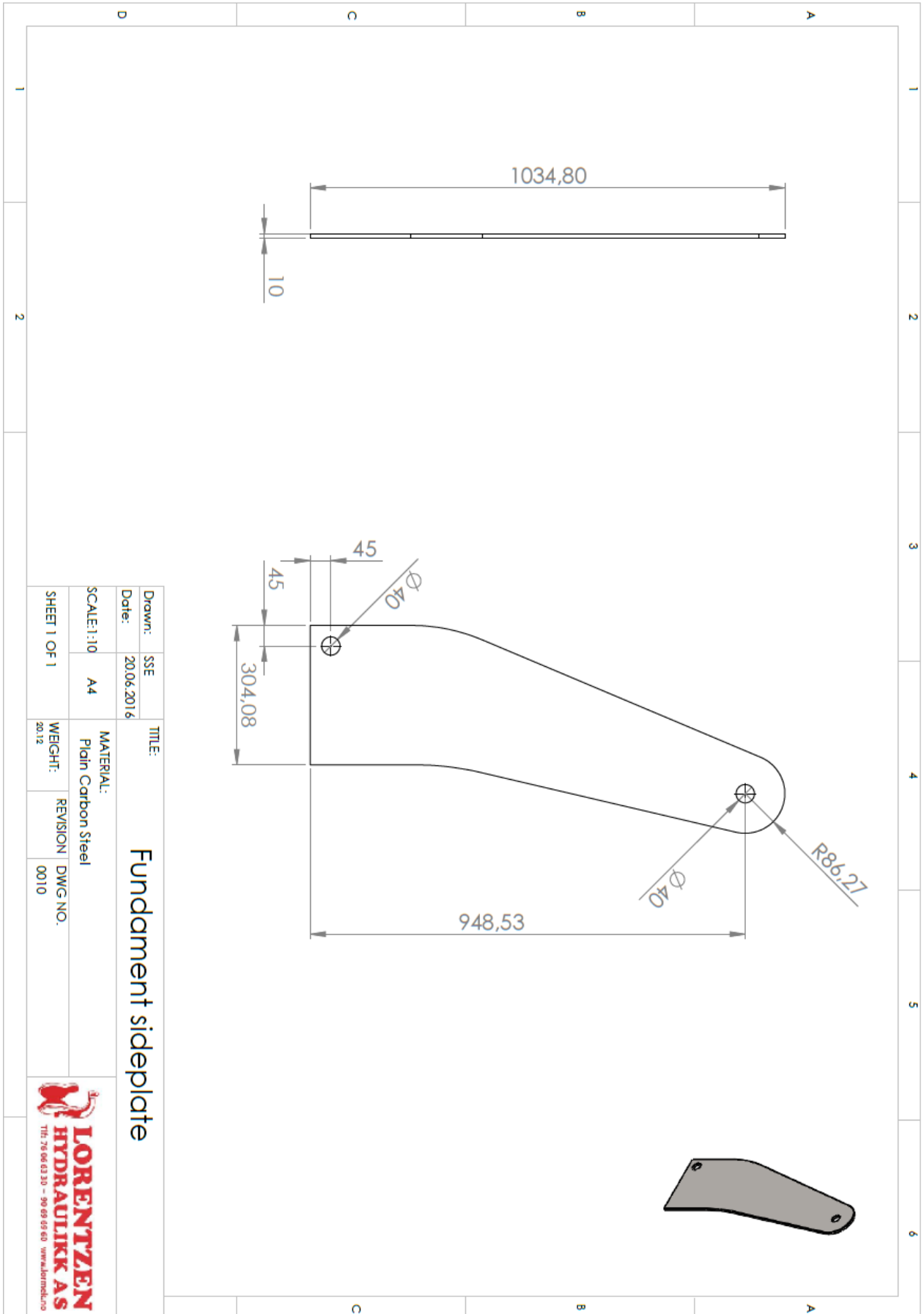


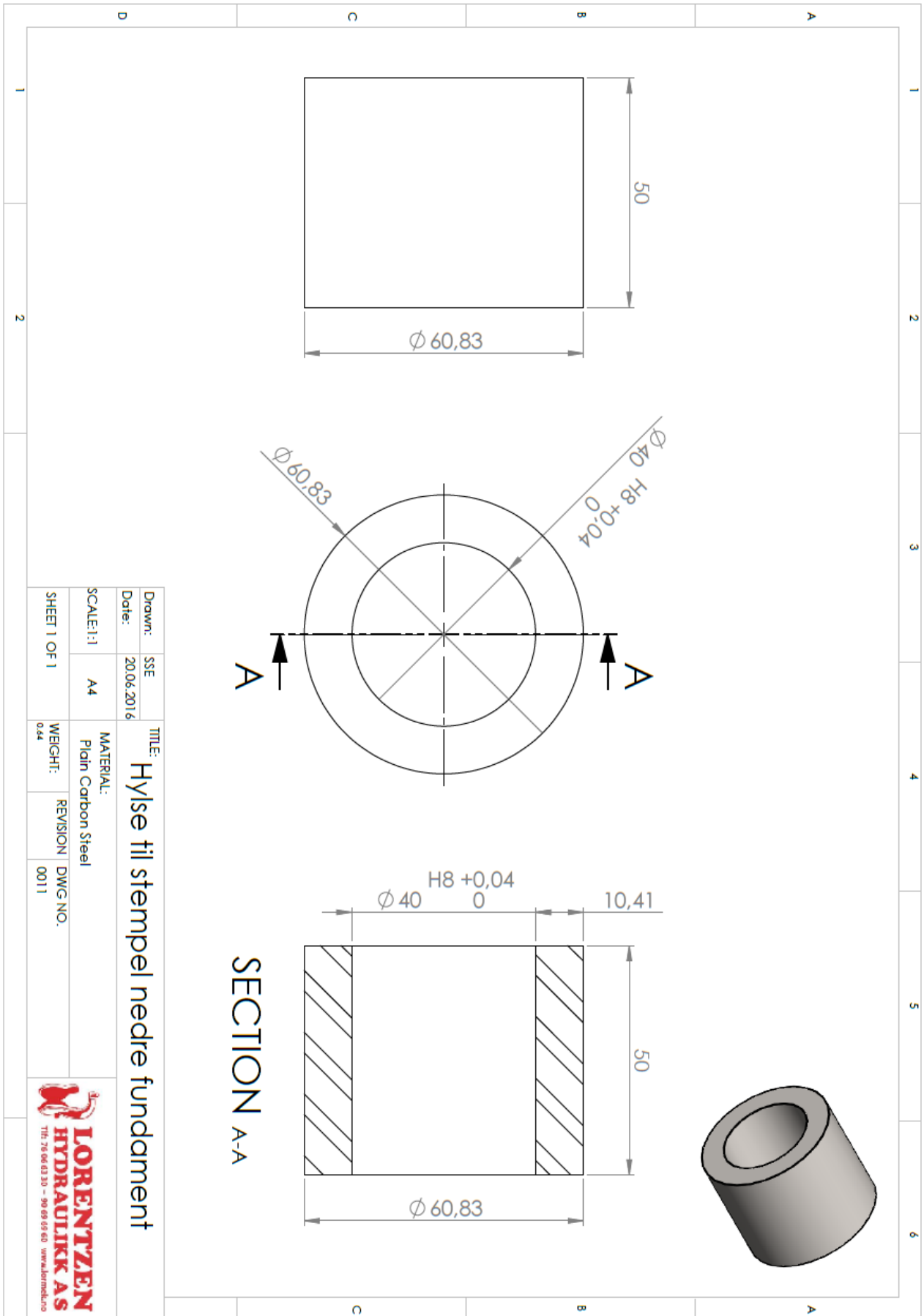


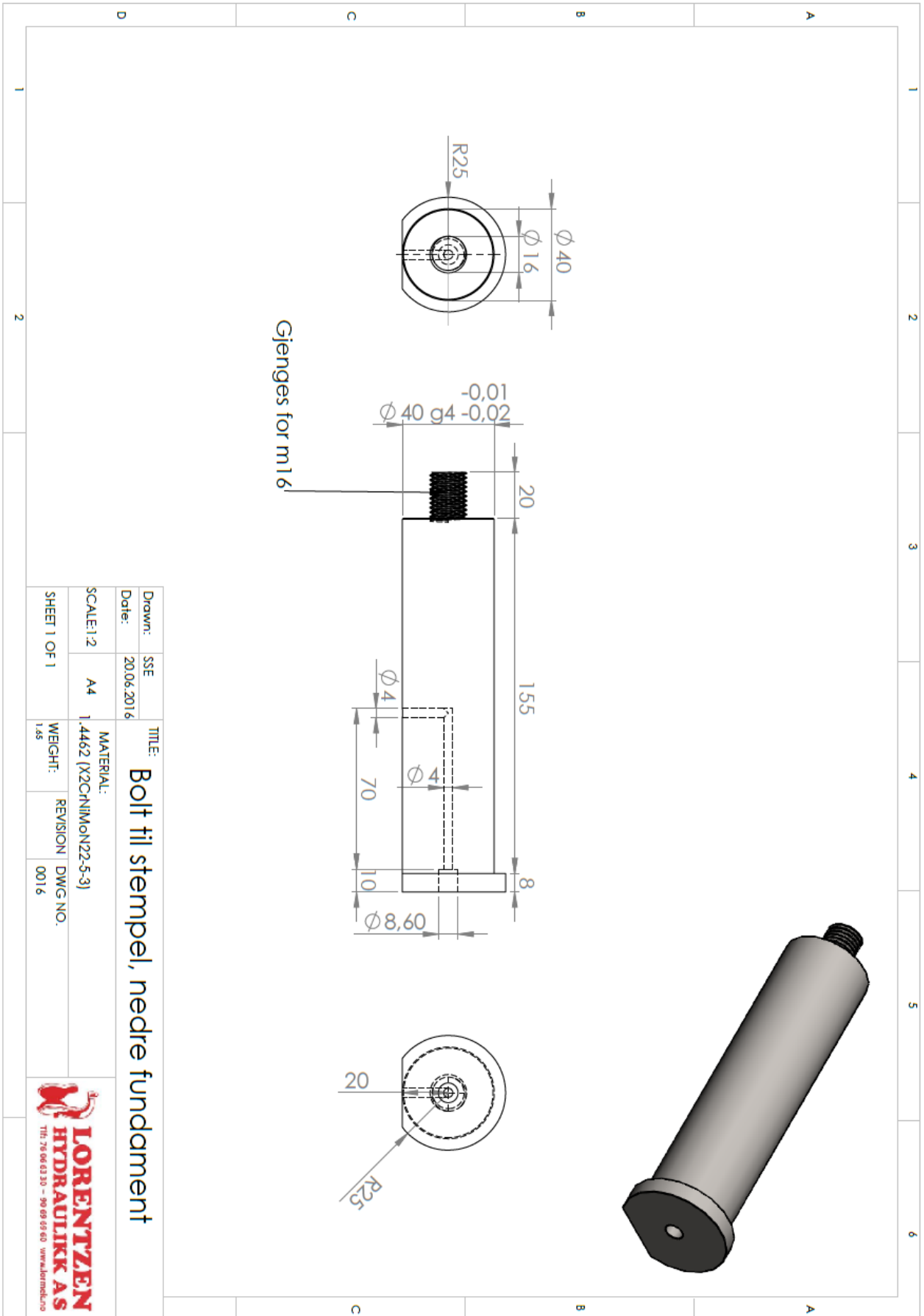


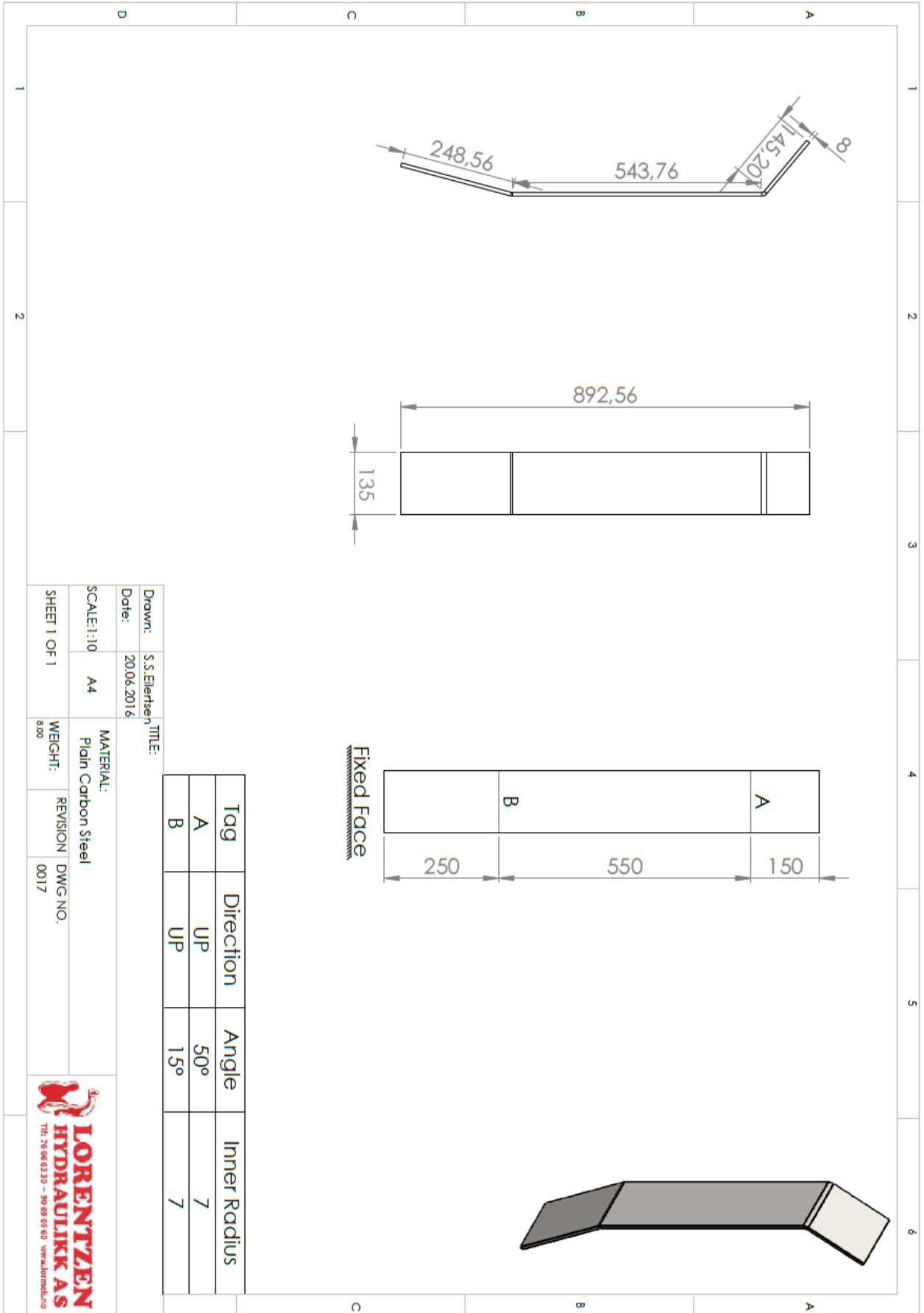


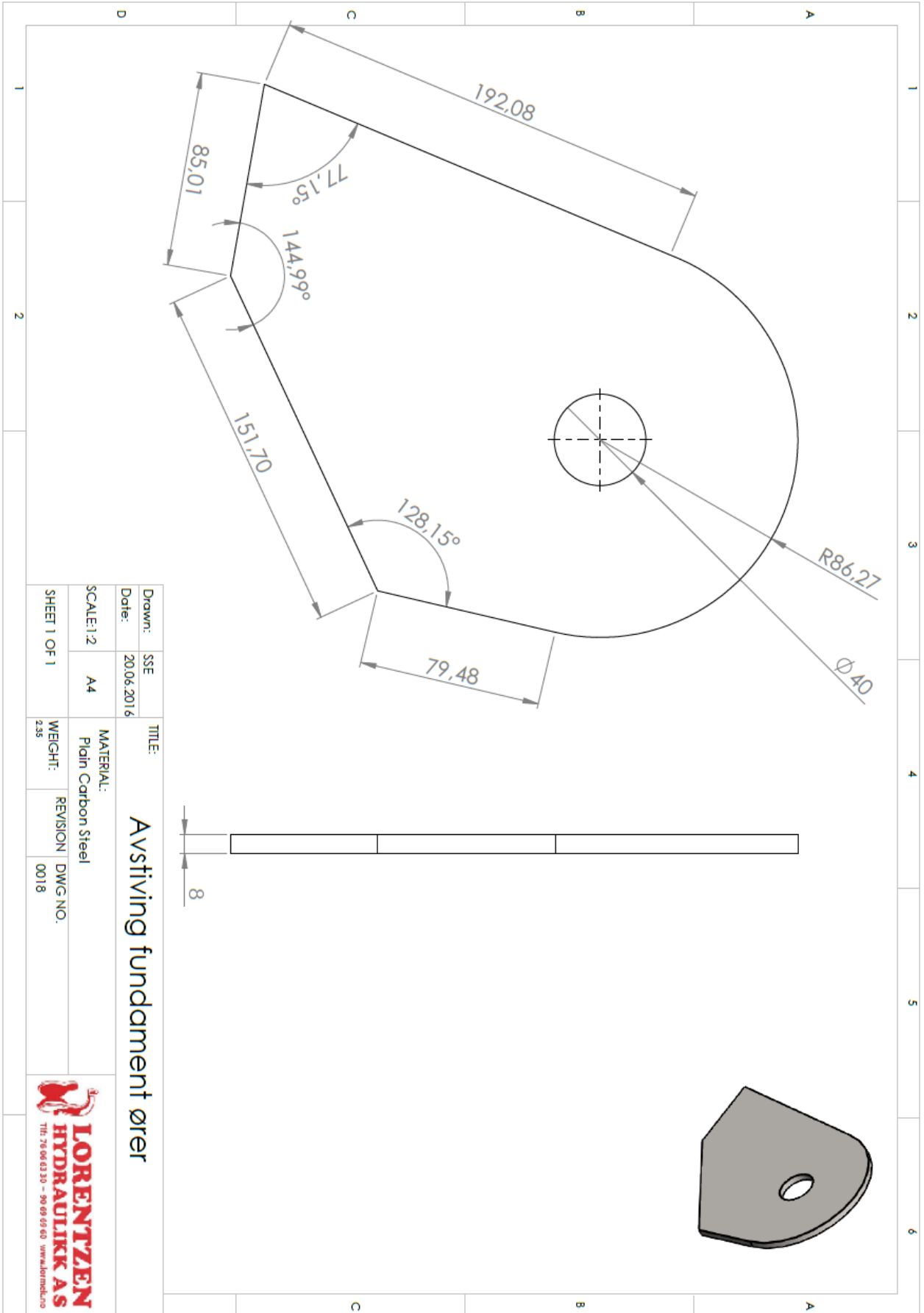


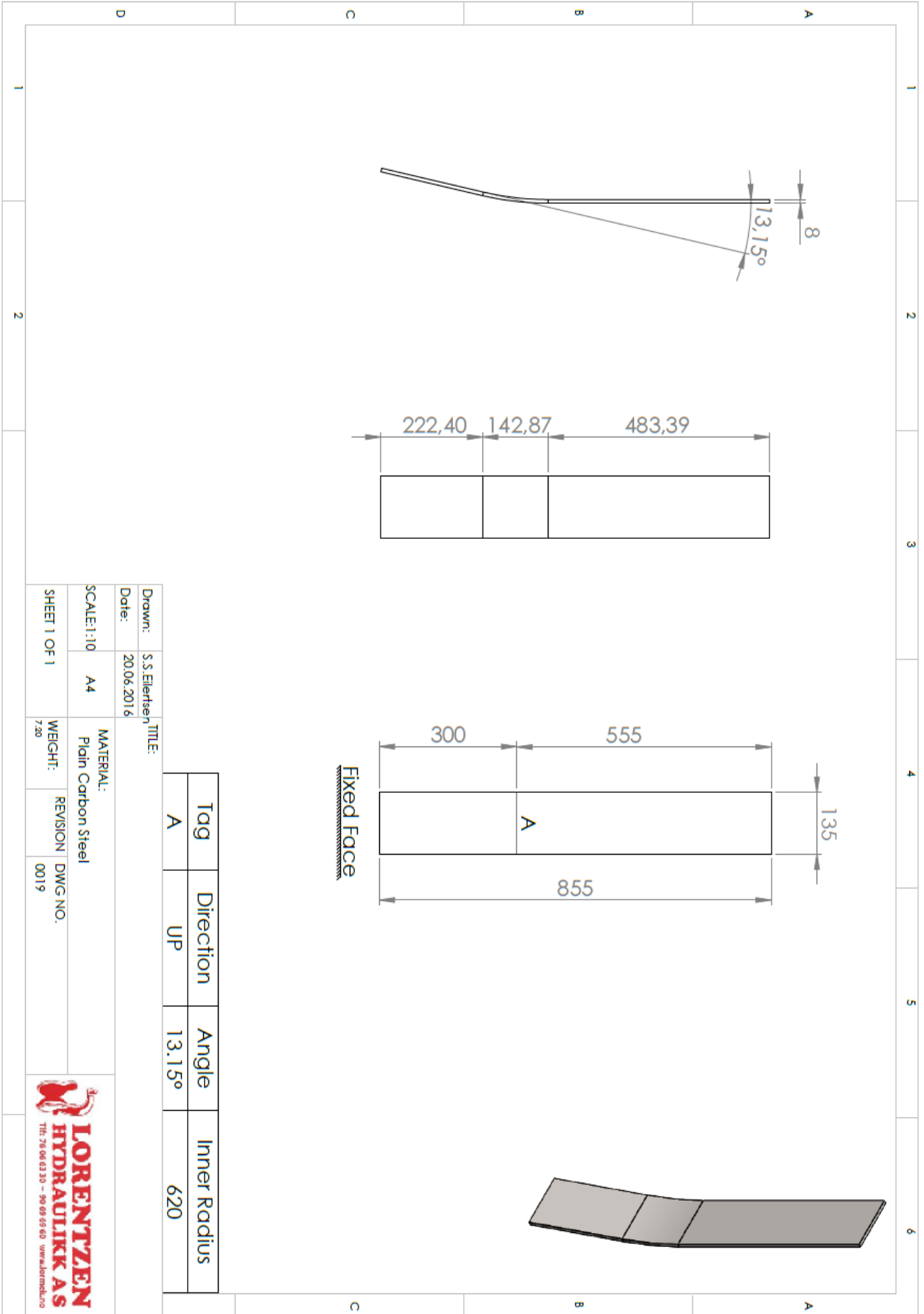


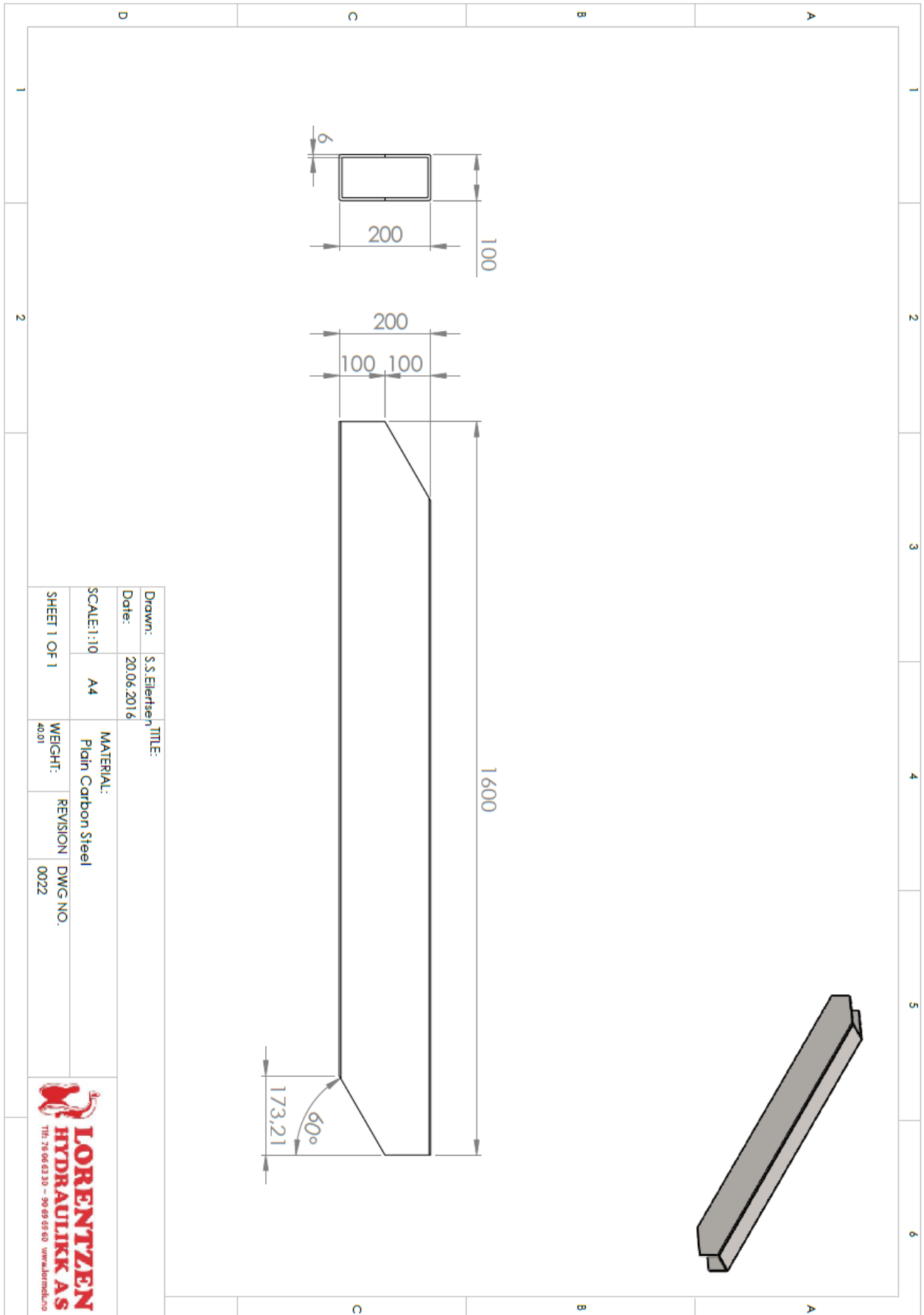


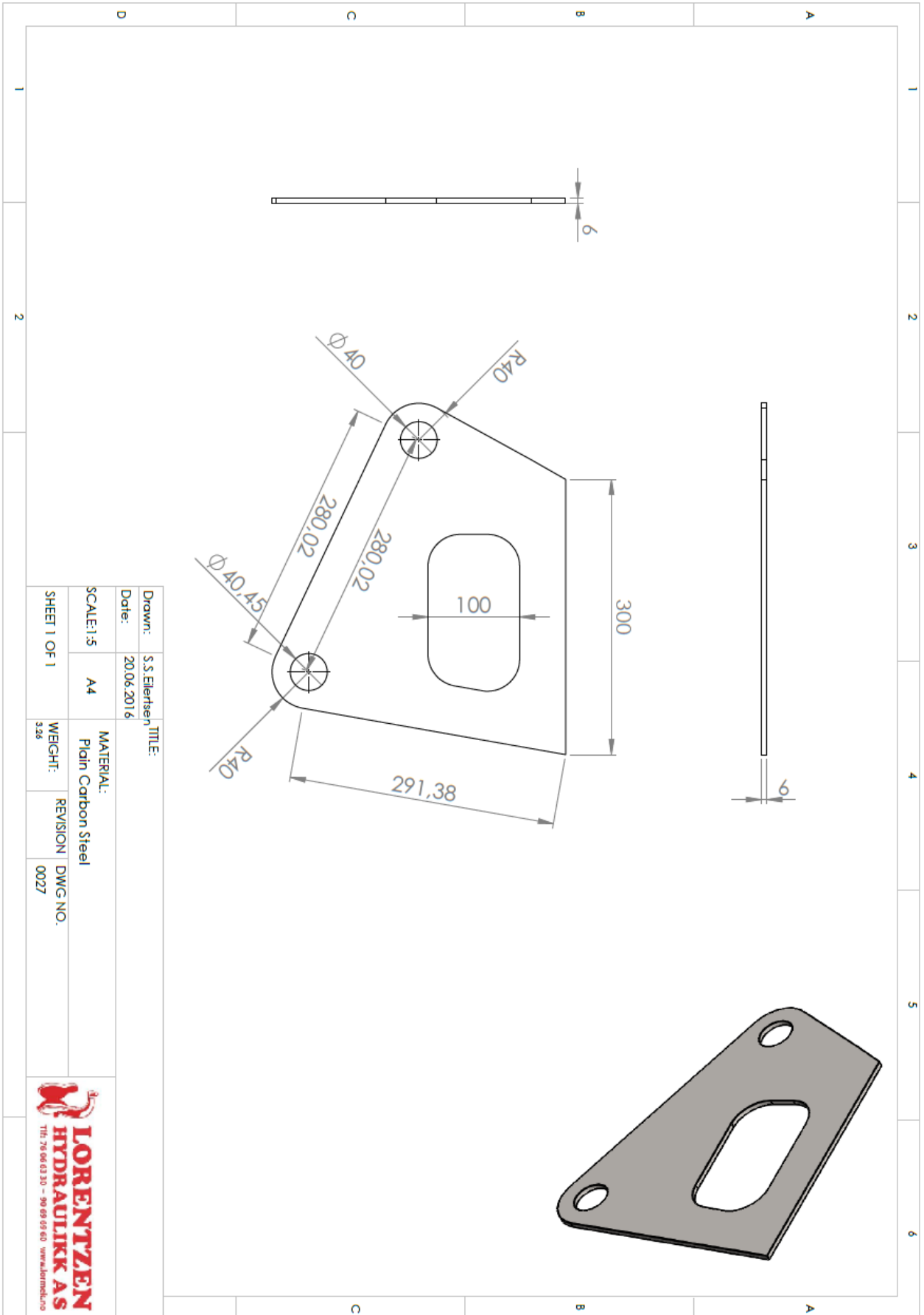


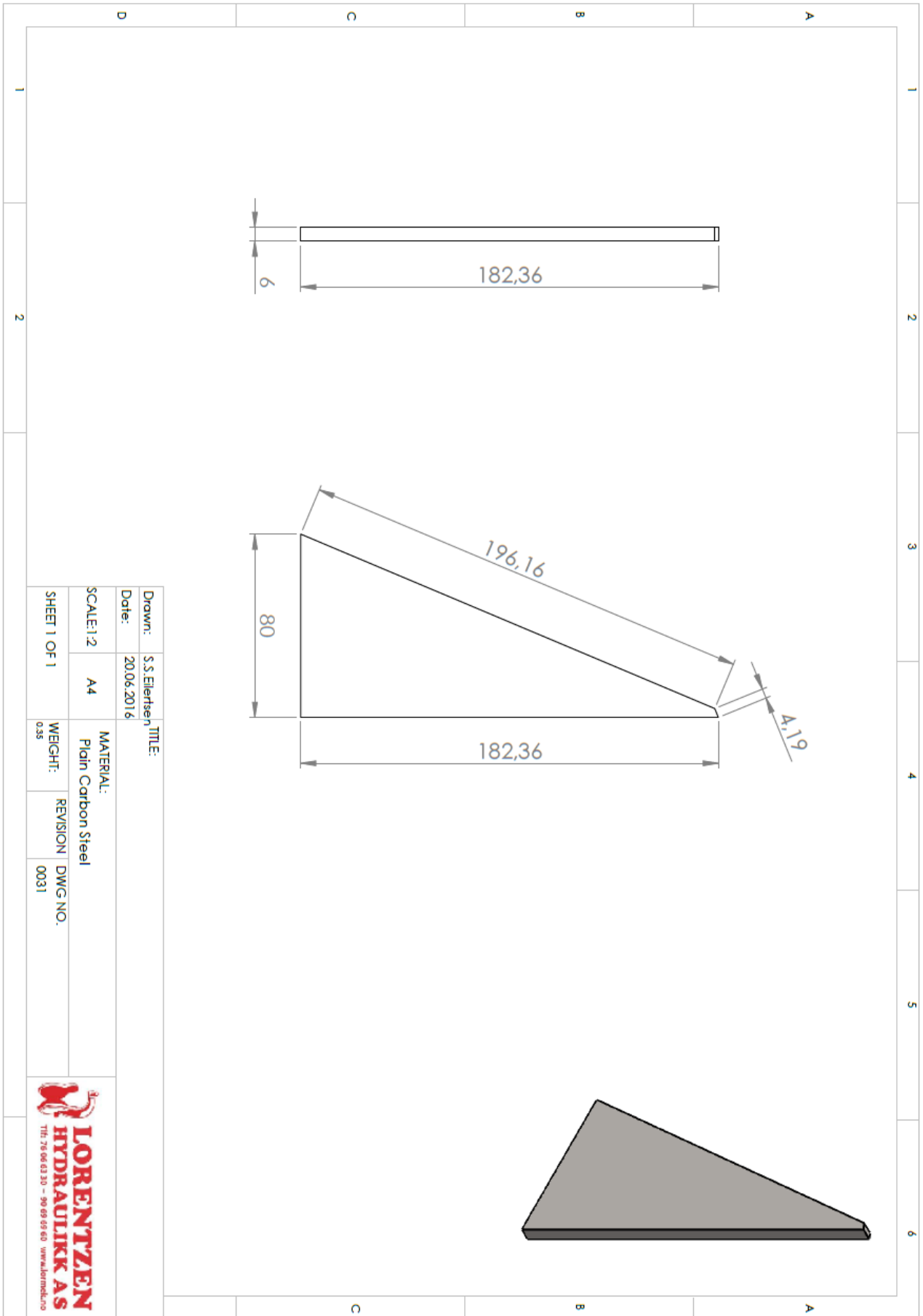


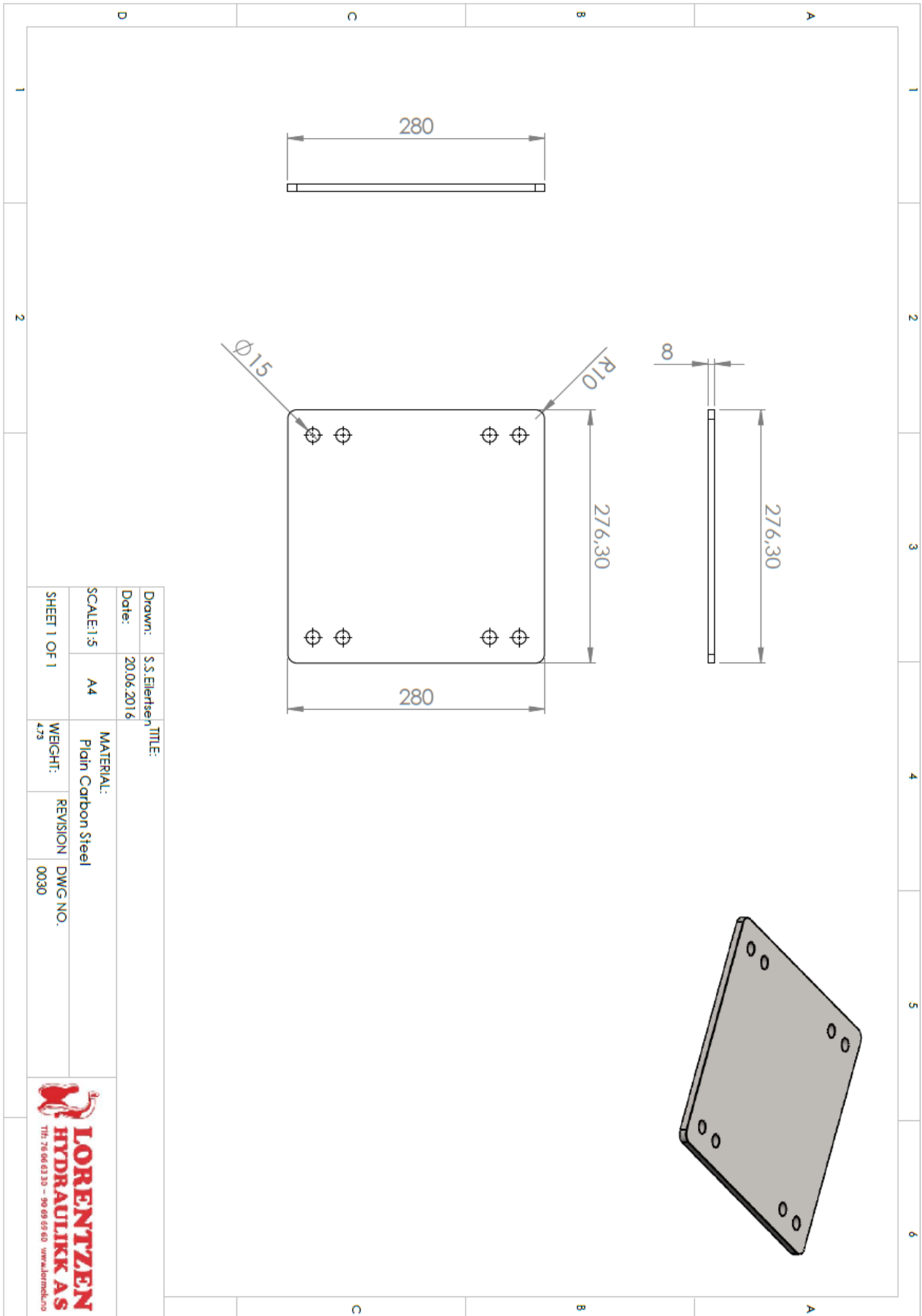


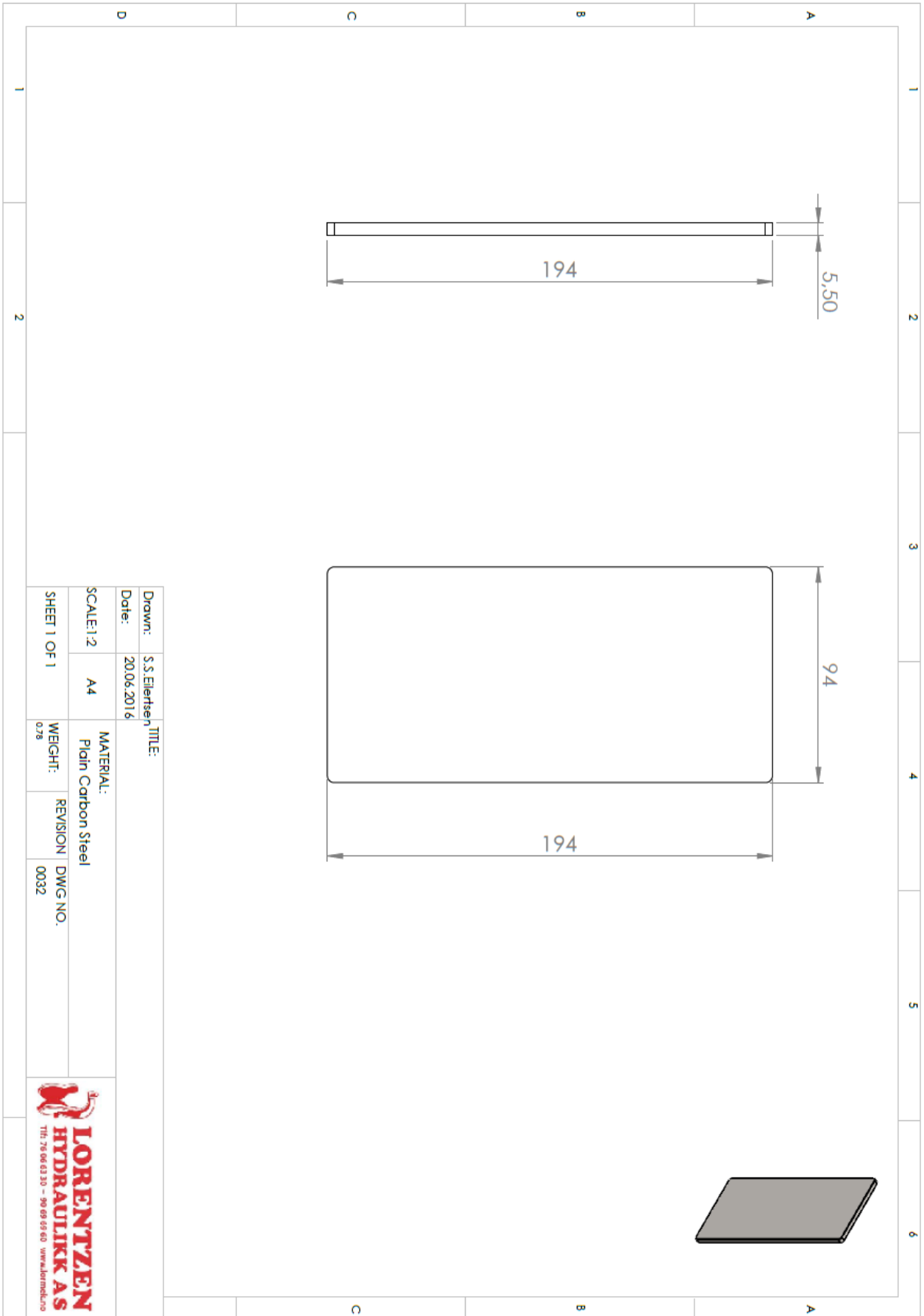


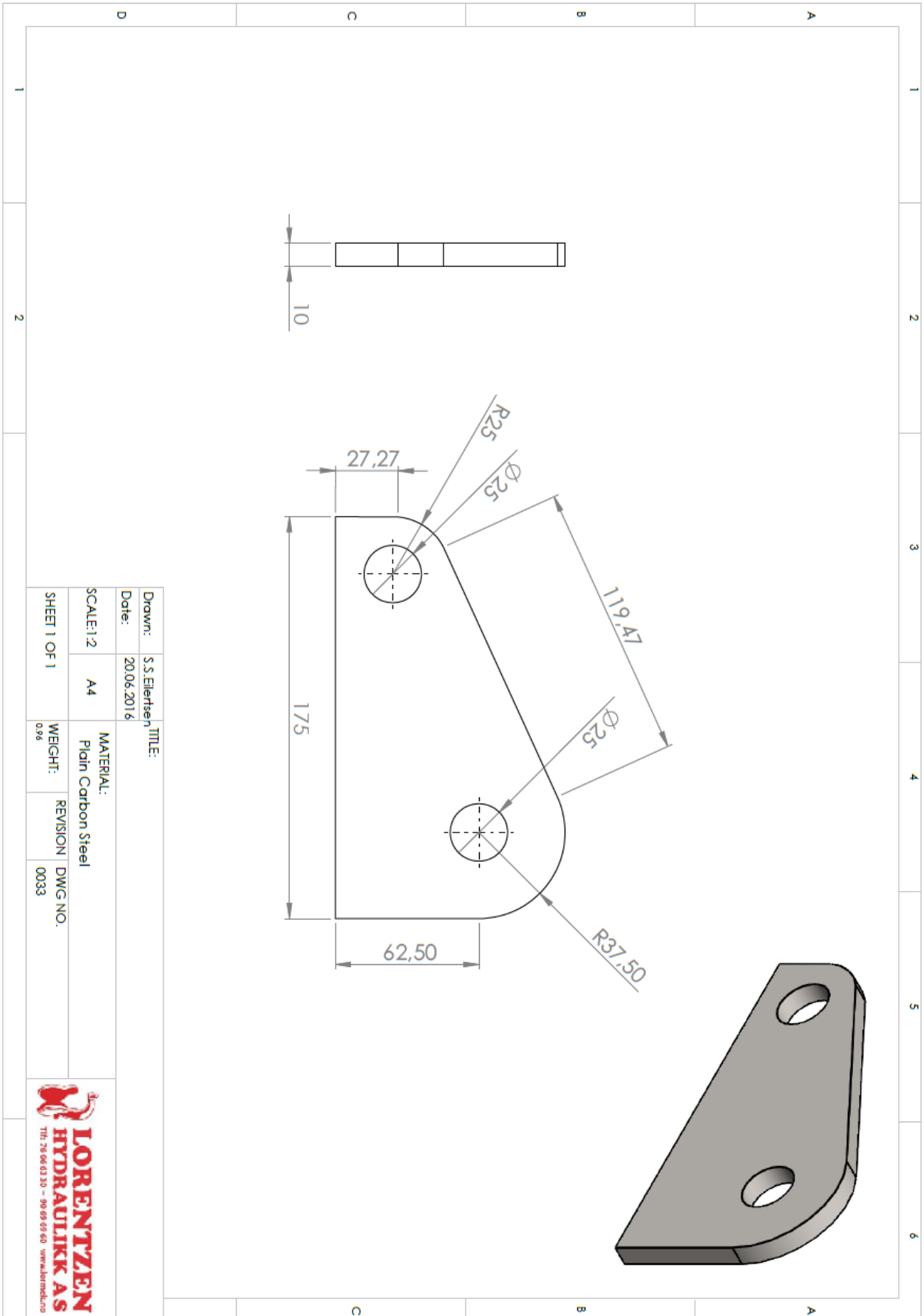


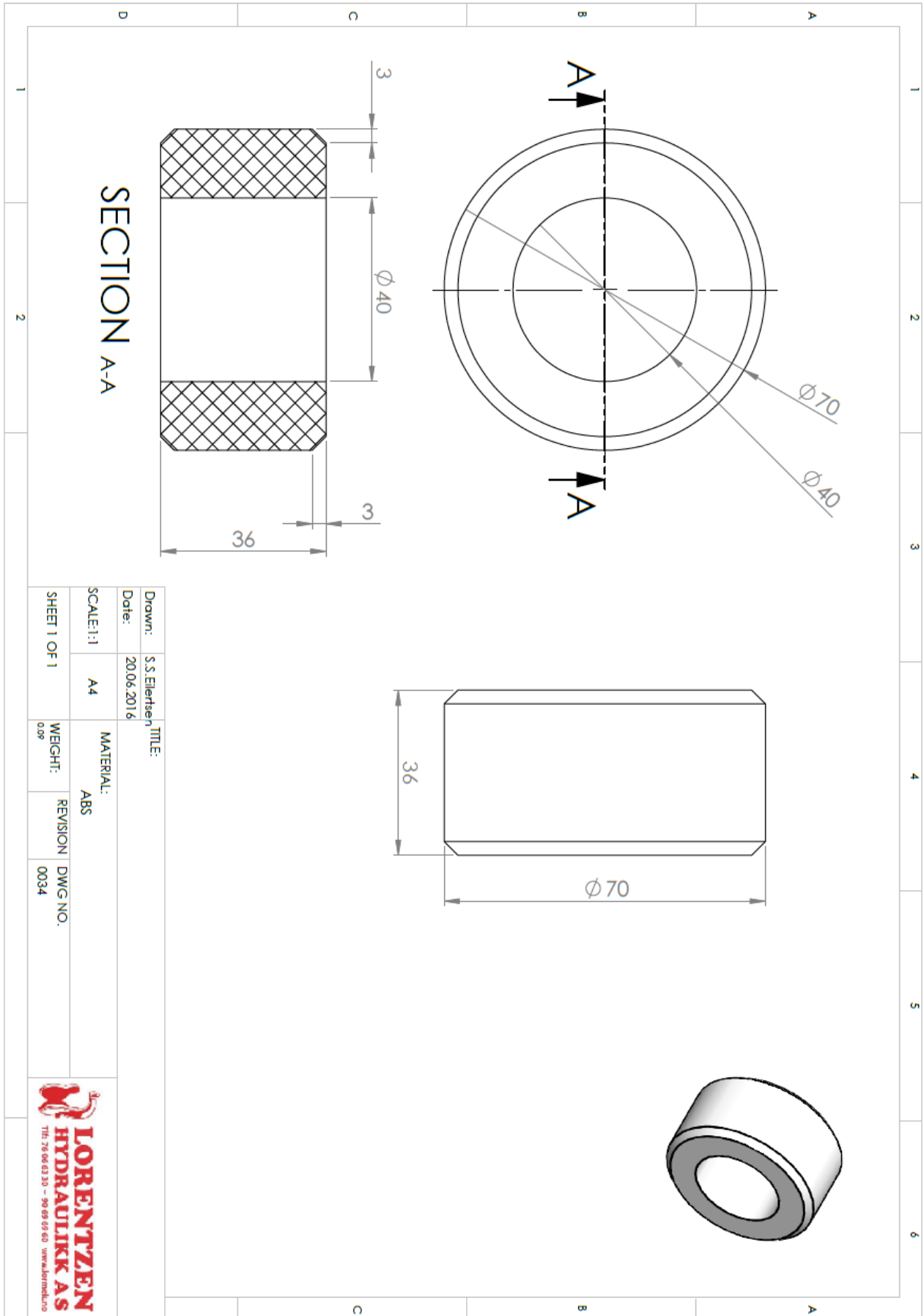


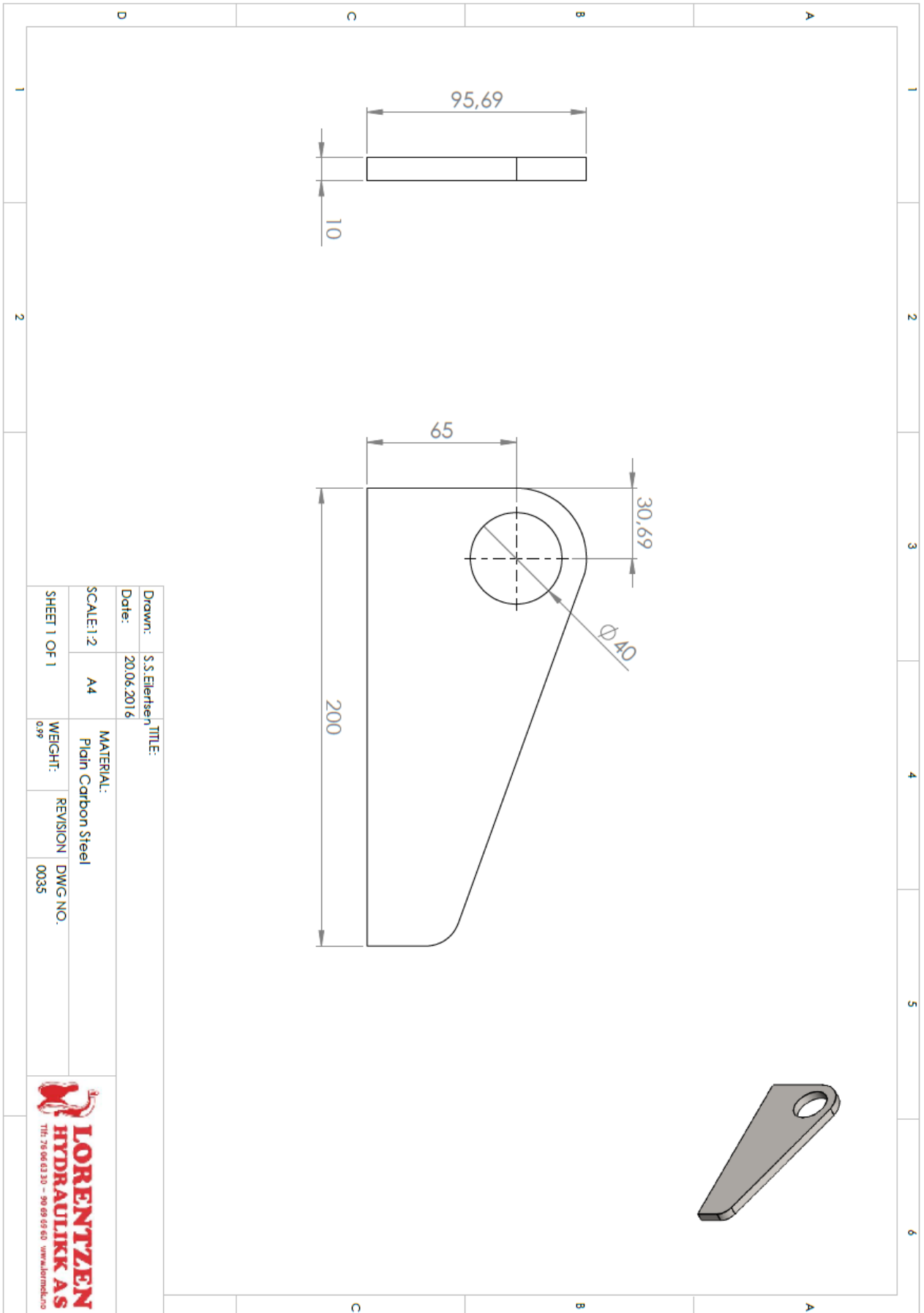


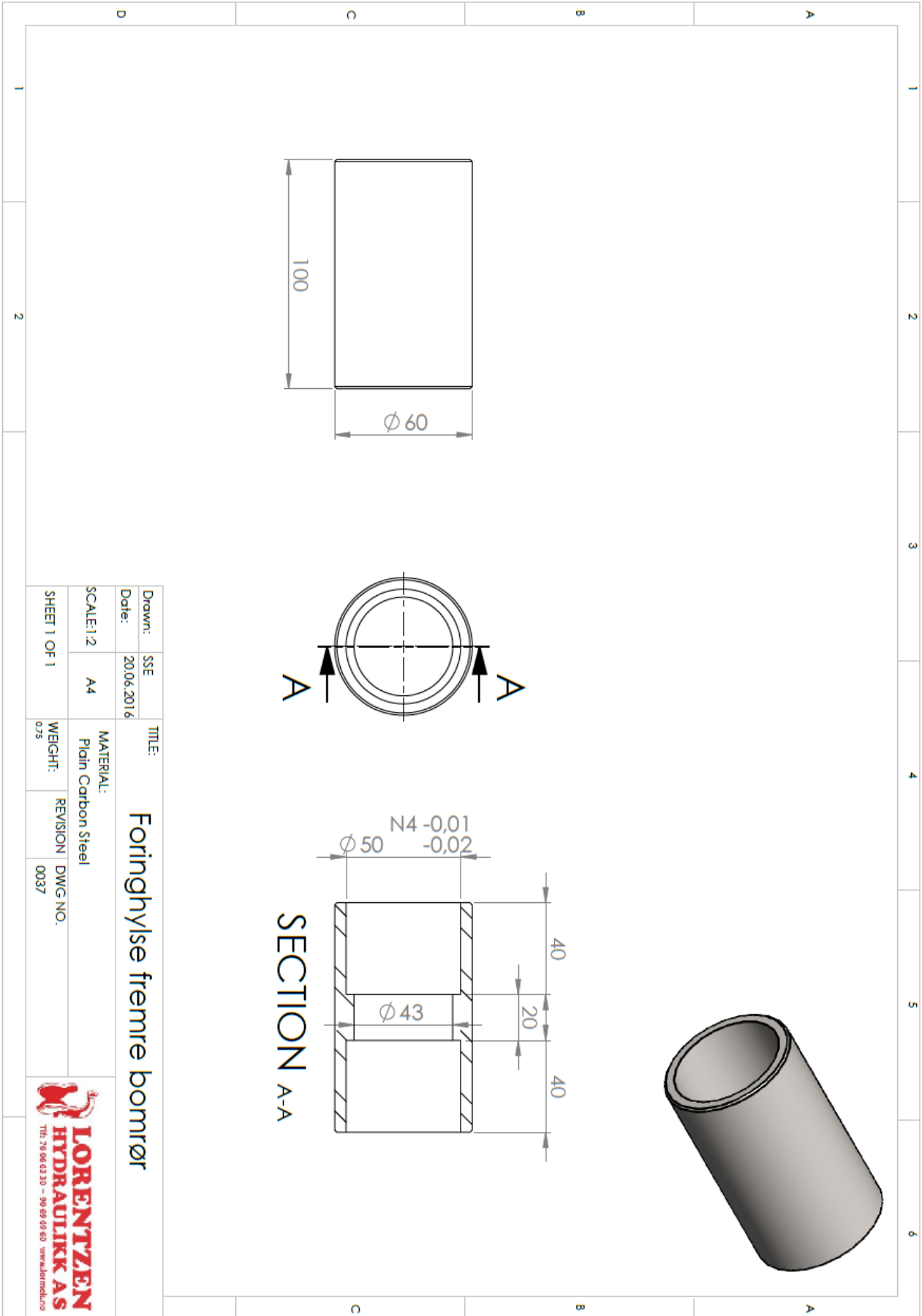


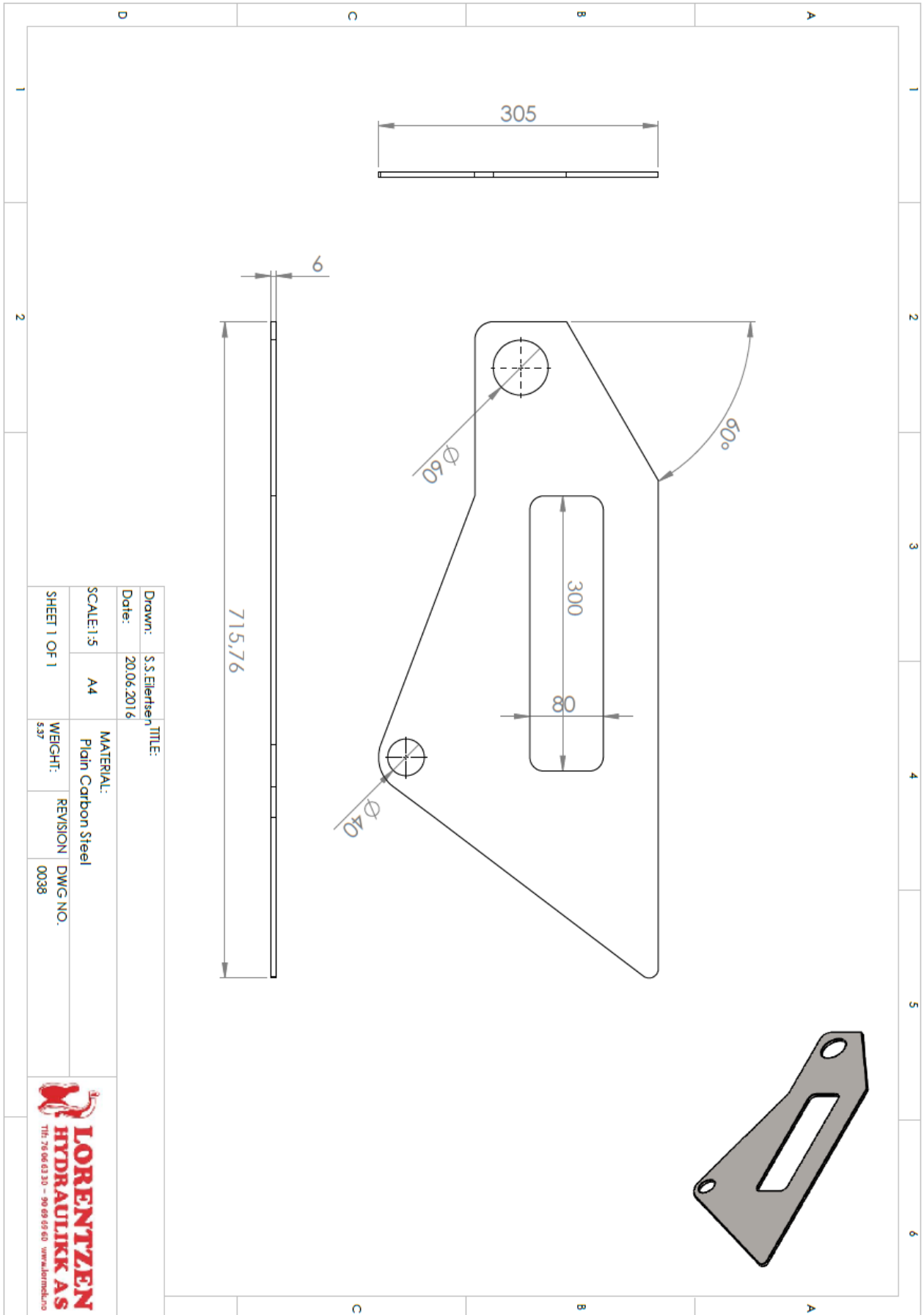


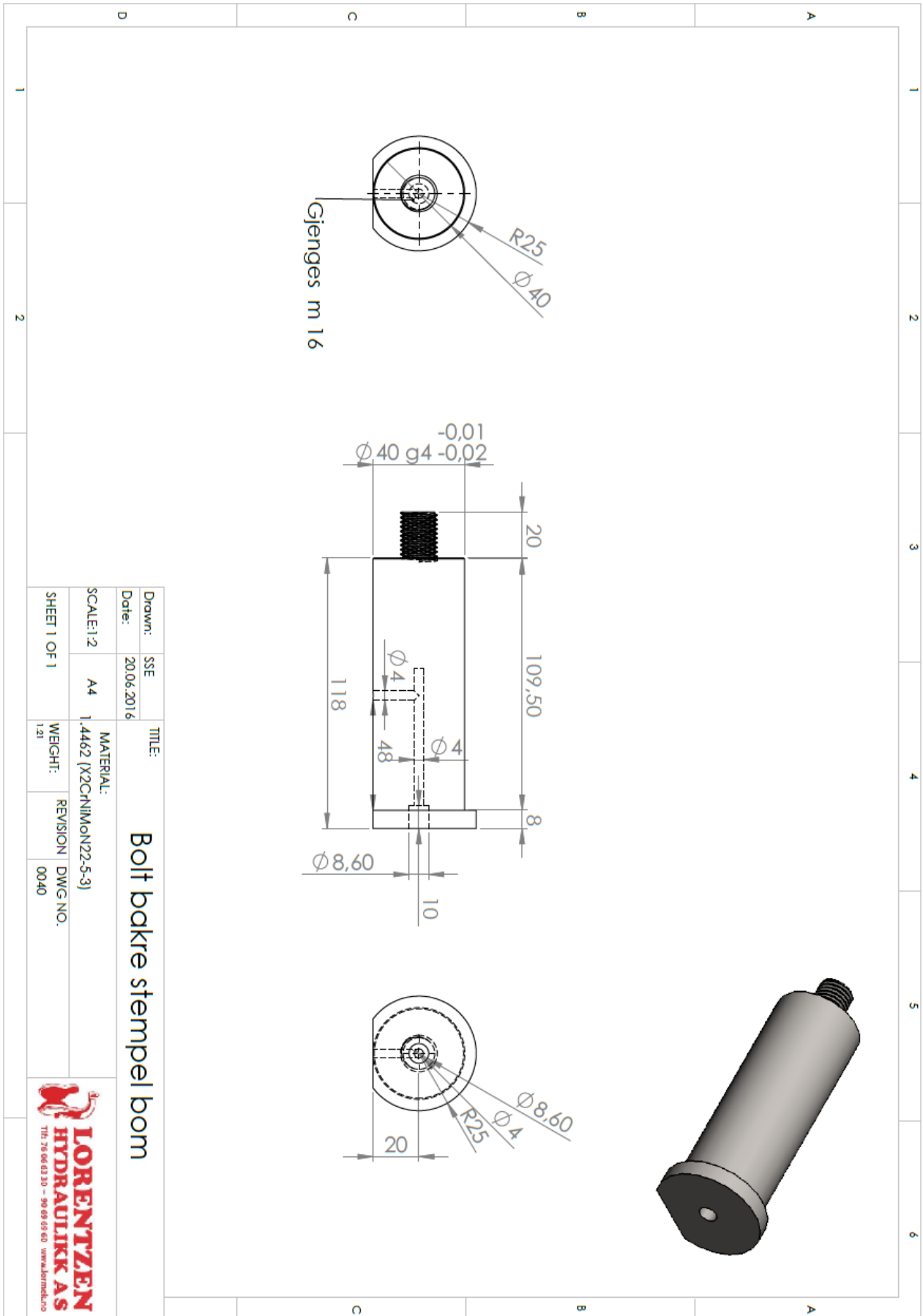


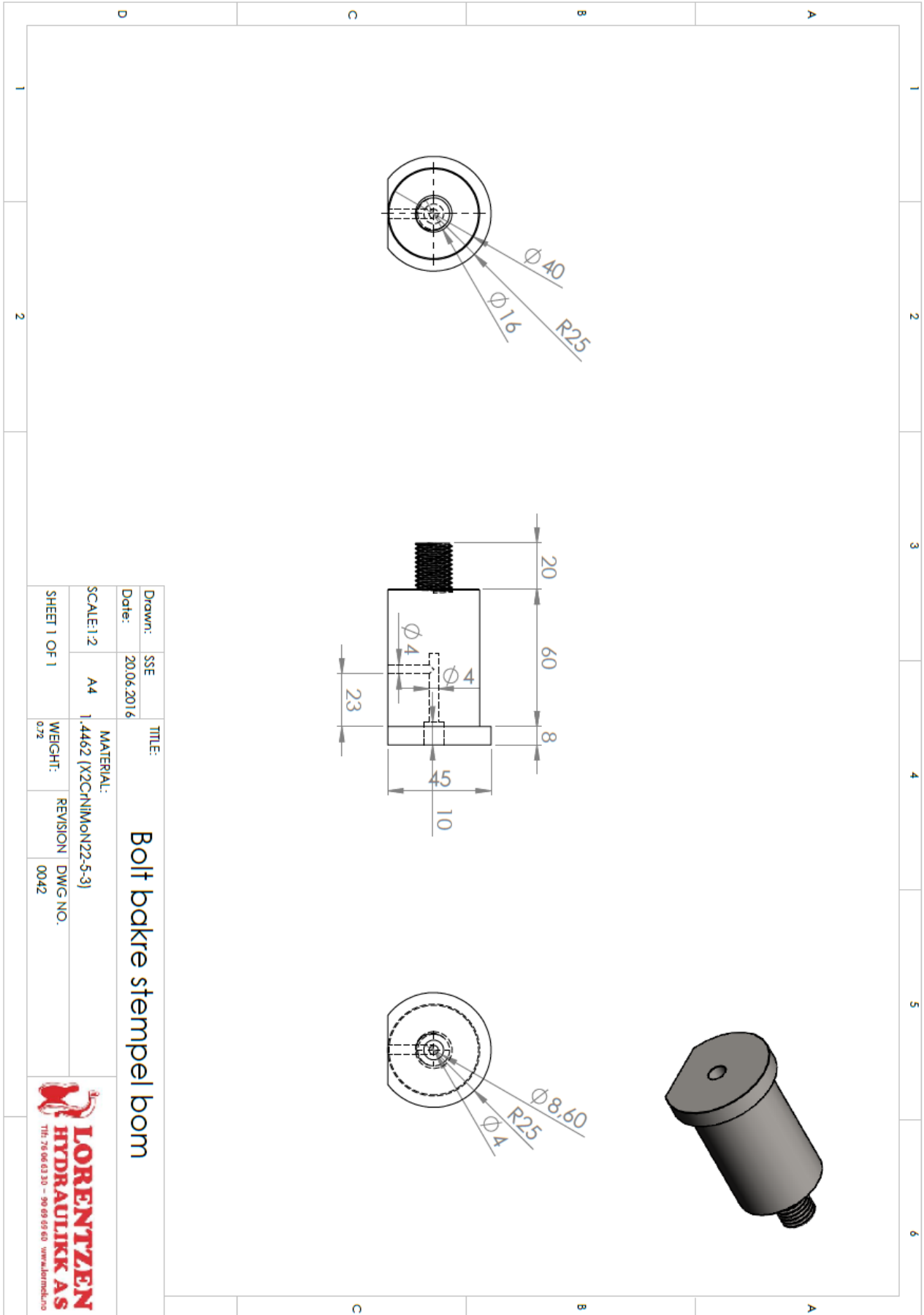


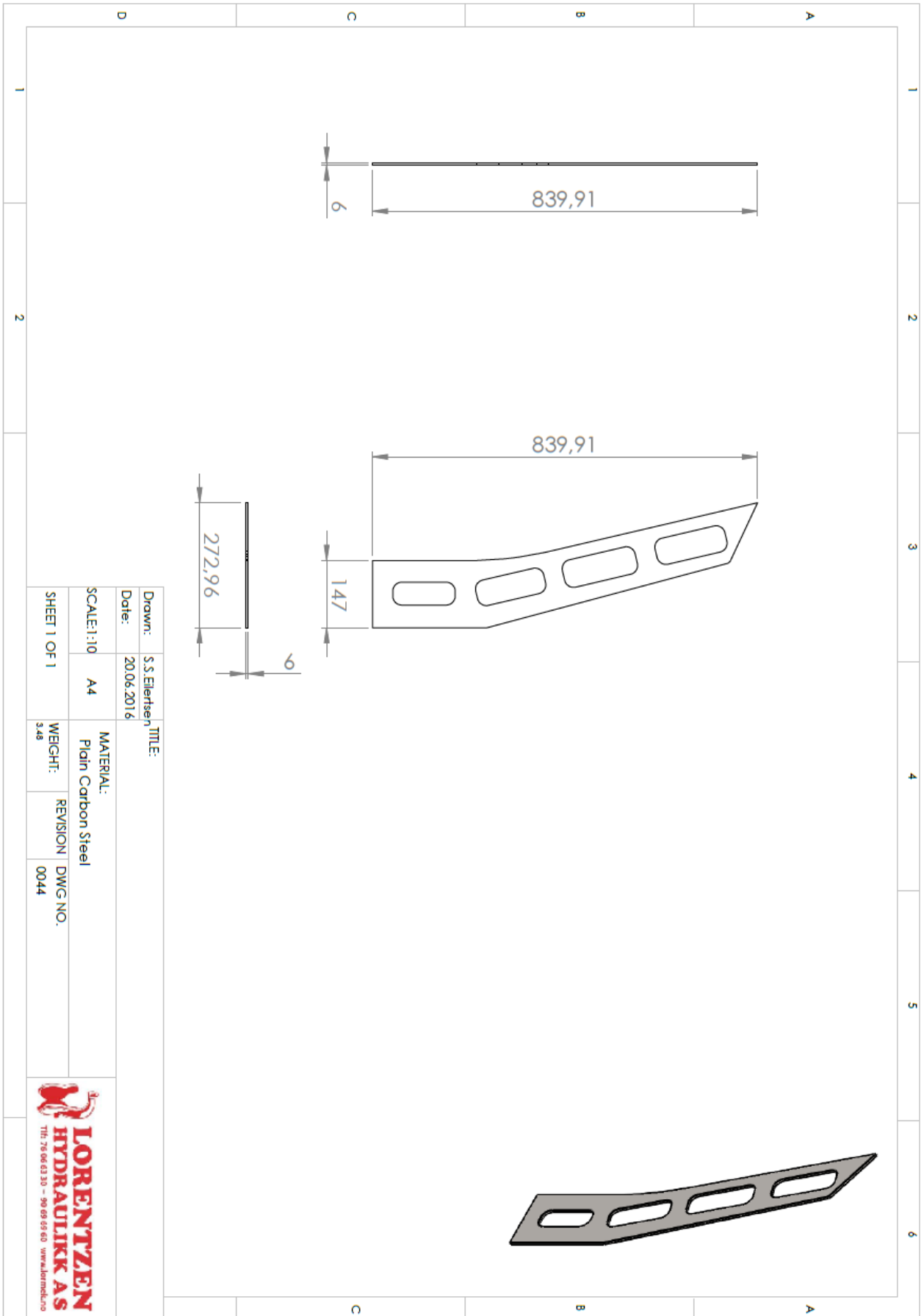


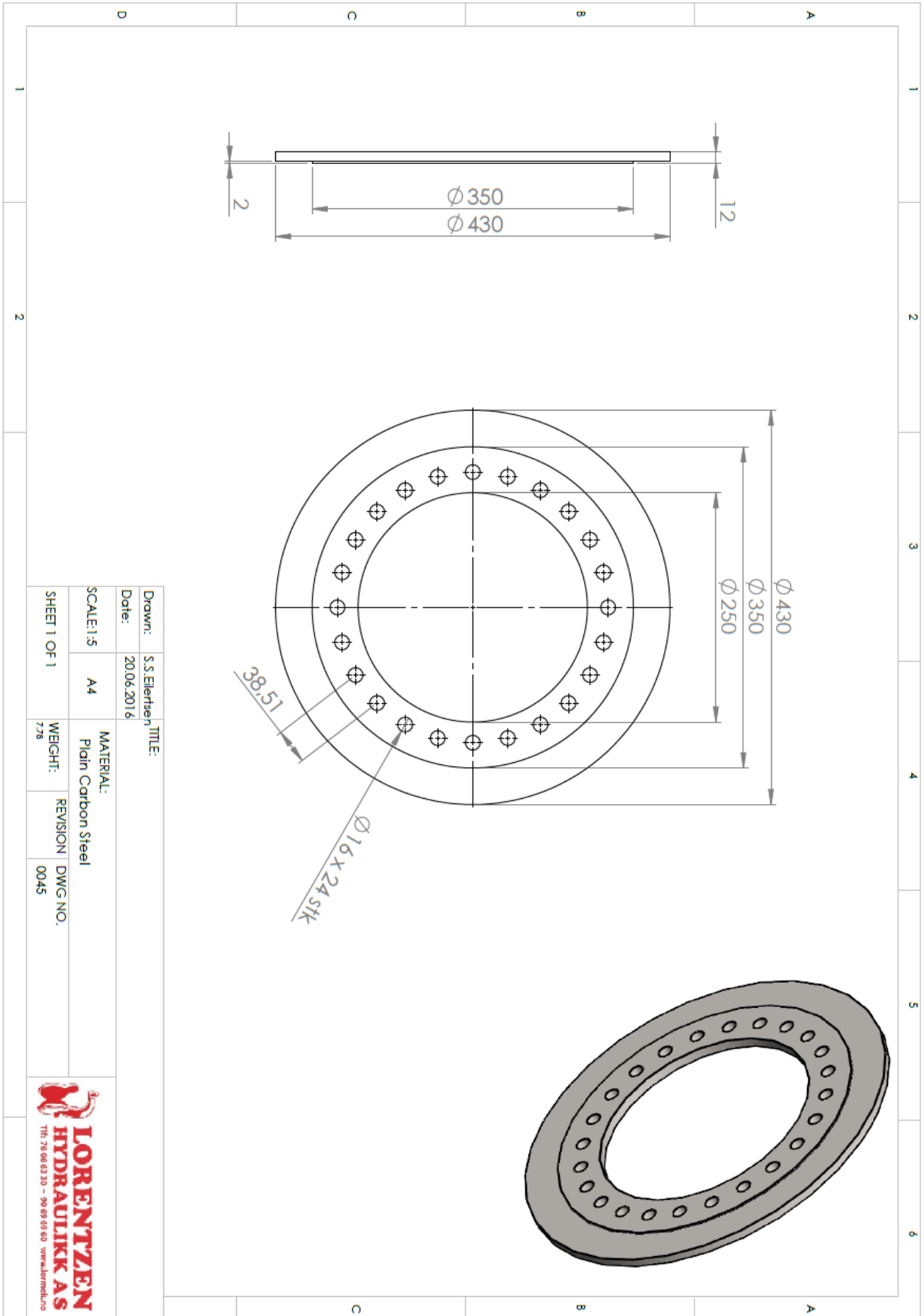


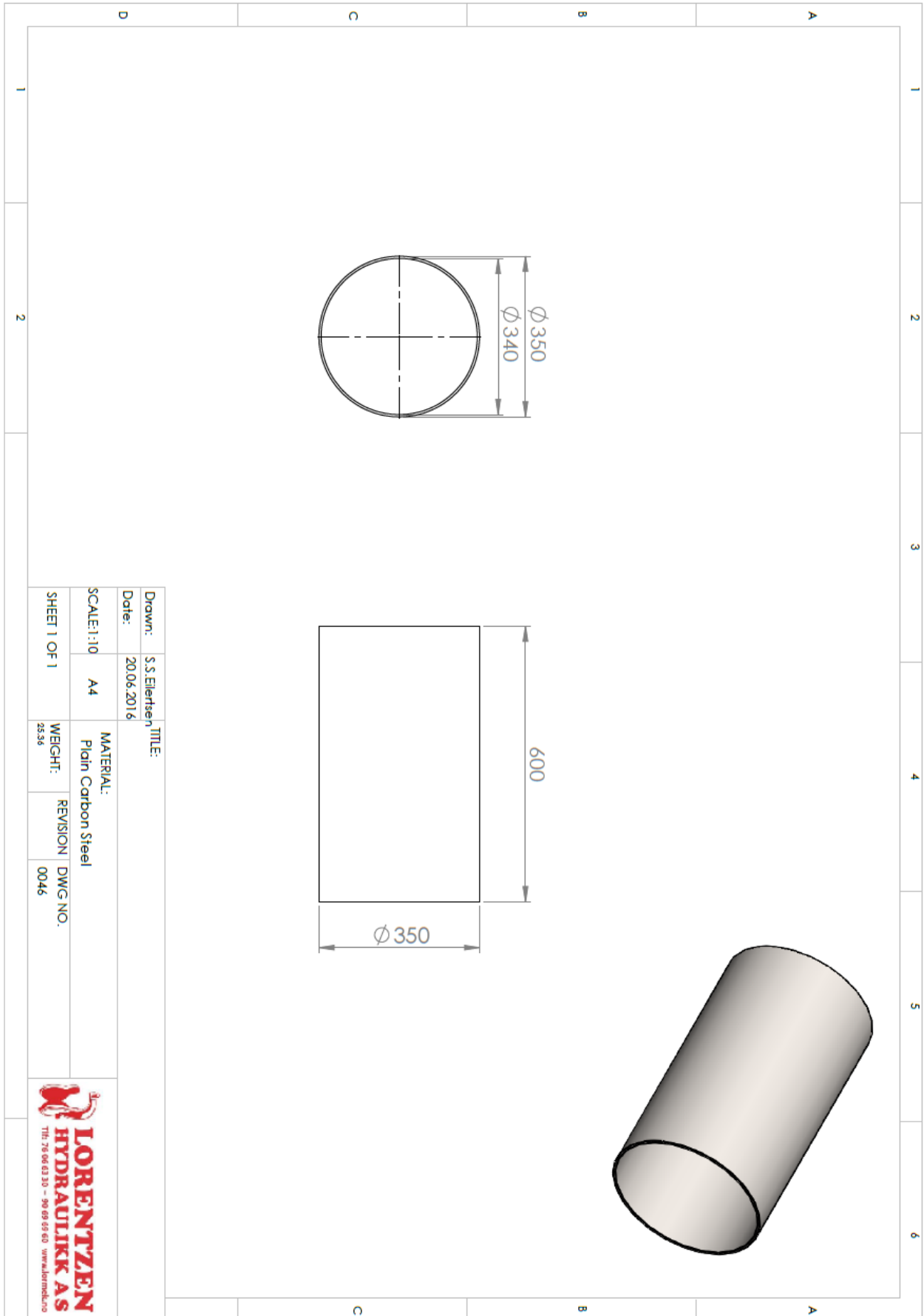


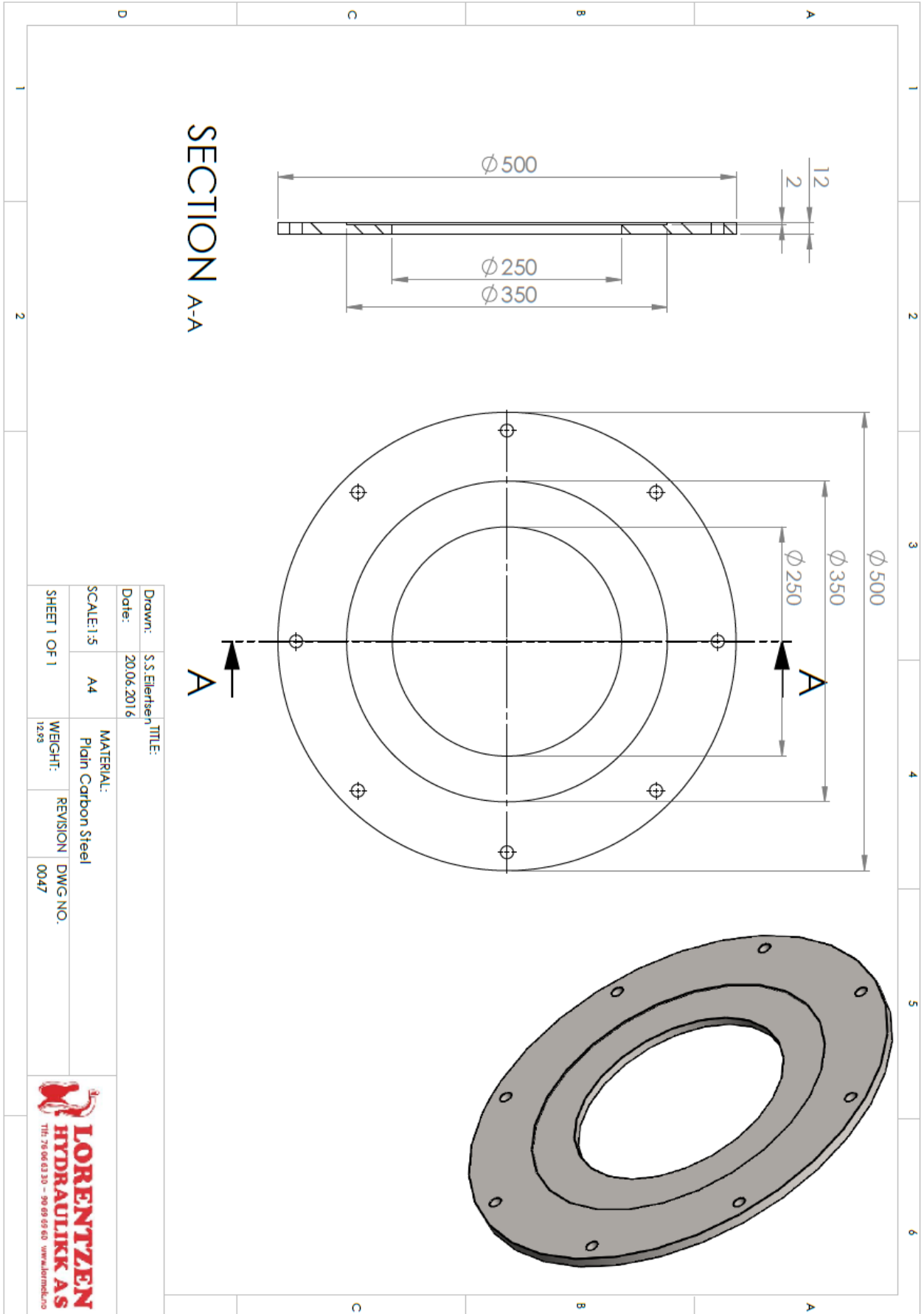


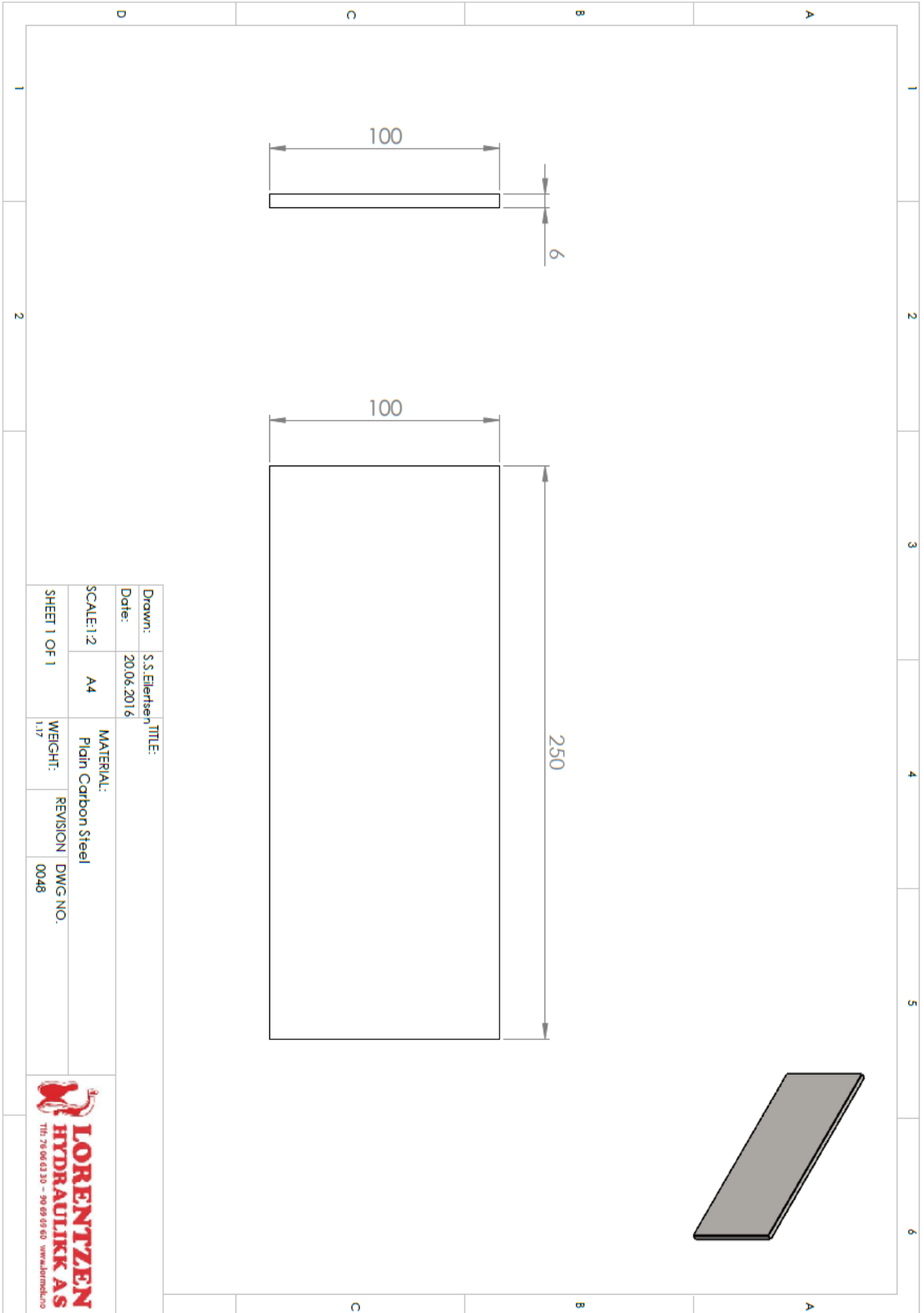




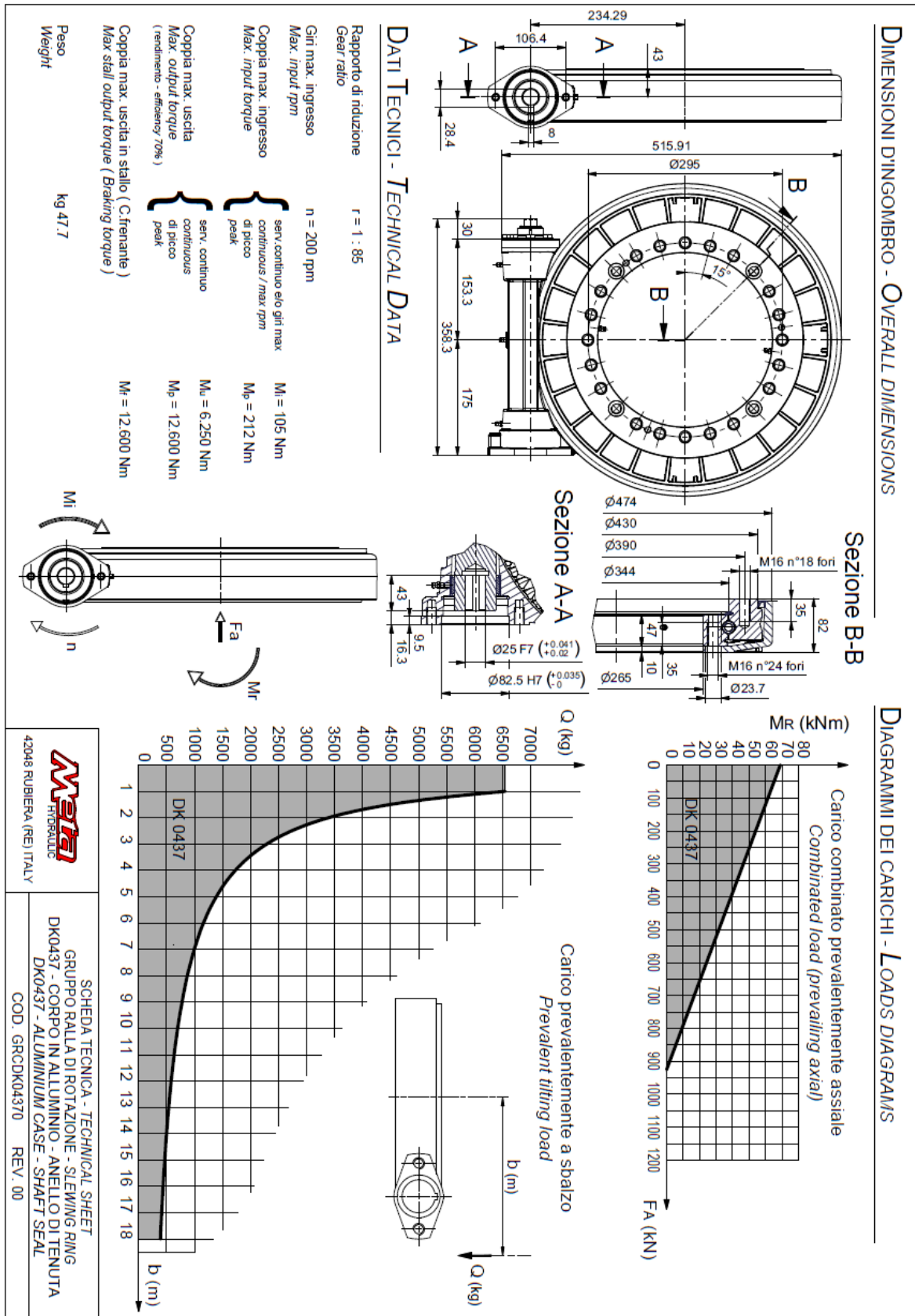








6.8 Girdatablad

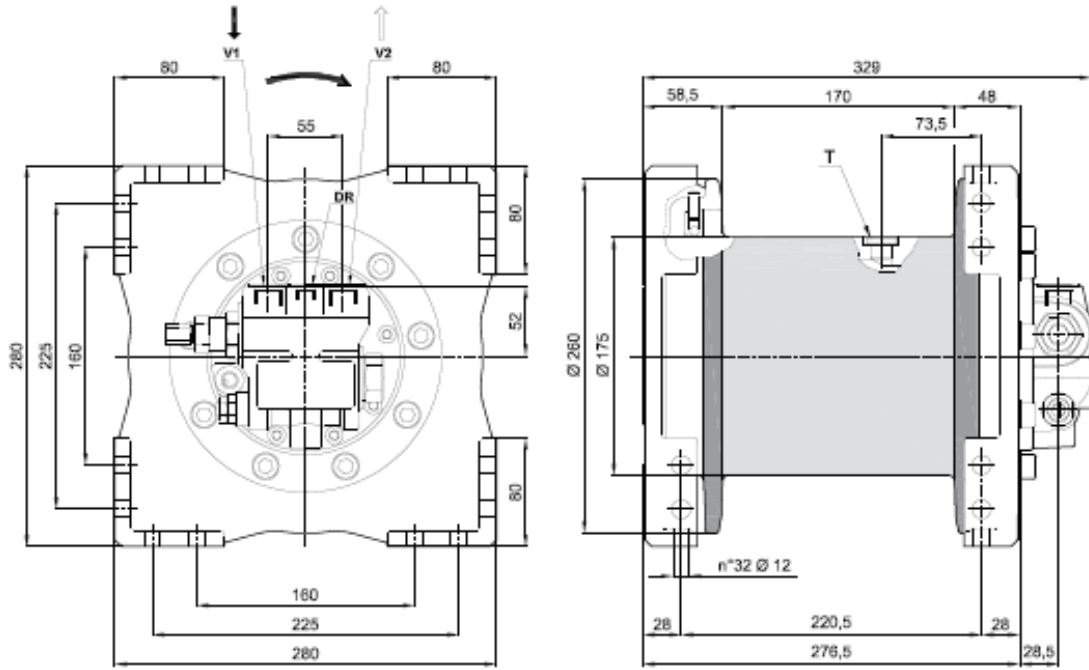


6.9 Vinsjdatatablad

TIPO ARGANO / WINCH TYPE

BWF1000

Previous name: BW850
distinctive features: Square frame
starting lifting pressure: 190 bar



Strato di fune	Rope layer	n°	1	2	3	4	5	6
Tiro diretto	Line pull	(daN)	1250	1130	1030	-	-	-
Velocità fune con 48 (l/min)	Rope speed with	(m/1')	45	50	55	-	-	-
Quantità fune	Rope length	(m)	10	20	32	44	-	-

Massima portata alimentazione Maximum pump delivery	(l/1')	60	Pressione iniziale di sollevamento Starting lifting pressure	(bar)	190	Cilindrata motore Motor displacement	(cm ³ /rev)	19
Minima portata alimentazione Minimum pump delivery	(l/1')	8	Contropressione max. linea di ritorno Max. back pressure on return line	(bar)	5	Coppia statica di frenatura Static braking torque	(daNm)	13

V1	Ramo di sollevamento Lifting port	3/4-16 UNF	DR	Ramo di drenaggio Drain port	1/2-20 UNF	Quantità olio Oil quantity	(l)	0,5	Rapporto di riduzione Gear ratio	(i:1)	32,5
V2	Ramo di discesa Lowering port	3/4-16 UNF	T	Tappo olio lubrificazione Lowering port	G3/8	Massa Weight	(kg)	55	Diametro fune consigliato Advised rope diameter	(mm)	10

Classificazione meccanismo argano secondo F.E.M. (1.001) (Terza edizione aggiornata 01.10.1998)
Winch mechanisms classification in agreement with F.E.M. (1.001) (third edition revised on 01.10.1998)

n₁ = 25 rpm

M5 (T3-L4)

- Per sicurezza lasciare sul tamburo 3 spire di fune sempre avvolte.
- Always keep at least 3 wraps of rope on the drum for safety reasons.
- Per fissare l'argano utilizzare viti in classe 8.8
- To fix the winch use screws 8.8 grade.
- Le caratteristiche tecniche possono variare senza preavviso.
- Technical features may change with no previous notice from the manufacturer.

IL PRESENTE ARGANO NON PUO' ESSERE UTILIZZATO PER IL SOLLEVAMENTO DELLE PERSONE
THE PRESENT EQUIPMENT CAN'T BE USED TO LIFT PEOPLE

7 Referanser

1. **Wikipedia.** www.Wikipedia.com. *Crane(machine)*. [Internett] 18 Februar 2016. [https://en.wikipedia.org/wiki/Crane_\(machine\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Crane_(machine)).
2. **Thompson, Jason.** Spartan Engineering. *Effects of Low Temperature on Performance of Steel & Equipment*. [Internett] 18 Februar 2016. <http://www.spartaengineering.com/effects-of-low-temperature-on-performance-of-steel-equipment/>.
3. **Sjøfartsdirektoratet.** Sjøfartsdirektoratet hjemmeside. *Sjøfartsdirektoratet hjemmeside*. [Internett] 3 Juli 1990. https://www.sjofartsdir.no/PageFiles/13275/Nordisk_B_t_Standard_1990.pdf.
4. **Nigel, Cross.** *Engineering Design Methods, Strategies for Product Design*. Milton Keynes, UK : The Open University, 2005 (3. utgave).
5. **Shekhtman, A.N.** *The Probability and Intensity of the Icing Up of Ocean Going Vessels*. Moskow : Nauk-Issled Inst. Aeroklim T, 1968.
6. **Mulherin, Nathan D.** *Atmospheric Icing and Tower Collapse in the United States*. 1996.
7. **Shipilova, Olga.** *Marin Ising (Sjøsprøyt) på fartøyer, MARICE prosjektet*. s.l. : DNV GL, 2014.
8. **Pugh, S.** *Total Design: Integrated Methods for Successful Product Engineering*. s.l. : Addison Wesley, 1991.
9. **Yr.** www.Yr.no. *Barentshavet, Båtsfjord(Finnmark)*. [Internett] 22 April 2016. <http://www.yr.no/sted/Norge/Finnmark/B%C3%A5tsfjord/Barentshavet/statistikk.html>.
10. **Wikipedia.** www.Wikipedia.com. *Corrosion*. [Internett] 16 Februar 2016. <https://en.wikipedia.org/wiki/Corrosion>.
11. **Aalco.** www.aalco.co.uk. *5052 - H32 Sheet and Treadplate*. [Internett] 22 Februar 2016. http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=10.
12. **Alcoa.** www.aalco.co.uk. *6082 - T6 - T651 Plate*. [Internett] 18 Februar 2016. http://www.aalco.co.uk/datasheets/Aluminium-Alloy-6082-T6T651-Plate_148.ashx.
13. **Stainless, North American.** <http://www.northamericanstainless.com/>. *Long Products Stainless Steel Grade Sheet*. [Internett] 18 Februar 2016. <http://www.northamericanstainless.com/wp-content/uploads/2010/10/Grade-304-304L.pdf>.
14. **Ukjent.** www.wikipedia.org. *Fatigue (material)*. [Internett] 18 Februar 2016. [https://en.wikipedia.org/wiki/Fatigue_\(material\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Fatigue_(material)).
15. **made, How products are.** www.Madehow.com. *Crane*. [Internett] 18 Februar 2016. <http://www.madehow.com/Volume-5/Crane.html>.
16. **Construction, American Institute of Steel.** www.aisc.org. *Structural Steel Solution*. [Internett] 18 Februar 2016. <https://www.aisc.org/content.aspx?id=3792>.
17. **Irgens, Fridtjov.** *Fasthetslære 7. utgave*. Trondheim : Tapir Akademiske Forlag, 2006.
18. **Sundsbø, Per-Arne.** *Winterization of Onshore Facilities and Outdoor Work Areas*. Narvik : Høgskolen i Narvik , 2015.



19. **Eidsnes, Grim.** *Arctic Oil Gas Operation*. s.l. : Sintef, 2008.
20. **Eaton.** *Hydraulic Fluid Recommendations*. Lone Oak Road Eden Prairie : s.n., 1990.
21. **Cammaert, Dr. Gus.** *Impact og Marine Icing on Arctic Offshore Operation*. Delft : Delft University of Technology, 2013.
22. **Yr.** www.yr.no. *Skrova, Vågan(Nordland)*. [Internett] 22 April 2016. <http://www.yr.no/sted/Norge/Nordland/V%C3%A5gan/Skrova/statistikk.html>.
23. **Numbers, European Steel and Alloy Grades /.** www.steelnumbers.com. *S355J2*. [Internett] 18 Februar 18 2016. http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=10.
24. **Astrup.** *Metall Katalogen*. Oslo : Astrup, 2012.
25. **Stål, Norsk.** *Produktkatalog*. Oslo : Norsk Stål, 2012.