

Magnus Bjerkestrand Eid
Christian Vinorum Aanestad
Tomas Geitung

Elektrifisering av ROV grinder

Electrification of ROV grinders

Bacheloroppgave i Maskin
Veileder: Knut Sørby
Mai 2024

Magnus Bjerkestrand Eid
Christian Vinorum Aanestad
Tomas Geitung

Elektrifisering av ROV grunder

Electrification of ROV grunder

Bacheloroppgave i Maskin
Veileder: Knut Sørby
Mai 2024

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Fakultet for ingeniørvitenskap
Institutt for maskinteknikk og produksjon



Kunnskap for en bedre verden

RAPPORT BACHELOROPPGAVEN

Tittel: Elektrifisering av ROV grinder

Title: Electrification of ROV grinder

Prosjektnr: MTP-K-2024-05 Bs.ING

Forfattere: Magnus Bjerkestrand Eid, Christian Vinorum Aanestad, Tomas Geitung

Oppdragsgiver eksternt: DeepOcean AS Haugesund

Veileder internt: Knut Sørby

Rapporten er: Åpen

Dato levert: 21. mai 2024

Sammendrag

Bacheloroppgaven undersøker mulighetene og alternativene for elektrifisering av en undervanns-grinder til en ROV (Remotely Operated Vehicle). Formålet er å erstatte de nåværende hydrauliske systemene med elektriske løsninger for å redusere risikoen for oljelekkasjer og miljøskader, samt å tilpasse seg DeepOceans overgang til helelektriske ROV-er. Prosjektet inkluderer teoretiske analyser og CAD-modellering for å utvikle en egnet elektrisk grinder. Flere motoralternativer ble vurdert, DEPRO DEP-A-1419 ble valgt på grunn av balansen mellom tilgjengelighet, kraft, vekt og størrelse.

Summary

The bachelor's thesis explores the possibilities and alternatives for electrifying an underwater grinder for an ROV (Remotely Operated Vehicle). The purpose is to replace the current hydraulic systems with electric solutions to reduce the risk of oil leaks and environmental damage, as well as to adapt to DeepOcean's transition to fully electric ROVs. The project includes theoretical analyses and CAD modeling to develop a suitable electric grinder. Several motor options were considered, DEPRO DEP-A-1419 was chosen due to the balance between availability, power, weight, and size.

Stikkord

- Subakvatisk
- Elektrifisering
- Vinkelsliper
- CAD (Computer Aided Design)

Keywords

- Subsea
- Electrification
- Grinder
- CAD (Computer Aided Design)

Forord

Denne bacheloroppgaven markerer avslutningen på vår utdanning innen maskiningeniør ved Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet (NTNU) i Trondheim.

Rapporten er primært utformet for studenter ved bachelorprogrammet i maskiningeniør, og er skrevet med tanke på deres tekniske forståelse. Gjennom prosjektet har vi opplevd både utfordringer og fått verdifulle erfaringer med å arbeide på et større, sammensatt prosjekt. Det har vært en glede å kunne anvende noe av den kunnskapen vi har opparbeidet oss i løpet av tre år på NTNU.

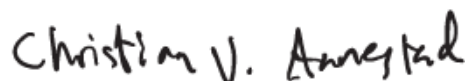
En stor takk går til vår oppdragsgiver DeepOcean, som ikke bare ga oss muligheten til å jobbe med dette prosjektet, og har vært svært støttende og tilgjengelige gjennom hele semesteret. Spesiell takk til David Lampe og Maria Teige for ukentlig oppfølging og gode tilbakemeldinger, samt svar og hjelp med tekniske spørsmål.

Vi ønsker også å rette en takk til vår interne veileder ved NTNU, Knut Sørby.



Magnus Bjerkestrand Eid

21. mai 2024



Christian Vinorum Aanestad

21. mai 2024



Tomas Geitung

21. mai 2024

Sammendrag

I forbindelse med konstruksjon, vedlikehold og dekommisjonering av subsea-installasjoner er det behov for fleksible verktøy som kan utføre et bredt spekter av oppgaver. En grinder, som kan håndtere alt fra kapping av bolter, rør og stålkonstruksjoner til stropper, er derfor essensielt. Denne bacheloroppgaven presenterer utviklingen av en elektrisk grinder tilpasset dagens teknologiske nivå og identifiserer også utfordringer og krav for fremtidige generasjoner av produktet.

Den optimale løsningen for fremtidige implementeringer er i denne oppgaven identifisert som bruk av en aksialfluksmotor, men denne er per nå ikke tilgjengelig på markedet. I stedet er det benyttet en motor fra DEPRO som møter dagens subsea-krav. Dette prosjektet, utført i samarbeid med DeepOcean, tar hensyn til selskapets overgang til helelektriske fjernstyrte undervannsfarkoster (ROV), som krever moderne og oppdaterte verktøy.

Flere løsninger er vurdert opp mot spesifikke krav, og det er diskutert fordeler og ulemper ved disse. Løsningen som ble valgt, benytter DEPRO DEP-A-1419 som base og maksimerer bruk av standardkomponenter tilgjengelige på markedet, noe som sikrer at produktet kan produseres med dagens teknologi og er klart for fremtidige oppgraderinger og implementeringer i subsea-operasjoner.



Figur 1: Ferdig modell

Abstract

In the construction, maintenance, and decommissioning of subsea installations, there is often a need for flexible tools capable of performing a wide range of tasks. A grinder, capable of handling everything from cutting bolts, pipes, and steel constructions to straps, is therefore essential. This bachelor thesis presents the development of an electric grinder adapted to today's technological level and also identifies challenges and requirements for future generations of the product.

The optimal solution for future implementations has been identified as the use of an axial flux motor, but this is currently not available for subsea use. Instead, a motor from DEPRO, which meets current subsea requirements, has been utilized. This project, conducted in collaboration with DeepOcean, considers the company's transition to fully electric remotely operated vehicles (ROV), requiring modern and updated tools.

Multiple solution proposals have been evaluated against specific requirements, discussing the advantages and disadvantages of these. The chosen solution utilizes DEPRO DEP-A-1419 as a base and maximizes the use of standard components available on the market, ensuring that the product can be produced with today's technology and is ready for future upgrades and implementations in subsea operations.

Innhold

Figurer	vii
Tabeller	viii
1 Introduksjon	1
1.1 Bakgrunn	1
1.2 Problemstilling	1
1.3 Organisering av rapporten	1
1.4 Oppdragsgiver - DeepOcean	1
1.5 ROV (Remotely Operated Vehicle)	2
1.6 Dagens løsning	3
1.7 Fordeler og Ulemper med Elektrifisering	5
1.8 Begrensninger for oppgaven	6
1.9 Mål	7
1.9.1 Resultatmål	7
1.9.2 Bærekraftsmål	7
1.10 Fremgangsmåte og metodikk	8
2 Materialteknologi	9
2.1 Materialer	9
2.2 Maskindeler	9
2.3 Tetninger	10
2.4 Korrosjon	10
3 Motor	11
3.1 Muligheter	11
3.2 Elektriske motorer	12
3.3 Valg av motor	13
3.4 Valgt motor: DEPRO DEP A 1419	15
3.5 Diskusjon om motorvalg	16
4 Konsepter	17
4.1 Ønskede designkriterier	17
4.2 Konseptalternativer	18
4.3 Vurderingskriterier	19
4.4 Konseptvurdering	20
4.5 Endelig konsept	21
5 Girkasse	22
5.1 Utforming girkasse	22
5.1.1 Utkast 1 - Hel kasse	23
5.1.2 Utkast 2 - Delt kasse	23
5.1.3 Utkast 3 - Liten girkasse	23
5.1.4 Utkast 4.1 - girkasse med tannhjul mot sagblad	23
5.1.5 Utkast 4.2 - girkasse med tannhjul på bunn	23
5.2 Styrkeberegning	24
5.3 Valgt girkasse	26

5.4	Tetning i girkasse	26
5.5	Rullingslager	29
5.6	Tannhjul	31
6	Oljefylt girkasse	32
6.1	Trykkkompensator	33
6.2	Effekttap av oljefylt girkasse	33
6.3	Overoppheting av oljefylt girkasse	35
7	Mekaniske forbindelser	38
7.1	Komponenter på aksel	38
7.2	Girkasse på Motor	41
7.3	Festeflens til Håndtak	42
7.4	Fishtail på grinder	42
7.5	Sagblad på aksel	43
7.6	Vibrasjoner	44
8	Designoppnåelse	46
8.1	Oppnåelse av designkriterier	46
8.2	Vekt og Volum	46
8.3	Technology Readiness Level	49
9	Konklusjon	50
10	Videre arbeid	51
10.1	Produksjon av prototype	51
10.2	Testing av prototype	51
10.3	Analysering av testresultater	51
10.4	Optimalisering og forbedring	51
	Vedlegg	54
A	ROV spesifikasjoner	54
B	Maskintegninger	55
C	Vinkelgir	66
D	Motor - DEP-1-1419	67
E	Tetning 19L	68
F	Tetning 40L	69
G	Grinder spec	70

Teori

1.1	Hydraulikk	5
1.2	Technology Readiness Level	6
2.1	Korrosjon	10

3.1 Motorteori	12
5.1 Bjelketeori	25
5.2 Kulelager	29
5.3 Girforhold	31
6.1 Trykk	32
6.2 Skjærspenning i fluid	34
6.3 Moment for å rotere sylinder i fluid	34
6.4 Varmeoverføringskoeffisient	36
6.5 Varmemotstand	37
6.6 Fouriers varmeledningslov	37
7.1 Lengde kil	38
7.2 Pressforbindelser	40
7.3 Minimum skruediamter	41
7.4 Vibrasjon	44

Figurer

1 Ferdig modell	iii
2 USV	2
3 ROV	3
4 Hydraulisk Grinder	4
5 Pascals lov i hydraulikk.	5
6 RFM og AFM https://www.lesics.com/axial-flux-motor-and-its-working.html	13
7 Illustrasjon AFM	13
8 DEP-A-1419	15
9 Mulige problemer fremstilt av ROV-pilot	17
10 Konsepter	18
11 Utkast av girkasse	22
12 Analyse av forskyving med statisk punktkraft (Utkast 4.1)	24
13 Analyse av forskyving med statisk punktkraft (Utkast 4.2)	24
14 Bjelkeutbøyning	25
15 Forenkling statisk punktkraft	25
16 Girkasselokk	26
17 40L-modell	27
18 Fjærbelastet enkeltleppe oljetetning	27
19 O-ring	28
20 Krefter på kulelagre under bruk	29
21 SKF 305	30
22 Spiral bevel gears	31
23 Illustrasjon av trykkpåvirkning på en ballong	32
24 Virkemåte trykkkompensator	33
25 Forenkling av Gir	33
26 Illustrasjon Varmeoverføring	36
27 Festeflens	42
28 Fishtail	42
29 D-hook	42
30 Simulering Flexiledd	43

31	Flexiledd	43
32	Vinkelledd	43
33	Sagblad	44
34	Bladfeste	44
35	Volum av komponenter	46
36	Materiale som kan fjernes	48
37	Vektoptimalisering	48
38	Girkasse med redusert vekt, fra 9857 g til 7043 g.	48
39	Reduksjon fra 1150 g til 800 g	48

Tabeller

1	Spesifikasjoner for hydraulisk grinder	4
2	Ønskede kvaliteter	7
3	Fremgangsmåte	8
4	Materialer	9
5	Vurdering av motoralternativer	15
6	Konseptvurdering	20
7	Dimensjoner O-ring	28
8	Dimensjoner SKF-kulelagre	30
9	Giring	31
10	Kileforbindelse	38
11	Tolerances for cast iron and steel housings [36]	39
12	Tolerances for solid steel shafts [36]	39
13	Måloppnåelse	46
14	Samlet oversikt over komponentenes vekt og volum	47

Akronymer

CAD Computer Aided Design

FEM Finite Element Analysis

ROV Remotely Operated Vehicle

USV Unmanned Surface Vessel

ROC Remote Operation Center

PTE Pressure Tolerant Electronics

AFM Axial Flux Motor

RFM Radial Flux Motor

PM Permanent Magnet

PTFE Polytetrafluoreten

HPU Hydraulic power unit

NASA National Aeronautics and Space Administration

1 Introduksjon

1.1 Bakgrunn

Gruppen kom i kontakt med oppdragsgiver via Sildikon Valley som hadde stand på Karrieredagene, høsten 2023. Bedriften presenterte på et oppstartsmøte flere oppgaver, og valget vårt falt på “Forbedring av kapping av strukturer under vann”, som underveis ble til “Elektrifisering av grinder”.

1.2 Problemstilling

Konstruere en helelektrisk grinder med minimal lekkasje fra hydraulikkoblinger som er kompatibel med kommende helelektriske systemer hos DeepOcean.

1.3 Organisering av rapporten

Rapporten er organisert utenom konvensjonell vitenskaplig struktur. Veileder har uttrykt ønske om kontinuerlig diskusjon og teori gjennom rapporten. Strukturen i rapporten er lagt opp slik at relevant teori, metode og diskusjon kommer på samme kapittel. Kapitlene er organisert kronologisk etter når temaene ble gjennomgått.

1.4 Oppdragsgiver - DeepOcean

DeepOcean ble grunnlagt i 1999 og har siden utviklet seg til å bli en verdensledende, teknologidrevet, uavhengig løsningsleverandør i havrommet. Med hovedkontor i Oslo og operasjonskontorer spredt over Norge, Storbritannia, USA og Mexico, tilbyr selskapet global støtte til sine kunder. Selskapets tjenester spenner over et bredt spekter, inkludert olje og gass, offshore fornybar energi, dyphavsmineraler og andre ikke-energinisjer. Tjenestene inkluderer alt fra undersøkelser og prosjektering til prosjektledelse, installasjon, vedlikehold og resirkulering.

DeepOcean følger en GO GREEN-holdning, som gjenspeiles i deres kontinuerlige innsats for å redusere karbonavtrykk og driftskostnader, samtidig som de muliggjør energiomstilling og bærekraftig bruk av havressurser. Innovativ bruk av fjernstyrte undervannsfarkoster (ROV) har posisjonert selskapet i front av bransjen for sikker og effektiv utførelse av undervannsarbeid ved hjelp av fjernstyringsteknologi.

DeepOcean står i spissen for utviklingen av fjernstyrte og ubemannede operasjoner samt digitale tjenester. Dette inkluderer deres Remote Operation Center (ROC) i Haugesund, Norge, hvor ROV-er betjenes fra land, noe som bidrar til økt operasjonell fleksibilitet, samtidig drift, reduserte kostnader ved å redusere offshorepersonell og minske karbonavtrykk.

For å ytterligere redusere CO₂-utslipp på norsk sokkel, har DeepOcean de siste årene utforsket bruk av mindre, ubemannede fartøy, kjent som Unmanned Surface Vessels (USV) vist i figur 2. Disse fartøyene tillater operasjoner uten behov for menneskelig tilstedeværelse om bord, noe som eliminerer plassbrukende fasiliteter som messe, innkvartering og toalett. Dette reduserer fartøyets

størrelse og øker energieffektiviteten. Den første hybrid USVen fra DeepOcean er planlagt levert i 2024.



Figur 2: USV

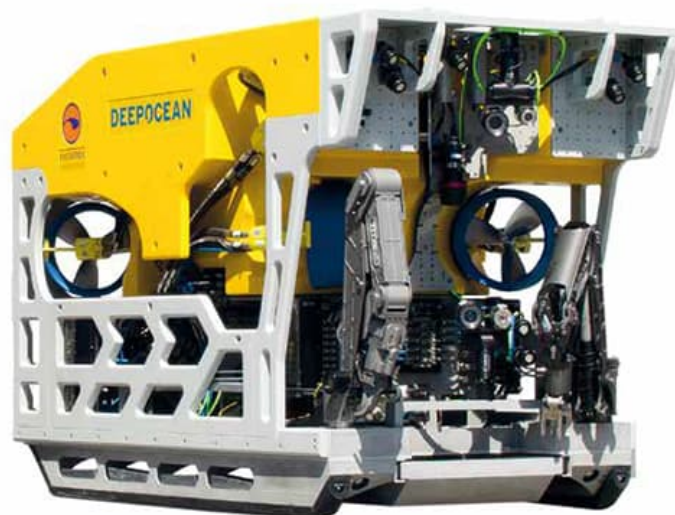
https://assets-global.website-files.com/61bc9c83993276d6130d6aa1/64b63cb63c75e1c81dc89418_USV_no_logo_web-p-2000.jpg

Videre vil de nye fartøyene være utstyrt med helelektriske ROV-er. En viktig del av utrustningen for disse er den elektriske grunderen, som er standard for de fleste operasjoner. Bytte fra hydrauliske systemer til elektriske vil ikke bare redusere risikoen for oljelekkasjer og miljøskader, men også styrke selskapets miljøvennlige profil.

1.5 ROV (Remotely Operated Vehicle)

Tidligere ble undervannsoperasjoner og arbeid utført av dykkere. Det er flere risikomomenter ved å bruke dykkere, blant annet behovet for spesialiserte drakter som tåler trykket ved store dybder og risikoen for dykkerrelaterte sykdommer, som dykkesyke ved for rask oppstigning til overflaten. For å unngå dette må dykkere foreta dekompresjonsstopp under oppstigningen. Dette øker risikoen for ulykker grunnet lang eksponering under vann. En løsning har vært bruk av trykksatte dykkeklokker, hvor dykkere kan utføre arbeid på dypt vann og deretter dekomprimere på overflaten. Dette er imidlertid ikke uten risiko, som vist i Byford Dolphin-ulykken hvor hurtig dekompresjon førte til flere dykkeres død [1].

Over tid har fjernstyrte undervannsfarkoster (ROV-er) tatt over mange av oppgavene dykkere tidligere utførte. ROV-er kan operere på store dyp uten å utsette mennesker for fare. De har vist seg spesielt nyttige i farlige miljøer og for oppgaver som krever langvarig undervannsarbeid. Fordelene med ROV inkluderer blant annet evnen til å nå større dyp enn dykkere, eliminert risiko for menneskelige skader, og evnen til å arbeide kontinuerlig uten behov for hvile. Ulempene er høye kostnader og behovet for spesialutstyr og vedlikehold [2].



Figur 3: ROV

<https://www.deeпоceangroup.com/rovs/constructor-220-hp>

Utviklingen av ROV-teknologi begynte hos den amerikanske marinen på 1960-tallet, som utviklet dem for å finne igjen torpedoer og annen ammunisjon tapt under sjøprøver [3]. På 1980-tallet begynte kommersielle selskaper å bruke ROV for å støtte offshore oljeoperasjoner. Disse robotene ble avgjørende for utviklingen av offshore oljefelt. “Work class”-ROV ble utviklet for å utføre oppgaver på dypt vann som inspeksjon, vedlikehold og bygging av undervannsstrukturer. I dag er ROV et uunnværlig verktøy i oljeindustrien, som utfører en rekke oppgaver og opererer på dybder som tidligere var farlige eller umulige for dykkere [4]. ROV blir også brukt innen marin forskning, miljøovervåking og arkeologi.

En ROV er utstyrt med teknologi som kameraer, sonarer og andre sensorer som gir operatører på overflaten et detaljert bilde av undervannsmiljøet. Med armer og verktøy kan en ROV utføre operasjoner, styrt fra et kontrollsentral som typisk befinner seg på skip eller på land. Design og funksjonalitet av ROV variere avhengig av bruksområder. Noen er små og agile for raske inspeksjoner, mens andre er store og utstyrt med kraftige verktøy for tungt arbeid på havbunnen.

Med den kontinuerlige utviklingen av teknologi blir ROV-er stadig mer sofistikerte og kapable, noe som gjør dem til en uunnværlig ressurs i nåværende og fremtidig utforskning og utnyttelse av havressurser.

1.6 Dagens løsning

DeepOcean sine ROV-er bruker i dag hydrauliske grindere. De benytter flere modeller, men gruppen har tatt utgangspunkt i å designe grindere med spesifikasjoner lik SUNFAB SCM 012-130 017, vist i tabell 1:

Spesifikasjon	Verdi
Vekt i luft	16 kg
Vekt i vann	12 kg
Bladdiameter	Ø300-400
Maks arbeidstrykk	400 bar
Maks kontinuerlig arbeidstrykk	350 bar
Maks RPM	3000
Maks kontinuerlig RPM	2400
Maks effekt	24 kW
Maks kontinuerlig effekt	19 kW
Startdreiemoment	0.27 Nm/bar (108Nm@400bar)

Tabell 1: Spesifikasjoner for hydraulisk grinder

Disse spesifikasjonene er representative også for andre modeller av hydrauliske grindere.

I subseabransjen brukes hovedsakelig hydrauliske systemer på grunn av deres robusthet og effektivitet under vann. Hydrauliske systemer har flere fordeler sammenlignet med elektriske løsninger, spesielt når det gjelder kraft-til-vekt-forholdet på arm. Hydraulic Power Units (HPU-er) som driver disse systemene, er vanligvis integrert i selve ROV-en, men kan også plasseres på overflaten ved behov. HPU-en utgjør mesteparten av vekten og tillater at verktøyene forblir lette, noe som er fordelaktig for ROV-ens bevegelighet og effektivitet.

Lekkasjer fra hydraulikkledninger og -koblinger kan forekomme på dagens løsninger. Det er problematisk for operasjoner, vedlikehold, reparasjoner og miljø. Selv om hydraulikkoljen DeepOcean benytter (Shell Tellus 22) er definert som “praktisk talt ikke giftig” [5] [6], er det fremdeles ønskelig å eliminere lekkasjer for å redusere miljøpåvirkningen.



Figur 4: Hydraulisk Grinder
<https://envirent.no/product/rov-grinder-o350/>

Teori 1.1: Hydraulikk

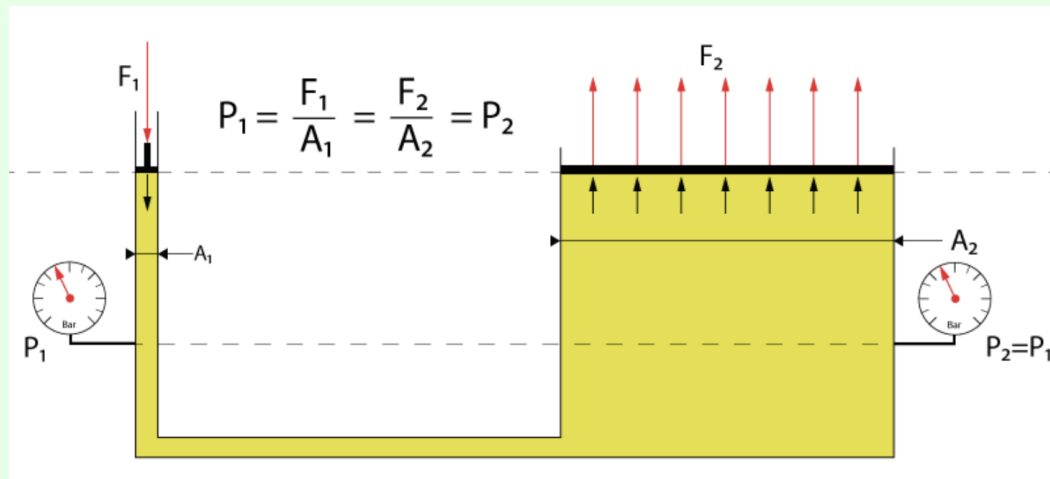
Hydraulikk

Hydraulikk utnytter væskers nesten inkompressible natur for å overføre kraft. Når en kraft (F) påføres et væskevolum, skapes et trykk (P) som er likt i alle retninger i væsken. Dette uttrykkes ved Pascals lov:

$$P = \frac{F}{A}$$

A er arealet som kraften påføres.

Hydraulikkssystemer bruker dette prinsippet til å utføre arbeid ved å overføre kraft gjennom væsker. Dette gjør det mulig å forsterke en liten kraft.



Figur 5: Pascals lov i hydraulikk.

<https://envirent.no/product/rov-grinder-o350/>

Figur 5 viser hvordan Pascals lov fungerer i et hydraulikkssystem: Kraften påført en liten sylinder resulterer i en større kraft i en større sylinder, siden trykket er konstant i hele systemet [7] [8].

1.7 Fordeler og Ulemper med Elektrifisering

Når man vurderer overgangen til helelektrisk grinder, er det viktig å undersøke fordelene og ulemperne ved en slik endring. Elektriske grindere tilbyr andre egenskaper enn tradisjonelle hydrauliske maskiner.

Fordeler:

- Enklere design.
- Færre komponenter.
- Ingen svake hydraulikkkoblinger.
- Miljøvennlig ved å redusere risiko for oljesøl.
- Modularitet.

- Forbedret energieffektivitet og reduserte driftskostnader.

Ulemper:

- Tyngre vekt på ROV-arm.
- Høyere initialkostnader/utviklingskostnader.
- Krever tilstrekkelig strømforsyning.
- Fysisk størrelse.

Teori 1.2: Technology Readiness Level

TRL

TRL-skalaen gir en vurdering på hvor langt i forskningsprosessen produktet har kommet. Dette innebærer dokumentasjon som viser til arbeidet som er gjort og resultater underveis. Metoden ble utviklet av NASA på 70-tallet, og brukes fortsatt i forskningsprosesser [9]. Skalaen er rangert fra TRL 1 - TRL 9 og de relevante karakterene i denne oppgaven er:

TRL 1: Grunnleggende egenskaper for teknologien er gjennomgått og bekreftet.

TRL 2: Ferdigdefinert konsept gjennom teknologiske og analytiske studier.

TRL 3: Fått konseptbevis gjennom studier og laboratoriemålinger basert på de bestemte teoriene fra tidligere stadier.

TRL 9: Det foreligger klare instruksjoner til produktet før, under og etter bruk. Produkter har vært i kommersiell bruk over tid.

Industriell forskning (TRL 2-4)

Måltrettet forskning og undersøkelse for å utvikle nye eller forbedre eksisterende produkter, prosesser eller tjenester. Dette inkluderer produksjon av komponenter til komplekse systemer, og kan innebære bygging av prototyper i laboratorier eller simulerte miljøer [10].

1.8 Begrensninger for oppgaven

Tid: Bacheloroppgaven har vært gjennomført i perioden januar til mai 2024. Med en slik begrenset tidsramme har det vært nødvendig å gjøre vurderinger og ta beslutninger på relativt begrenset tid.

Ressurser: NTNU prioriterer ikke ressurser for konstruksjon av en funksjonell prototype. Dette innebærer at man ikke kan produsere og teste funksjonaliteten til produktet, noe som kunne ha resultert i et bedre produkt på kortere tid.

De ønskede tekniske spesifikasjoner er fastsatt i samarbeid med oppdragsgiver, vist i tabell 2. Spesifikasjonene er valgt basert på begrensningene til den eksisterende ROV-en til DeepOcean i vedlegg A og egenskapene til eksisterende grunder i tabell 1. Etter konsultasjoner med DeepOcean er kvalitetene kraft, spenning, strøm og vekt justert i henhold til mulighetene som finnes med små tilpasninger.

Egenskap	Spesifikasjon
RPM	2500-5000
Nominell kraft	4-20kW
Dybde / trykk	3000m / 300 bar
Spenning	105VAC opp til 3000V
Strøm	20A
Størrelse	Maks høyde 25cm
Vekt	<35KG
Løftekapasitet, ROV-arm	122 kg

Tabell 2: Ønskede kvaliteter

1.9 Mål

1.9.1 Resultatmål

Digital modell: Gruppen ønsker å designe og utforme en modell i Autodesk Fusion 360.

Maskintegninger: Benytte Autodesk Fusion 360 til å presentere ferdige maskintegninger, klare til produksjon.

Fysisk modell: Gruppen ønsker å produsere grunderens deler ved hjelp av 3D-printing og sammenstille en illustrativ modell.

1.9.2 Bærekraftsmål

Oppgaven i seg selv løser ikke direkte noen av FNs Bærekraftsmål, men er en del av en større prosess, både i form av DeepOcean sin omstilling til helelektriske systemer, samt deres arbeid med dekommisjonering og resirkulering av undervannsinnstallasjoner. Gruppen konkluderte med at FNs bærekraftsmål nummer 9, 12 og 14 hadde mest relevans for oppgaven. Disse fokuserer på infrastruktur, bærekraftig forbruk og livet i havet:



Mål 9: Industri, innovasjon og infrastruktur: Målet er å bygge robust infrastruktur, fremme inkluderende og bærekraftig industrialisering, og støtte innovasjon.



Mål 12: Ansvarlig forbruk og produksjon: Sikre bærekraftige forbruks- og produksjonsmønstre, noe som innebærer alt fra å redusere avfall til å fremme global ressurs-effektivitet.



Mål 14: Livet i havet: Bevare og bruke hav og marine ressurser på en måte som fremmer bærekraftig utvikling. Dette inkluderer å beskytte marine økosystemer fra forurensning og overfiske, og å styrke bevaring av havområder.

1.10 Fremgangsmåte og metodikk

Gruppen brukte engineering method [11]. Metode har likhetstrekk med den vitenskapelige metoden. Den går ut på å definere et problem, undersøke hva som trengs, sette krav og begynne konseptutvikling. Deretter følger kontinuerlig tilbakemelding og testing for å bekrefte antagelser eller identifisere feil og mangler, for så å rette disse.

Konsept- og produktutviklingen fulgte følgende plan:

Start	Delmål	Beskrivelse
 V	Identifisere og fastsette krav	Sette krav for grinderen
	Identifisere motor	Finne motor som er basis for prosjektet
	Konsept	Undersøke hvordan motor og system må tilpasses for å kunne utføre oppgave
	Maskindeler	Finne ut hvilke maskindeler som kreves
	Materialer	Bestemme hvilke materialer som er nødvendige basert på beregninger og krav
Slutt	Beregninger	Gjøre utregninger og verifisere
	Design review	Gjennomgå designet, finne feilkilder og problemer, og utbedre disse

Tabell 3: Fremgangsmåte

2 Materialteknologi

Valg av materialer er en avgjørende faktor som direkte påvirker ytelse, holdbarhet og kostnad. Dette kapitlet gir en gjennomgang av materialene som benyttes i konstruksjon av komponenter som kulelager, tannhjul, tetninger og motor. Materialvalg vurderes med tanke på mekaniske egenskaper, tilgjengelighet, og motstand mot korrosjon.

2.1 Materialer

Materiale	Pris	Tilgjengelighet	Flytestyrke	E-Modul	Korrosjonsbestandighet
Stål	Lav	God	220-350 MPa	200 GPa	Dårlig
Rustfritt stål	Middels	God	170-240 MPa	190 GPa	Nokså God
Aluminium	Lav	God	70-700 Mpa	70 GPa	God
Xylan	Middels	Middels	Ikke relevant	Ikke relevant	Utmerket
Keramikk	Høy	God	Variert	50-400 Gpa	Utmerket
PTFE (Teflon)	Middels	God	15-30 Mpa	0.5 Gpa	Utmerket
Viton	Høy	God	10-20 Mpa	2 Gpa	Utmerket
Diamant	Høy	Begrenset	Veldig høy	1050-1200 GPa	Utmerket

Tabell 4: Materialer

2.2 Maskindeler

Stål (S235, S355, SCM415) [12] brukes ofte i kulelager og tannhjul. Det er relativt billig og lett tilgjengelig, med høy mekanisk styrke som gjør det egnet for belastede komponenter. Stål gir en god balanse mellom kostnad og ytelse, men er mer utsatt for korrosjon.

Rustfritt / syrefast stål (S316L) [13] er mye brukt i maskindeler på grunn av sin korrosjonsbestandighet, høye styrke og tilgjengelighet. Det er dyrere enn vanlig stål og gir bedre holdbarhet under korrosive forhold, noe som gjør det ideelt for miljøer med høy fuktighet eller kjemisk eksponering.

Aluminium [14] er vanlig i motordeler fordi det er lett å maskinere og har lav vekt, noe som reduserer totalvekten av maskinen. Det er kostnadseffektivt, men kan være utsatt for galvanisk korrosjon når det er i kontakt med edle metaller. Aluminium gir en god kombinasjon av letthet og maskinerbarhet .

Xylan [15] brukes som belegg på komponenter for å redusere friksjon, forlenge levetiden og minimere vedlikehold. Denne beleggtypen er spesielt nyttig i applikasjoner hvor lav friksjon og slitestyrke

er viktig, noe som forbedrer komponentenes generelle ytelse.

Diamant [16] er det hardeste naturlig forekommende materialet, noe som gjør det ideelt for bruk i sagblad til kapping av svært harde materialer. I sagblad benyttes industrielt produserte diamantpartikler, ofte sintret inn i en metallmatrise som gradvis slites bort under bruk. Dette sikrer høy skjæreeffektivitet og lang levetid for bladet.

2.3 Tetninger

Keramikk [17] er ofte brukt i tetninger på grunn av sin høye trykkmotstand og lave friksjonskoeffisient. Keramikk har også gode antikorrosjonsegenskaper og lang levetid, noe som gjør det ideelt for applikasjoner som krever høy holdbarhet under trykk.

PTFE (Teflon) [18] brukes som støtte til roterende komponenter eller for å tette ved flensmontering. PTFE har en lav friksjonskoeffisient og høy kjemisk resistans, noe som gjør det egnet for bruk i miljøer med aggressive kjemikalier.

Viton [19] er ofte valgt til de tøffeste oppgavene innenfor tetninger. Det har høy kjemisk resistans, holdbarhet og slitestyrke. Noe som gjør det ideelt for bruk i krevende industrielle applikasjoner hvor det er behov for pålitelig og langvarig tetning.

2.4 Korrosjon

Teori 2.1: Korrosjon

Korrosjon oppstår når materialer brytes ned på grunn av kjemiske eller elektrokjemiske reaksjoner med omgivelsene. En kjent form for korrosjon er rust, som dannes når jern reagerer med oksygen og/eller vann.

På molekylært nivå skjer korrosjon ved at elektroner overføres fra metallet til et oksidasjonsmiddel som oksygen. Elektrolytter som saltvann kan forsterke denne prosessen ved å forbedre elektrisk ledningsevne. Korrosjonsprosessen kan betraktes som en elektrokjemisk celle, hvor anoden (området hvor metallet oppløses) og katoden (området hvor reduksjonen skjer) ofte befinner seg på samme metallstykke [20].

Korrosjonsproblematikk er relevant for grunderen på grunn av arbeidsforholdene rundt og i saltvann. Siden grunderen vedlikeholdes over sjøoverflaten etter bruk er risiko for omfattende korrosjonsutvikling lav. Girkassen er tiltenkt produsert i rustfritt stål (S316L). Ifølge DeepOcean er det motstandsdyktig nok til at den ikke behøver overflatebehandling. Fishtailen og festesammenstillingen får et gult xylan-belegg, men dette er hovedsaklig for å bedre synligheten under vann. Deler som pakning og tetning vil ikke korrodere slik metallene gjør. Langvarig eksponering for saltvann kan likevel gjøre at gummien mister sin elastiske egenskap og blir sprø.

3 Motor

Utgangspunktet for oppgaven er en elektrisk motor. Valg av motor er avgjørende for å sikre god ytelse og effektivitet. Denne delen gir en oversikt over forskjellige motortyper, deres konstruksjon og bruksområder. Det blir sett på aksial- og radialfluksmotorer, samt stator- og rotorkonfigurasjoner, som er sentrale i motorens funksjon. Denne innføringen legger grunnlaget for å diskutere valg av motor for ulike behov.

3.1 Muligheter

Ved oppstart av oppgaven undersøkte gruppen eksisterende løsninger, og kom frem til noen alternativer. Det ble vurdert forskjellige motortyper og konfigurasjoner for å finne den mest egnede løsningen for prosjektets krav.

Finne eksisterende motor

Å kjøpe kommersielt tilgjengelige komponenter for subsea verktøy, som grindere, har mange fordeler. Det reduserer behovet for tid og ressurser til produktutvikling, da nye komponenter ikke trenger å utvikles og testes. Kommersielle motorer er testet, sertifisert og klare for bruk. Ved feil eller skade er det enklere å bytte motor, noe som minimerer nedetid. Gruppen fant til å begynne med ingen passende motorer, og utforsket derfor andre alternativer.

Konvertere eksisterende motor

En mulighet var å tilpasse en vanlig industrimotor til undervannsbruk. Den enkleste tilnærmingen ville være å konstruere et skall som holder et konstant internt trykk på 1 bar. Dette er en ofte brukt løsning for mindre elektriske systemer under vann, men for større maskiner blir det utfordrende å utforme en casing som kan motstå det eksterne trykket. Gruppen fant heller ikke en akseltetning som kunne håndtere en trykkforskjell på opptil 300 bar. Et alternativ var å konstruere en casing med 1 bar trykk for komponentene som ikke tåler trykk, og plassere de andre komponentene som tåler trykk i en oljefyllt casing. Et tredje alternativ var å plassere alle komponentene i en oljefyllt casing med trykkkompensasjon. Dette forutsetter at alle komponentene tåler det høye trykket de blir utsatt for.

Utvikle egen motor

Elektriske motorer for subsea tooling er et underutviklet felt med stort potensial for innovasjon og utvikling, sannsynligvis fordi mange fortsatt benytter hydrauliske systemer. Utformingen og konstruksjonen av en ny elektrisk motorløsning kunne ha vært et alternativ dersom gruppen hadde hatt ekspertise på design av elektriske motorer eller tilstrekkelig tid til å tilegne seg nødvendig kunnskap for å produsere og teste prototyper. Gruppen skisserte et konsept for en motor med realistisk ytelse og en aksialfluks-arkitektur. Aksialfluksmotor ble valgt på grunn av dens formfaktor og effektivitet.

3.2 Elektriske motorer

Teori 3.1: Motorteori

Elektromaskin

Elektromaskiner, som motorer og generatorer, konverterer elektrisk energi til mekanisk energi, eller omvendt, ved hjelp av elektromagnetisme. Når elektrisk strøm føres gjennom en leder, skapes et magnetfelt i henhold til Ampères lov. Dette magnetfeltet samhandler med andre magnetiske felt for å skape bevegelse. I elektriske motorer brukes strøm til å danne et roterende magnetfelt som driver rotorens bevegelse, mens i generatorer inducerer bevegelsen av en leder i et magnetfelt en elektrisk strøm ifølge Faradays induksjonslov. Dette samspillet mellom elektrisk strøm og magnetisme er grunnleggende for elektromaskiners funksjon [21].

Stator

Statorer, som er den stasjonære delen av elektriske motorer og generatorer, har som hovedoppgave å produsere magnetfeltet som driver rotoren. Dette feltet genereres ved at elektrisk strøm, oftest vekselstrøm, ledes gjennom spoler viklet rundt en jernkjerne, og skaper et roterende magnetfelt. Det finnes flere typer statorer som er tilpasset forskjellige motorarkitekturer, blant annet aksialfluks og radialfluks konfigurasjoner. Aksialfluks statorer har spoler arrangert parallelt med rotasjonsaksen, noe som muliggjør en mer plassbesparende design og er egnet for applikasjoner med strenge plassrestriksjoner. Radialfluks statorer har en konstruksjon med spoler arrangert radially rundt rotoren, noe som ofte forenkler kjøling og vedlikehold av motoren [22].

Rotor

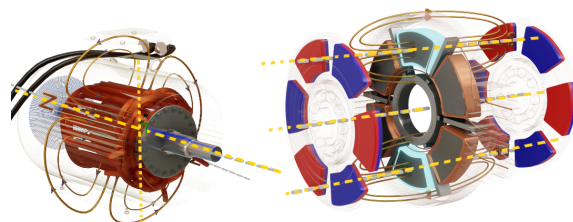
Rotoren, den roterende delen av en motor, er essensiell for konvertering av elektromagnetisk energi til mekanisk energi. Det finnes to hovedtyper av rotor: induksjonsrotorer og permanentmagnetrotorer. Induksjonsrotorer, også kjent som squirrel cagerotorer, inneholder ledningsspoler som inducerer et magnetfelt ved påvirkning fra statorens felt, og brukes typisk i asynkronmotorer. Permanentmagnetrotorer bruker permanente magneter for å skape et konstant magnetfelt og kommer i forskjellige konfigurasjoner for ulike motorer.

I radialfluksmotorer kan magnetene plasseres eksternt eller innkapsles i en jernkjerne for å forbedre effekten. Disse inkluderer Surface Permanent Magnet (SPM) og Internal Permanent Magnet (IPM) konfigurasjoner. Aksialfluksmotorer bruker oftest permanente magneter arrangert i et ringformet mønster som ligner pizzastykker på en tallerken, optimalisert for effektivitet og kompaktitet, noe som forbedrer den magnetiske ledningsevnen og effektiviteten i motoren [22].

Radialfluks

Radialfluksmotorer (RFM) er elektriske motorer hvor magnetfeltet er orientert radially i forhold til rotasjonsaksen. Dette er den mest utbredte typen av elektriske motorer på grunn av dens enkle design og effektive produksjonsmetoder. I en radialfluksmotor strømmer magnetisk fluks fra statoren (den stasjonære delen), over til rotoren (den roterende delen), og tilbake igjen, noe som skaper dreiemoment gjennom elektromagnetisk induksjon. Fordelene med radialfluksmotorer inkluderer

lavere produksjonskostnader, robusthet og enkelt vedlikehold. Ulempene er lav krafttetthet og lavt dreiemoment sammenlignet med aksialfluksmotorer, noe som kan begrense dens effektivitet i høyt spesialiserte og kompakte applikasjoner [22].



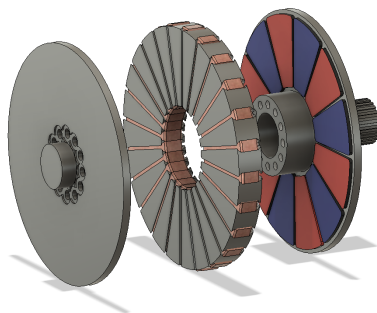
Figur 6: RFM og AFM

<https://www.lesics.com/axial-flux-motor-and-its-working.html>

Aksialfluks

Aksialfluksmotorer (AFM) er elektriske motorer hvor magnetfeltet er orientert aksialt, langs rotasjonsaksen. De er kjent for sin kompakte design og høye krafttetthet. Fordi kraften i AFM-motorer virker på en lengre arm fra aksen, gir denne arkitekturen større moment ved samme diameter sammenlignet med radialfluksmotorer. Denne mekaniske fordelingen gjør AFM-motorer spesielt effektive og ideelle for applikasjoner med begrenset plass.

Fordelene med aksialfluksmotorer inkluderer høy krafttetthet, kompakt design og høy effektivitet. Det er mulig å stable flere enheter sammen, noe som gir fleksibilitet i design og ytelse. Ulempene er høyere produksjonskostnader og mer kompleks kjøling og vedlikehold sammenlignet med radialfluksmotorer [22].



Figur 7: Illustrasjon AFM

3.3 Valg av motor

Det ble etterhvert identifisert eksisterende motorer for subsea-bruk, til tross for det begrensede markedet og få produsenter. Konsultasjon med en av disse aktørene viste at deres motor kunne implementeres i grunderen. Ytterligere undersøkelser avdekket totalt fire aktører med interessante

motorer. Videre presenteres disse fire motorene, sammen med muligheten for å utvikle en egen motor.

DEPRO

DEPRO er en produsent som spesialisere seg på subsea-motorløsninger. DEPROs motorer er kjent for pålitelighet og ytelse under krevende forhold. Deres motorer er oljefylte og trykkompenserte, noe som gjør dem ideelle for subsea-applikasjoner. Gruppen vurderte DEPROs produkter som sterke kandidater på grunn av deres eksisterende bruk i industrien og deres tekniske spesifikasjoner som oppfyller prosjektets krav.

IKM

IKM er en norsk produsent av subsea-motorer basert på Bryne. De leverer bestillingsmotorer med funksjoner, strømforbruk, kraft-per-vekt og virkemåte som DEPRO. Produksjonstiden er også sammenlignbar med DEPRO.

Elmotor AS

Elmotor AS tilbyr modulbaserte elektromotorer for marin- og subsea-applikasjoner. Ifølge spesifikasjonene har deres motorer bedre ytelse enn de fra IKM og DEPRO, med lavere vekt og høyere effekt. En utfordring er at de kun leverer innmaten. Det krever at man designer casing, styring og tetninger selv, som kompliserer oppgaven. Når vekten av aksling, casing og systemer for innfesting inkluderes, reduseres forskjellen i watt per kilo.

Walker Subsea

Walker Subsea tilbyr en AFM-motor designet for subsea-applikasjoner, men denne er for stor for oppgavens formål. Motoren har en topp effekt på 367 kW og veier 126 kg. Derfor er den bedre egnet for større systemer og pumper, som boring og andre store maskiner. Produsenten hadde ikke mindre motorer tilgjengelige, men mente aksialfluksmotorer var en ypperlig arkitektur for de planlagte applikasjonene.

Egen AFM

Utvikling av en egen aksialfluksmotor er en mulig løsning, men teknologien er kompleks og produksjonen utfordrende. Selv om en egenutviklet motor kunne være mer kompakt og effektiv sammenlignet med de tilgjengelige på markedet, krever det betydelig kompetanse og ressurser for simulering og produksjon. Et realistisk forslag, basert på eksisterende landbaserte motorer, kunne sett slik ut:

- To rotorer med 12 magneter hver
- Effekt på ca. 16 kW
- Én "yokeless" stator med 24 poler
- Ytterdiameter på 200 mm
- 800V 20A (eller 400V 40A) DC
- Vekt på ca. 20-25 kg

Motoren matcher den hydrauliske motoren i kraft, men med noe høyere vekt, og kan brukes i flere applikasjoner. Den ville vært oljefylt og trykkompensert.

Sammenligning av alternativene

For å velge den aktøren og motoren best tilpasset dette prosjektet gjøres en vurdering basert på følgende vurderingskriterier:

Tilgjengelighet: Hvor enkelt det er å skaffe motoren, og hvor enkelt det er å sette den i bruk.

Kraft: Høyere kraft er foretrukket.

Vekt: Vektbegrensninger både for ROV-en og for personer som må håndtere systemet.

Størrelse: Fysisk størrelse. En mer kompakt motor muliggjør et mindre system.

For å sammenligne hvor godt hvert alternativ møter de definerte vurderingskriteriene, benyttes en poengskala fra A (5 poeng) til F (0 poeng). Poengene multipliseres med vekten av hvert kriterium for å få en totalvurdering

Kriterie	Vekting	DEP-A-1419		IKM SUBSEA		Walker Subsea		Elmotor as		Utvikle egen	
		Vurdering	Poengsum	Vurdering	Poengsum	Vurdering	Poengsum	Vurdering	Poengsum	Vurdering	Poengsum
Tilgjengelighet	40 %	B	1,6	B	1,6	C	1,2	C	1,2	F	0
Kraft	30 %	C	0,9	C	0,9	A	1,5	C	0,9	A	1,5
Vekt	15 %	C	0,45	C	0,45	F	0	C	0,45	A	0,75
Størrelse	15 %	B	0,6	B	0,6	F	0	B	0,6	A	0,75
Total	100 %	B	3,55	B	3,55	C	2,7	C	3,15	C	3
Plassering		1		1		3		4		5	

Tabell 5: Vurdering av motoralternativer

3.4 Valgt motor: DEPRO DEP A 1419

Valget av DEPROs DEP-A-1419 motor ble tatt på bakgrunn av sammenligningen over, spesielt fordi det var en eksisterende løsning som kunne kjøpes og implementeres umiddelbart. DEP-A-1419 motoren har en god balanse mellom disse kriteriene, som gjør den til et godt utgangspunkt for dette prosjektet. Motoren er i bruk, og skårer til TRL nivå 9. Den er noe større og tyngre og har lavere effekt enn gruppen ønsket. Men sammenlignet med andre alternativer på markedet, ligger den nær medianen når det gjelder formfaktor, vekt og ytelse.



Figur 8: DEP-A-1419

Oppbygning

DEPRO DEP-A-1419 er en RFM motor med 4kW effekt ved 400VAC 11A, og har et oljefylt hus som er koblet til en ekstern trykkkompensator. Med en motorstørrelse og diameter på 155 mm, tilbyr denne motoren en robust bygning som er egnet for krevende industrielle anvendelser. Den oljefylte konstruksjonen sørger for å bevare motorens integritet og ytelse under trykk og i korrosive miljøer.

Kraft

Estimatene for nødvendig effekt indikerer at en 4 kW motor potensielt kan være i nedre sjikt av hva som kreves. Alternativet, en 9 kW motor, ville resultert i en vesentlig større, lengre og tyngre enhet. Derfor ble det tatt en avgjørelse om å prioritere størrelse og vekt, som var blant de viktigste kriteriene fastsatt i prosjektets oppstartsfasen. Selv om en kraftigere motor kunne tilbudt flere fordeler, ville de tilhørende ulempene med størrelse og vekt ha begrenset motorens anvendelighet i prosjektets bruksområde.

Strøm

Spesifikasjonsskjemaet indikerer at motoren drives med 400VAC. Etter samtaler med DEPRO ble det klart at de har kapasitet til å tilpasse spesifikasjonene etter kunders behov, inkludert muligheten for å tilby andre spenninger. For tiden prioriterer de likespenning, noe som gir større fleksibilitet i tilpasning til ulike strømforsyningssystemer og kan være avgjørende i anvendelser der tilgang til alternativ strømforsyning er begrenset.

Flens

Flensen på DEP-A-1419 motoren følger IEC B5-standard, med en husstørrelse på 150 mm. Ytre diameter på flensen er 200 mm med fire symmetriske hull på 165 mm diameter, og en indre flensdiameter på 130 mm med en tykkelse på 8 mm. Denne konfigurasjonen tillater enkel montering til både fishtail og girkasse.

3.5 Diskusjon om motorvalg

Gruppen konkluderte med at den nåværende generasjonen av ROV har begrenset kapasitet til å drive elektriske motorer, med en strømforsyning på bare 2x110V 20A, maksimalt 2kW per kabel. Derfor er det ikke fornuftig å bytte til elektrisk drift i denne generasjonen. Dette vil imidlertid være svært relevant for overgangen til neste generasjons ROV-er med helelektriske systemer.

4 Konsepter

Dette kapitlet presenterer og drøfter tre mulige konsepter og hvordan hvert konsept løser problemstillingen etter spesifikasjoner i tabell 2 og ønskede kriterier. Forkastede konsepter nevnes også.

4.1 Ønskede designkriterier

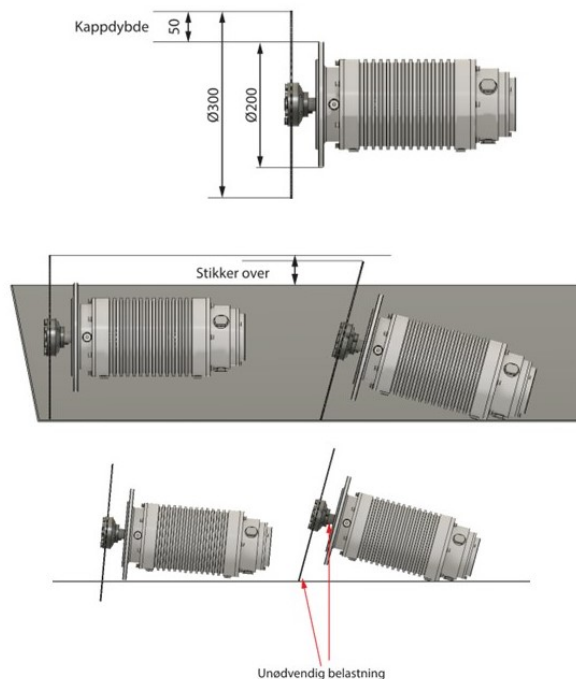
Gjennom samtaler med ROV-pilot fra oppdragsgiver er det blitt identifisert tre ønskede designkriterier. Disse er ikke begrensninger, men heller preferanser som er blitt sammenslått til vurderingskriteriet “Størrelse” når konseptene sammenlignes.

Kappdybde

I løsningen brukes et sagblad med en diameter på 300mm og diameteren på DEPRO-A-1419 er 200mm. Dette begrenser kappdybden til maksimalt 50mm, som kan være lite for mange oppgaver. For å forbedre dette og tilby større fleksibilitet i operasjonene, kan innføringen av en girkasse som enten forflytter eller vinkler bladet være en god løsning. Dette vil ikke bare øke kappdybden, men også tilby mer fleksibilitet ved å kunne håndtere forskjellige skjæreoppgaver mer effektivt.

Skuff

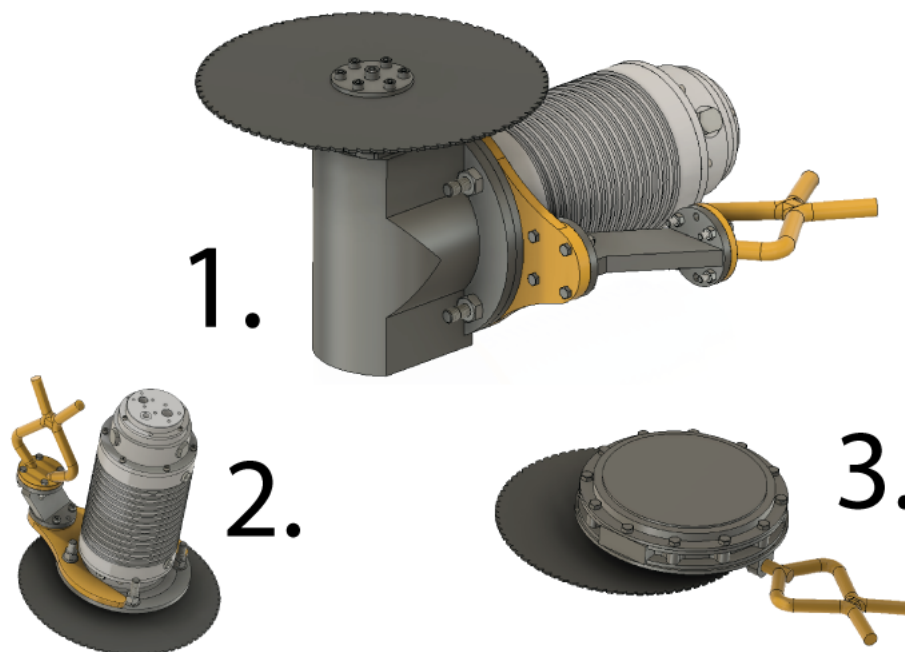
Grunnet ønsket om plass i verktøysskuffen til DeepOcean sin ROV, som har høyde 25 cm, og en bladdiameter på Ø300-400 mm, vil det ikke være mulig å montere bladet vinkelrett på motoren og samtidig få plass i skuffen.



Figur 9: Mulige problemer fremstilt av ROV-pilot

4.2 Konseptalternativer

Figur 10 illustrerer de tre konseptene.



Figur 10: Konsepter

Konsept 1

Konsept 1 bruker en tilgjengelig radialfluksmotor sammen med en girkasse. Girkassen vinkler sagbladet 90 grader ved hjelp av vinkelgir. Denne vinklingen av bladet reduserer den totale høyden og øker kappdybden. Å bruke allerede tilgjengelige deler gjør produksjon enklere og raskere.

Fordeler:

- God kappdybde
- Lav høyde
- Muliggjør giring

Ulemper:

- Dyrere konstruksjon
- Effekttap i girkasse
- Flere deler
- Tyngre

Konsept 2

Konsept 2 bruker en radialfluksmotor og kobler sagbladet direkte på motorens aksel. Her er potensielt motoren til IKM et bedre alternativ, da den har mindre flens enn den fra DEPRO. Dette designet eliminerer behovet for girkasse, som kan redusere vekten og forenkle både montering og vedlikehold av utstyret. Ved å fjerne mellomledd, som en girkasse, kan man også redusere energitap og øke effektiviteten i kraftoverføringen.

Fordeler:

- Færre deler
- Ingen effekttap i girkasse
- Billigere og enklere konstruksjon
- Lettere enn med girkasse

Ulemper:

- Dårligere kappdybde
- Større høyde
- Ingen mulighet for giring

Konsept 3

Konsept 3 benytter en aksialfluksmotor kombinert med en kompakt girkasse for å øke kuttdybde. Aksialfluksmotoren er kjent for sin høye effektivitet og kompakte design. Dette konseptet vil inkludere en girkasse designet for å posisjonere sagbladet lengre ut fra motorens senter, som øker kuttdybden uten å ofre motorens kompakte form. Dette tillater bruk av mindre, mer effektive motorer samtidig som nødvendig kraft og hastighet opprettholdes for krevende skjæreoppgaver.

Fordeler:

- God kappdybde
- Lav høyde
- God formfaktor
- God effekt
- Lavere vekt

Ulemper:

- Krever utvikling av motor
- Effekttap i girkasse
- Dyrere

Forkastede konsepter**Vinklet blad 40 grader**

Grinderen som er i bruk i dag har en bladvinkling på 40 grader. Mulighetene for å kopiere dette ble vurdert. Det ble imidlertid funnet at et vinkelgir på 40 grader ville føre til en større girboks. I tillegg ble det fastslått at det ikke var en betydelig fordel ved en bladvinkel på 40 grader kontra 90 grader. Derfor ble det besluttet å fokusere på en 90-graders bladvinkel.

Magnetisk kobling

En magnetisk kobling muliggjør overføring av torsjon mellom to roterende deler, uten at de er mekanisk sammenkoblet. Dermed elimineres mange av problemene som oppstår ved undervannsapplikasjoner. Det er ikke lenger behov for akseltetninger og girkassen blir dermed helt tett. Koblingen kan overføres i luft eller gjennom en ikke-magnetisk beholder, eksempelvis rustfritt stål [23]. Dette ble ikke videre oppfulgt grunnet manglende kunnskap på fagområdet. Gruppen konkluderte med at dette ville ta for mye fokus fra oppgaven og at det derfor heller burde fokuseres på andre konsepter.

4.3 Vurderingskriterier

For å velge riktig konsept er det satt fem vurderingskriterier. Disse er vektet etter hvor mye de påvirker funksjonalitet.

Tilgjengelighet (35% vektning):

Komponenter som ikke er mulig å kjøpe, må produseres. Komponentene bør være simple å produsere. Det er også ønskelig med få komponenter og dermed enklere sammenstilling og produksjon.

Komplisert produksjon kan føre til lengre og dyrere produksjonstid.

Størrelse (30% vektning):

Det var ved oppgavestart et ønske fra DeepOcean at grunderen kunne lagres i ROV-ens verktøyskuff som er 25 cm høy. Det kom senere frem at det var en mulighet å ha skuffen delvis lukket, men gruppen ønsket et design hvor dette ikke var nødvendig.

Vekt (10% vektning):

Grunderens design må også overholde ROV-armens vektbegrensninger, som er oppgitt i tabell 2. Ytterligere vektreduksjon er positivt.

Kraft (20% vektning):

Grinder må ha nok kraft til å utføre flest mulig operasjoner som dagens grinder utfører. Det kan være mulig å lage en versjon med mindre kraft til enklere kutt, men dette blir ikke prioritert.

Brukervennlig (5% vektning):

Det er ønskelig å ha ny elektrisk grinder lik nåværende grunder. ROV-piloter er vant med dagens løsning. Å lage en ny løsning som har samme brukervennlighet som dagens grinder vil føre til kortere opplæring og enklere tilpasning.

4.4 Konseptvurdering

For å sammenligne hvor godt hvert konsept møter de definerte vurderingskriteriene, benyttes en poengskala fra A (5 poeng) til F (0 poeng). Poengene multipliseres med vektningen av hvert kriterium for å få en totalvurdering.

Kriterie	Vektning	Konsept 1		Konsept 2		Konsept 3	
		Vurdering	Poengsum	Vurdering	Poengsum	Vurdering	Poengsum
Tilgjengelighet	35 %	B	1,4	A	1,75	F	0
Kraft	30 %	C	0,9	C	0,9	A	1,5
Vekt	10 %	C	0,3	B	0,4	A	0,5
Størrelse	20 %	B	0,8	E	0,2	A	1
Brukervennlig	5 %	A	0,25	B	0,2	A	0,25
Total	100 %	B	3,65	C	3,45	C	3,25
Plassering		1		2		3	

Tabell 6: Konseptvurdering

Karaktertildeling:

Tilgjengelighet: Konsept 1 og Konsept 2 skårer henholdsvis middels og høyt på tilgjengelighet.

Disse konseptene bruker komponenter som allerede er på markedet eller kan produseres med eksisterende teknologi, som gir en robust forsyningskjede. Konsept 3 fikk lavest score grunnet bruk av aksialfluksmotor, som per dags dato ikke har blitt funnet som et eksisterende alternativ.

Kraft: Her vurderes det at både Konsept 1 og Konsept 2 tilbyr adekvat kraft for operasjonene

som kreves, selv om de ikke utnytter den potensielle effektiviteten til en aksialfluksmotor som i Konsept 3.

Vekt: Konsept 1 og 2 skårer omtrent likt, men Konsept 2 er lettere fordi den ikke har girkasse. Konsept 3 skårer høyest på grunn av den forventede vektreduksjonen aksialfluksmotoren ville medført.

Størrelse: Med størrelsesbegrensning som en faktor, skårer Konsept 1 og Konsept 3 bedre enn Konsept 2. Konsept 2 sin direkte montering kan øke den totale høyden av enheten, noe som er en ulempe.

Brukervennlig: Alle konseptene skårer relativt høyt på brukervennlighet, med Konsept 1 og Konsept 3 som de foretrukne. Disse tilnærmer seg funksjonaliteten og brukeropplevelsen til eksisterende løsninger. Dette er viktig for enklere overgang og reduserer opplæringsbehov.

4.5 Endelig konsept

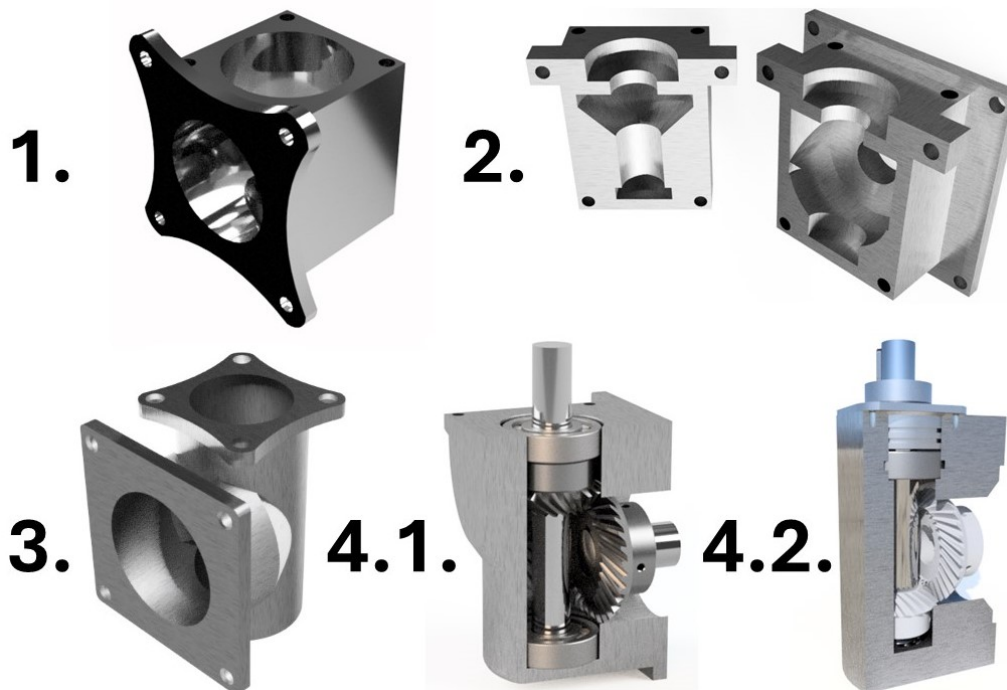
Etter en evaluering av de ulike konseptene basert på de fastsatte kriteriene, er Konsept 1 valgt for videre utvikling. Dette konseptet oppnådde den høyeste totale poengsummen, som reflekteres i tabell 6, og anses dermed som den mest gunstige løsningen med dagens teknologi og tilgjengelige ressurser. Selv om Konsept 3 potensielt kunne tilby overlegne tekniske fordeler, som for eksempel bedre krafttilførsel og redusert vekt, er tilgjengeligheten av nødvendige komponenter som aksialfluksmotorer for subsea-bruk i dag for begrenset. Dermed utgjør dette et kritisk hinder for realisering på kort sikt.

5 Girkasse

Basert på konseptvurdering ble det valgt å implementere en girkasse i grinderen. Utforming av girkassen ble gjort for hånd og med Computer Aided Design (CAD). Videre i kapitlet presenteres komponentene i valgt girkasse.

5.1 Utforming girkasse

Dette delkapittelet utforsker de tekniske og konstruksjonsmessige overveielene som førte til det endelige designet av girkassen. Girkassens design gikk gjennom flere iterasjoner, fra enkle, direkte løsninger til mer avanserte løsninger. Styrkeberegninger ble utført ved hjelp av Finite Element Analysis (FEA) i Autodesk Inventor for å teste ulike utforminger. Denne prosessen, sammen med valg av materialer og produksjonsmetoder, sikrer at girkassen ikke bare er funksjonell og robust, men også produserbar innenfor rammen av prosjektets begrensninger. Videre presenteres designprosessen kronologisk, fra de første utkastene til det endelige valget som oppfyller alle tekniske og operasjonelle kriterier.



Figur 11: Utkast av girkasse

5.1.1 Utkast 1 - Hel kasse

Første utkast er en enkel girkasse utformet som en kube. Dette er et enkelt design som fører til enkel produksjon. Ved produksjon trengs det kun å frese ut en kube, bore to hull og frese ut flens. Designet er også utformet slik at både kulelager og tetning monteres i denne kassen kontra i lokket til kassen.

Fordeler:

- Enkel produksjon
- Robust design

Ulemper:

- Unødvendig mye materiale fører til økt vekt

5.1.2 Utkast 2 - Delt kasse

I andre utkast er hensikten å forenkle sammenstilling og samtidig feste komponenter sikrere og enklere. Gir og lager blir plassert på akselen etter at første del av girkassen er festet på motorflensen. I dette designet er det ikke nødvendig med hull store nok til tannhjul og kulelager, fordi man kan plassere komponenter større enn hullene før del to av girkassen monteres. Problemet med dette designet er økt fare for lekkasje. Det er sjelden deler i girkassen må vedlikeholdes eller skiftes, derfor kan dette designet føre til flere ulemper enn fordeler. Det vil bli en betydelig større kontaktflate utsatt for lekkasje.

Fordeler:

- Enklere sammenstilling
- Sterkere festing av komponenter

Ulemper:

- Økt fare for lekkasje

5.1.3 Utkast 3 - Liten girkasse

Dette designet er det letteste og minste designet. Alle kanter og overflater er designet for å redusere mest mulig vekt. Ved fresing kan det bli et problem med mange ulike vinkler og kanter. Det er heller ikke kritisk reduksjon i vekt på dette designet.

Fordeler:

- Lett og kompakt
- Redusert materialekomponenter

Ulemper:

- Vanskelig å produsere
- Ingen kritisk vektreduksjon

5.1.4 Utkast 4.1 - girkasse med tannhjul mot sagblad

Før simulering vist i figur 12 var dette det endelige designet. Etter simulering ble designet endret til å ha øverste gir på bunn. Simulering viser mindre krefter lengre vekk fra bladet. Det blir derfor sikrere å ha vinkelgirene på motsatt side av bladet. Dette resulterer i en lengre girkasse.

5.1.5 Utkast 4.2 - girkasse med tannhjul på bunn

Dette designet er laget for å være enkelt å produsere, men også uten overflødig materiale. Det er også tatt høyde for forskyving, og dermed plasseres alle komponenter steder de er minst belastet. Dette er blitt gjort etter styrkeberegning i Autodesk Inventor og for hånd, vist i kapittel 5.2. Det har en enkel sammenstilling og har redusert sjanse for lekkasje sammenlignet med tidligere utkast.

Fordeler:

- Enkel produksjon
- Optimal komponentplassering for minimal forskyvning

Ulemper:

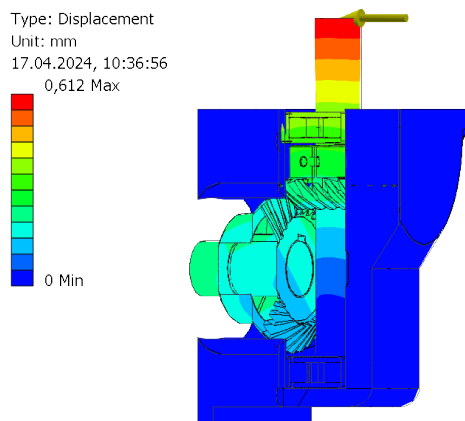
- Lengre girkasse

5.2 Styrkeberegning

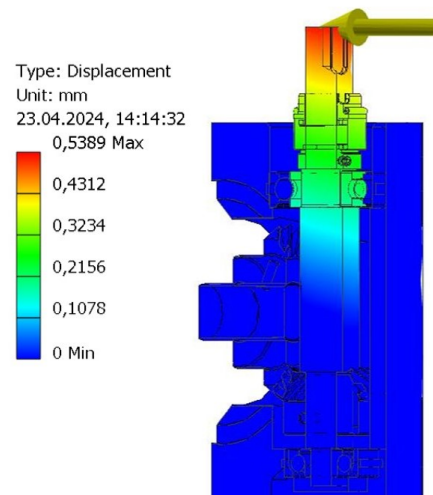
For å velge riktig design, og beregne hvor tannhjulene blir plassert, ble det utført analyser med FEA-metoden i Autodesk Inventor og styrkeberegning for hånd.

FEA

Styrkeberegning med FEA viser forskyvning i øvre del av aksel til motor. Det ble derfor undersøkt muligheten til å flytte øvre tannhjul på bunn av girkasse. For å verifisere om nytt design er bedre, ble det gjort en ny styrkeberegning som vist i figur 13. Det er tydelig at det er mindre påkjenninger på tannhjul ved bunn av girkasse.



Figur 12: Analyse av forskyvning med statisk punktkraft (Utkast 4.1)



Figur 13: Analyse av forskyvning med statisk punktkraft (Utkast 4.2)

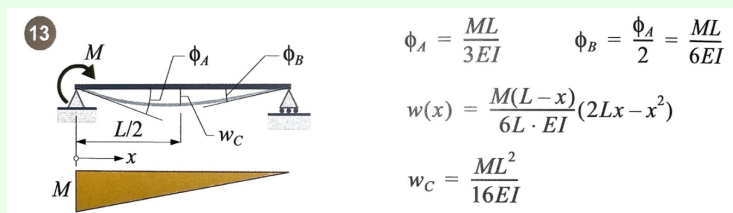
Simuleringen viser forskyvning, der røde områder representerer størst forskyvning, mens mørkeblå områder er statiske. Den maksimale forskyvningen ble simulert til å være 0.612 mm ved festepunktet for sagbladet. Det er viktig å merke seg at simuleringen er en forenkling og har usikkerheter. Resultatene fra simuleringen har illustrativ verdi for designprosessen, men vil avvike noe fra virkeligheten. I dette tilfellet er simuleringen brukt til å sammenligne to like scenarier for å vurdere om forskyvningen reduseres ved å plassere tannhjulene i bunnen. Materialene som benyttes er rustfritt stål for girkassen og akslene, mens de resterende komponentene er av høyfast lavlegert stål. Materialvalgene er imidlertid ikke sentrale, ettersom formålet kun er å identifisere områder med betydelig forskyvning.

Håndberegning

Til tross for at styrkeberegning kun er for å identifisere hvor det er minst forskyving, og ikke nøyaktig hvor mye forskyving, gjøres det en mer nøyaktig utregning med bruk av formel fra Euler-Bernoulli teori.

Teori 5.1: Bjelketeori

Nødbøyning i bjelker kan utregnes fra Euler-Bernoulli sin bjelketeori. Teorien forenkler bjelker til konstant tverrsnitt, E-modul og andre arealmoment. Fra teorien er det laget ulike formler for enkle bjelker [24]. I dette tilfellet er følgende formel relevant:

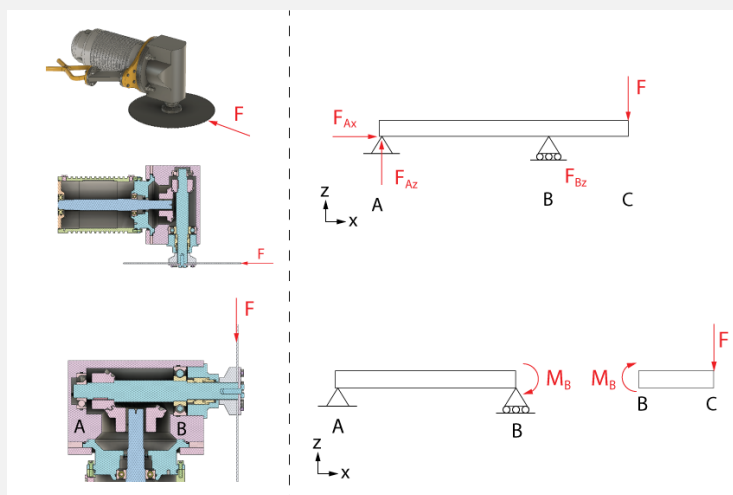


Figur 14: Bjelkeutbøyning

$$w(x) = \frac{M(L-x)}{6L \cdot EI} (2Lx - x^2) \quad (1)$$

Forklaring av systemet

For å regne nødbøyning i aksel gjøres det en forenkling av tilfelle der grunderen blir påført en statisk punktkraft. Forenkling er vist i følgende figur 15. Her er punkt A og B de to kulelagrene.



Figur 15: Forenkling statisk punktkraft

Utregning forskyving

For å se om det er forskjell i forskyving på øvre og nedre del av akselen brukes formel (1) fra Euler-Bernoulli. For å se forskjell i de to plasseringen av tannhjul brukes 39 mm fra øverste kulelager som punkt 1 og 100mm fra øverste kulelager som punkt 2.

- $E = 190\text{GPa}$
- $I = \frac{\pi \cdot R^4}{4} = 19174.76\text{mm}^4$
- $L = 134.8 \text{ mm}$
- $M = -F \cdot BC = -1.22\text{kN} \cdot 82.55\text{mm} \approx -101\text{kNmm}$

$$w(39) \approx -0.03\text{mm}$$

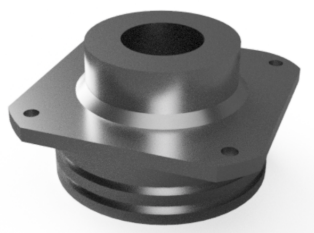
$$w(100) \approx -0.02\text{mm}$$

Håndregning med mer nøyaktig materialegenskaper viser at forskyving er minimal. Men det er fortsatt mindre forskyving på bunn av girkassen.

5.3 Valgt girkasse

Etter flere iterasjoner fremstilt i kapittel 5.1, endte designprosessen med utkast 4.2. Ved hjelp av styrkeberegninger og samtaler med oppdragsgiver, ble det en enighet om at designet er tilstrekkelig for oppgaven. Girkassen blir laget av rustfritt stål. Den vil bli vedlikeholdt på land, som fører til lite problemer med korrosjon.

For å holde girkassen tett lages det et lokk med en tetning inkludert. Lokket gjør sammenstilling enkelt, samtidig som det holder olje inne og vann ute.



Figur 16: Girkasselokk

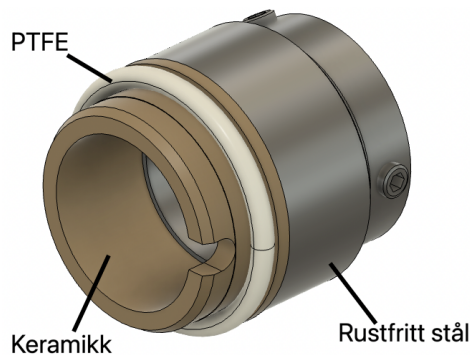
5.4 Tetning i girkasse

Det er viktig at girkassen er tett for å holde på smøring og trykk. På samme måte som i andre roterende undervannsverktøy trengs det en tetning for roterende aksel, men her var det ønskelig med en sterkere og mer robust tetning. Gruppen valgte derfor å kontakte en rekke tetningsekspertter fra forskjellige bedrifter. Etter tips fra blant annet AHP seals, Otto Olsen og CinchSeals ble det anbefalt å bruke en mekanisk akseltetning. Vurderingsprosessen endte at det var to alternativer som virket gode.

Alternativ 1 (Mekanisk tetning):

Begge tetningene i vedlegg E og F er mekaniske, og begge kunne blitt brukt i applikasjonen. Modellen 40L fra Vulcan seals er et godt alternativ grunnet et design med færre bevegelige deler som kan føre til potensielle feilkilder.

Type 40L har en fremre del som ikke roterer med akselen, den unngår å rotere på grunn av en antirotasjonspin som monteres i girkasselokket. En PTFE-ring blir brukt for å dempe støt som vil kunne oppstå, samtidig bidra til effektiv tetning helt ytterst i akselgangen. Bakre del festes på akselen ved hjelp av to setteskruer. Denne delen vil rotere med aksel og sørge for at girkassen er tett. Delen har også et sett med beskyttede fjærer, deres formål er å dempe kontakten mellom fremre og bakre del. Dimensjonene er vist i vedlegg F for akseldiameter $D\varnothing = 25\text{mm}$.

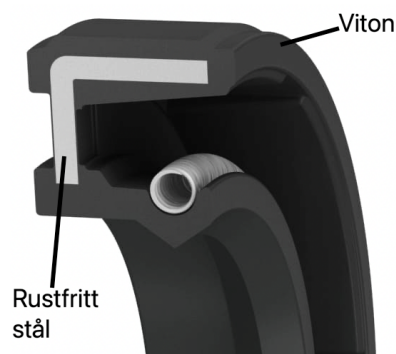


Figur 17: 40L-modell

Alternativ 2 (Spring-loaded single-lip oil seal fra AHP seals):

Denne fjærbelastede enkeltleppe oljetetningen [25] er en tetning som brukes i ytre del av motoren. Den er plassert rundt akselen for å holde olje og smøring inne i motoren mens akselen roterer. Den er laget av gummi, med et integrert stålforsterkende element.

Tetningsutfordringen kan håndteres på samme måte som i motoren, ved å anvende en fjærbelastet enkeltleppe oljetetning. Dette reduserer plassen som kreves for tetningen, noe som resulterer i en mer kompakt girkasse. Avstanden fra kulelagrene til sagbladet blir kortere, og hele akselen stabiliseres ytterligere. Det bør imidlertid bemerkes at bruk av denne type tetning sannsynligvis vil føre til større oljeutslipp sammenlignet med det første alternativet. Dette skyldes materiale og utformingen som ikke er hovedsakelig laget av gummi og derfor mindre robust.



Figur 18: Fjærbelastet enkeltleppe oljetetning

<https://ahpseals.com/product/a/>

Valg

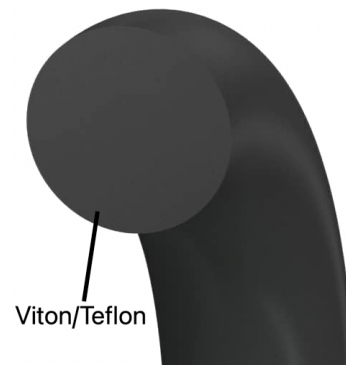
De viktigste kriteriene for å velge riktig tetning i denne applikasjonen var robusthet og korrosjonsbestandighet. Begge alternativene har utmerkede korrosjonsegenskaper, men det er alternativ 1 som er mest robust. Samtidig som beregninger viser at kulelagrene ikke er avhengig i at avstand mellom blad og girkasse minskes. Valget falt derfor på alternativ 1.

O-ring og pakning

For å kunne støtte opp kulelagrene som vil oppleve krefter under kutting, er det ønskelig å montere o-ringer i spor rundt lagrene. Dette ble bekreftet som en god løsning etter inspeksjon av motorens komponenter, som viser at disse brukes på samme måte der. Motoren har er vurdert som TRL 9, og derfor kan det anses som en god løsning.

Tversnitt D	2.62 mm
Indre D	62 mm
Ytre D	67.24 mm

Tabell 7: Dimensjoner O-ring



Figur 19: O-ring

<https://ahpseals.com/product/or/>

Når det gjelder tetning av flens er det mulig å både bruke o-ring eller en flenstetning. Flenstetning er en pakning som dekker hele kontaktflaten mellom flensene. I grinderens tilfelle er det anlegg for bruk av o-ring ved tetning av flens. Motormodellen har dette allerede montert. Derfor vil o-ringer bli brukt til denne applikasjonen også.

5.5 Rullingslager

Valg av rullingslager avhenger av hvilke krefter som påvirker lageret. De mest vanlige typene av rullingslagere er kulelager og rullelager.

Teori 5.2: Kulelager

Sporkulelager

Sporkulelager er et økonomisk valg grunnet sin enkelhet og lave kostnad. Dette lageret består av kuler som opererer med en liten kontaktflate mot sporene de ruller i. Den begrensede kontaktflaten reduserer friksjonen betydelig, som er gunstig for applikasjoner som krever lav motstand mot rotasjon. Imidlertid betyr den lille kontaktflaten at sporkulelageret ikke er optimalt for å håndtere store aksielle laster [26].

Rullelager

I motsetning til sporkulelager, består et rullelager av sylindriske ruller som har en større kontaktflate med de spor de opererer i. Denne økte kontaktflaten gjør rullelager mer egnet til å tåle større krefter både aksielt og radielt. Dette gjør dem ideelle for applikasjoner hvor det er behov for å støtte større belastninger [27].

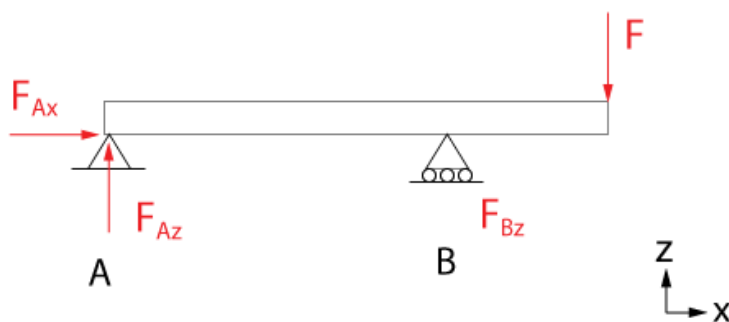
Vinkelkulelager

Vinkelkulelager er designet for å ta opp aksielle krefter i tillegg til radiale krefter. Dette gjør dem velegnet for applikasjoner der det forekommer kombinerte belastninger [28].

Glidelager

Glidelager har ingen rullende elementer, men består av en glidende overflate som reduserer friksjon mellom bevegelige deler. De er enkle i design og vedlikehold, og brukes ofte i applikasjoner med lav rotasjonshastighet [29].

Kulelager ble valgt etter akselstørrelse, deretter ble det kontrollert i utregning 5.5. Maks belastning på ROV sin arm er begrenset til 122kg, det blir derfor bruk 1.22kN som dimensjonerende kraft på sagbladet. Med utgangspunkt i Newtons første lov er opplagringskreftene i kulelagrene beregnet for å motstå denne kraften. Figur 20 viser kraft påført kulelager A og B. Denne fornklingen har tatt samme utgangspunkt som figur 15.



Figur 20: Krefter på kulelagre under bruk

Utregning av statiske krefter på kulelager

$$\sum M_B = 0 : -1,22kN \cdot 0,08253m + F_A \cdot 0,135m = 0$$

$$F_A \approx 0,75kN$$

$$\sum F_z = 0 : -1,22kN + F_B - F_A = 0$$

$$F_B = 1,22kN + 0,747kN \approx 1,97kN$$

$$C_{0,A} > 0,75kN$$

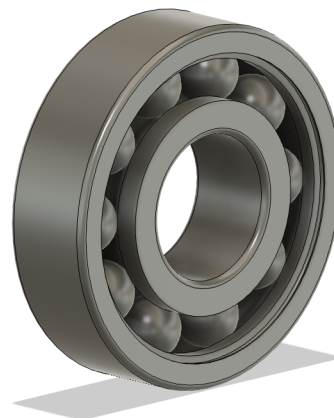
$$C_{0,B} > 1,97kN$$

Hovedbelastningene vil være trykk og skjærbelastning parallelt med sagbladet. Dette fører til radielle krefter, men lite aksielle krefter. Til tross for at rullelager tåler høyest belastning radielt, endte valget på kulelager. Kraftene er små, og kulelager er mer tilgjengelig. For å ta opp mulige uforutsette aksielle krefter blir det valgt et kulelager med vinkel på bunn av akselen.

Det er to kulelagere i girkassen. SKF 306 [30] som kulelager B og SKF 7304 BEP [31] som kulelager A. Utregning viser at det vil være betydelig større krefter i kulelager B enn A, derfor er det et kraftigere kulelager i plass B. Kulelager A har en kontaktvinkel som gjør at den effektivt tåler høyere aksial belastning. SKF er brukt fordi det er velkjent og lett tilgjengelig. Kulelagrene er presentert i tabell 8.

Kulelager		A	B
Indre D		20 mm	30 mm
Ytre D		52 mm	72 mm
Bredde		15 mm	19 mm
Basic load rating	Dynamic C [kN]	17.4	29.7
	Static C_0 [kN]	9.5	21.6

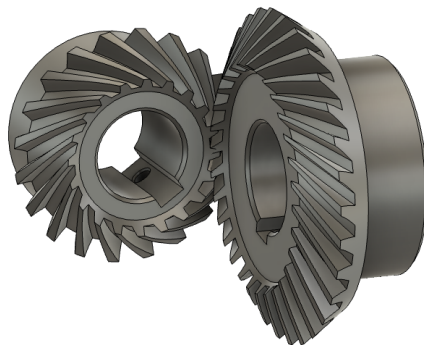
Tabell 8: Dimensjoner SKF-kulelager



Figur 21: SKF 305

5.6 Tannhjul

Valget av det riktige tannhjulsystemet var viktig for utformingen av grinderen. Etter å ha vurdert ulike alternativer, falt valget på spiralformet kjegletannhjul, kjent som spiral bevel gears. Disse tannhjulene tilbyr flere fordeler som kan påvirke kutteprosessen i grinderen. De vinklede tennene gjør bevegelsen jevnere, som bidrar til å redusere både vibrasjon og støy under bruk. Dette gjør dem til et ideelt valg for å oppnå en mer effektiv og behagelig brukeropplevelse. Dimensjonene finnes i vedlegg C for MBSB3-2030L og MBSB3-3020R.



Figur 22: Spiral bevel gears

For å undersøke hastighet og torsjonsmoment ut av systemet til sagbladet, brukes definisjon av girforhold:

Teori 5.3: Girforhold

Girforhold i defineres slik:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (2)$$

Tannhjul har et forhold på 1.5 som gir oss følgende:

Diameter aksling	Antall Tenner	Hastighet	Torsjonsmoment
30mm	30	2445 RPM	32 Nm
25mm	20	3667.5 RPM	21.33 Nm

Tabell 9: Giring

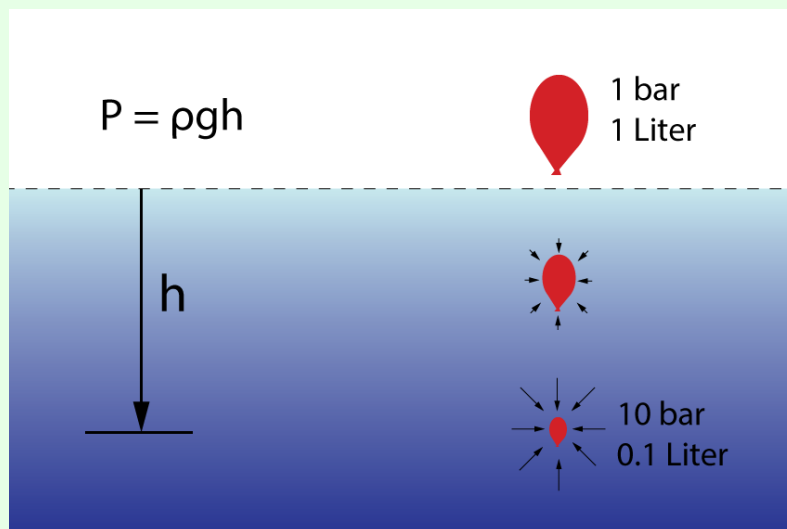
6 Oljefylt girkasse

På havbunnen, hvor grunderen og ROVen skal operere, er hovedutfordringene korrosjon fra saltvann og trykket fra den overliggende vannsøylen. Dette stiller strenge krav til både konstruksjonen og de elektriske komponentene.

Teori 6.1: Trykk

Komprimerbare materialer som gasser, vil komprimeres i henhold til Boyles lov $P_1V_1 = P_2V_2$.

Eksempelvis vil en ballong fylt med 1 liter luft ved 1 bar redusere volumet til 0.1 liter når den senkes 100 meter under vann, illustrert i figur 23. Gummien i ballongen tillater deformasjonen, men i en rigid beholder vil trykkforskjellen belaste materialet, potensielt inntil det feiler.



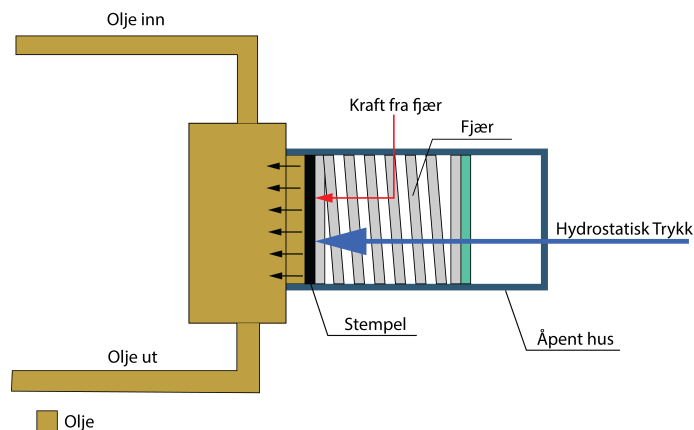
Figur 23: Illustrasjon av trykkpåvirkning på en ballong

Ved å erstatte luften med en inkompressibel væske, som olje, oppfører systemet seg tilnærmet isotropt, uten trykkforskjeller og påfølgende stress.

I dette prosjektet påvirker trykkproblemene både makro- og mikronivå, som girkassen, motorhuset og de individuelle elektriske komponentene. Grunnet valg av ferdigprodusert motor fra DEPRO, er det ikke nødvendig å gå nærmere inn på de elektriske komponentene. Det er planlagt å bruke en dielektrisk væske, her hydraulikkolje, som inkompressibelt medium for å beskytte de elektriske komponentene. Dielektriske væsker leder ikke strøm, noe som gjør dem ideelle for elektriske systemer. I tillegg leder de varme bedre enn luft, som reduserer risiko for overoppheting.

6.1 Trykkompensator

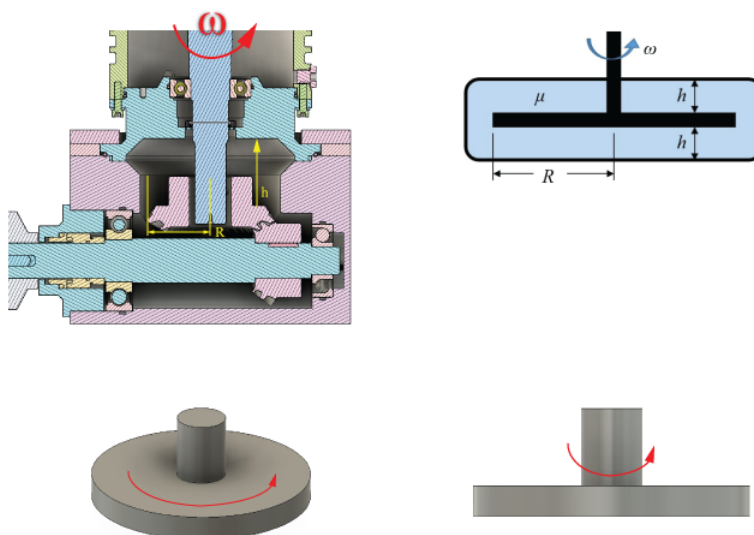
For å sikre at fluidet ikke har lavere trykk enn omgivelsene, benyttes en trykkompensator. Det finnes flere konsepter for dette, som for eksempel komprimerbare belger på hydraulikklinjen. I denne rapporten er det valgt en løsning som benytter et stempel påvirket av hydrostatisk trykk, kombinert med en fjær for å skape et lite overtrykk som illustrert i figur 24. Dette overtrykket er ønskelig da det forhindrer vanninntrengning i konstruksjonen.



Figur 24: Virkemåte trykkompensator

6.2 Effekttap av oljefylt girkasse

På grunn av oljens høye viskositet vil den motstå kraften fra motoren til tannhjulene. For å estimere hvor stort tapet blir, beregnes det nødvendige momentet for å rotere tannhjulene i oljen. Denne beregningen utføres for å vurdere om dette er et problem som krever nærmere undersøkelse. Derfor brukes en enkel modell av systemet, som vist i figur 25.



Figur 25: Forenkling av Gir

Teori 6.2: Skjærspenning i fluid

Skjærspenningen i en fluid er et mål på hvor mye kraft som virker parallelt med en overflate i fluiden. Den kan uttrykkes som:

$$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dy}$$

$$\tau = \mu \cdot \frac{\omega \cdot r}{h} \quad (3)$$

Her representerer:

- τ : Skjærspenning
- μ : Viskositet
- $\frac{du}{dy}$: Endring i hastighet (u) mtp. endring i avstand (y)
- ω : Rotasjonshastighet
- r: Avstand fra sentrum til fartsvektor
- h: Avstand fra tannhjulet til vegg, se figur 25

Teori 6.3: Moment for å rotere sylinder i fluid

For å finne momentet som kreves for å rotere en sylinder i en fluid, brukes skjærspenningen. Når vi tar et infinitesimalt element av sylinderen med bredde dr , kan vi finne kraften på dette elementet ($\tau \cdot 2\pi r \cdot dr$), som er proporsjonal med skjærspenningen og arealet. Ved å sette inn formel (3) for τ og integrere dette over hele overflaten, kan vi finne det totale momentet.

$$dM = 2 \cdot r \cdot \tau \cdot dA = 2r\mu \frac{\omega r}{h} 2\pi r dr$$

$$M = \frac{4\mu\omega\pi}{h} \int_0^R r^3 dr = \frac{\mu\omega\pi R^4}{h} \quad (4)$$

$$M = \tau \cdot A \cdot R$$

$$M = \tau \cdot (2\pi R \cdot L) \cdot R$$

Effekttap i tannhjul

For å beregne effekttapet i tannhjulene, brukes momentet (M) og rotasjonshastigheten (ω) til tannhjulene. Momentet brukes til å finne den totale kraften som virker på tannhjulet på grunn av viskositeten til oljen. Dette kan deretter omgjøres til effekt ved å multiplisere med rotasjonshastigheten.

$$P = M \cdot \omega \quad (5)$$

Olje i girkassen vil gi redusert moment i tannhjulene. Det utføres et overslag fra formel (4):

Tannhjul 1:

$$M = \frac{0.00401 \frac{Ns}{m^2} \cdot 384 \frac{1}{s} \cdot \pi \cdot (0.0461m)^4}{0.048m} \approx 0.000455Nm$$

Ved en rotasjonshastighet på 384 rad/s blir effekttap på gir 1 følgende:

$$P = 0.000455Nm \cdot 384 \frac{1}{s} \approx 175W$$

Tannhjul 2:

$$M = \frac{0.00401 \frac{Ns}{m^2} \cdot 384 \frac{1}{s} \cdot \pi \cdot (0.03279m)^4}{0.025m} \approx 0.0002237Nm$$

Ved en rotasjonshastighet på 384 rad/s blir effekttap på gir 2 følgende:

$$P = 0.0002237Nm \cdot 384 \frac{1}{s} \approx 86W$$

Totalt effekttap blir på omtrent 261W. Dette er et stort nok tap til at det kan bli relevant med forsøk for å undersøke nøyaktig effekttap. Ved for store tap vil det bli nødvendig med designendring for å øke verdien (h) i figur 25.

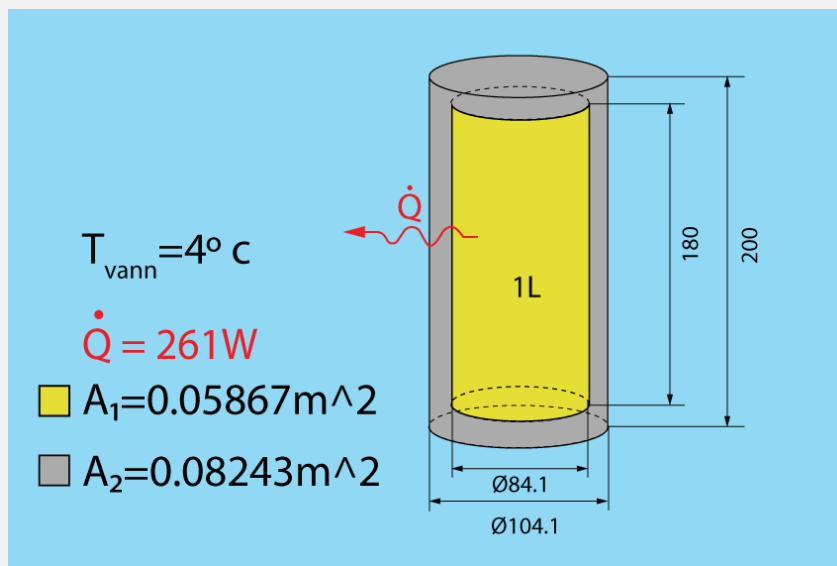
6.3 Overoppheting av oljefylt girkasse

I en tradisjonell girkasse, kan overoppheting være en betydelig utfordring, og det kreves ofte eksterne kjølesystemer for å sikre at temperaturen holdes under kontroll. Dette kan inkludere kjøleribber, vifter eller væskeskjølesystemer. I undervannsapplikasjoner, som med Grinderen, blir girkassen naturlig nedkjølt av det omkringliggende havvannet. Vann har høyest massetetthet ved 4 grader Celsius, noe som gjør at havbunnen alltid holder denne temperaturen. Vann har også en høy varmekapasitet og en bedre varmeledningsevne enn luft,[32] noe som gjør det til et effektivt kjølemedium. Når girkassen er fylt med olje, hjelper oljen med å overføre varmen fra de interne komponentene til girkassens ytre overflate, hvor havvannet kan absorbere og fjerne varmen. I tillegg til å forhindre overoppheting, gir olje også smøring til tannhjulene, noe som reduserer friksjon og slitasje. Dette bidrar til å opprettholde effektiviteten og påliteligheten til girkassen over tid.

Det er viktig å merke seg at selv om havvannet bidrar til å forhindre overoppheting, må girkassen fortsatt være konstruert for å motstå andre utfordringer ved undervannsoperasjoner, som korrosjon fra saltvann og trykket fra den overliggende vannsøylen. Derfor benyttes ofte spesialiserte materialer og beskyttende belegg for å sikre lang levetid og pålitelighet for undervannsutstyr.

Det gjøres en utregning for å estimere omtrent hvor mye oppheting som skjer i girkassen.

Utregning



Figur 26: Illustrasjon Varmeoverføring

Forenkler systemet til 1L oljefylt stålbeholder nedsunket i vann. Vannet er et termisk reservoar som holder konstant 4°C . Antar at ved kontinuerlig drift vil det gå mot et stasjonært system, hvor varmestrømmen ut er lik varmen som dannes fra friksjonstapet.

Areal Olje-Stål:

$$A_1 = 2 \cdot \left(\pi \cdot \frac{84.1\text{mm}^2}{4} \right) + (\pi \cdot 84.1\text{mm} \cdot 180\text{mm}) = 0.05867\text{m}^2$$

Areal Stål-Vann

$$A_2 = 2 \cdot \left(\pi \cdot \frac{104.1\text{mm}^2}{4} \right) + (\pi \cdot 104.1\text{mm} \cdot 200\text{mm}) = 0.08423\text{m}^2$$

- Areal Snitt $A = \frac{A_1 + A_2}{2} = 0.07055\text{m}^2$
- Tykkelse stål $\Delta x = 10\text{mm} = 0.01\text{m}$
- Varmeoverføringskoeffisient Olje-Stål $h_1 = 200 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$ [32]
- Varmeoverføringskoeffisient Stål-Vann $h_2 = 500 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$ [32]
- Termisk Ledningsevne Rustfritt Stål $\kappa_s = 15 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$ [33]

Teori 6.4: Varmeoverføringskoeffisient

Forenklet ligning for varmeoverføring gjennom vegg:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_1 \cdot A_1} + \frac{\Delta x}{k \cdot A} + \frac{1}{h_2 \cdot A_2} \quad (6)$$

Teori 6.5: Varmemotstand

Likning for varmemotstand (R-verdi) :

$$R = \frac{1}{U \cdot A} \quad (7)$$

Ligning (6) & (7) gir oss;:

$$R = \frac{1}{200 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 0.05867 m^2} + \frac{0.01 m}{15 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 0.07055 m^2} + \frac{1}{500 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 0.08423 m^2} = 0.11891 \frac{K}{W}$$

Teori 6.6: Fouriers varmeledningslov

En formulering av Fouriers varmeledningslov er:

$$\dot{Q} = \kappa \cdot A \frac{\Delta T}{\Delta x} = \frac{1}{R} \cdot \Delta T \quad (8)$$

$$\dot{Q} = \frac{1}{R} \Delta T \Rightarrow \Delta T = \dot{Q} \cdot R$$

$$\Delta T = 261 W \cdot 0.11891 \frac{K}{W} = 31.0^\circ K$$

Gir oss en oljetemperatur på:

$$\Delta T = T_{olje} - T_{vann} \Rightarrow T_{olje} = 31.0^\circ K + 4.0^\circ C = 35.0^\circ C$$

7 Mekaniske forbindelser

Selve sammensettingen av de forskjellige delene består av flere forbindelser. Det er viktig å velge tilstrekkelige forbindelser og gjennomføre beregninger for å unngå feil som kan føre til brudd eller dysfunksjonalitet. I dette kapitlet er det gjennomgått sammenstilling av grinder i kronologisk rekkefølge. Maskintegninger er vedlagt.

7.1 Komponenter på aksel

Første steg i sammenstilling av Grinder er å plassere komponenter på akselen. Dette gjøres med ulike forbindelser etter ulike forhold.

Tannhjul på aksel

Vinkelgirene er festet til akselen med en kileforbindelse. For å bestemme størrelse for kilen, gjøres det et overslag over minste mulige bredde og høyde. Det er brukt standard DIN 6885 og kilmateriale C45 stål. Tall for beregning er hentet fra standarder og KHK Gears i vedlegg C og vises i tabell ??.

Maks dreiemoment motor	32Nm
Flytegrense C45	490Mpa [34]
Lengde tannhjul	40.34mm
Diameter aksel	25/30mm

Tabell 10: Kileforbindelse

Teori 7.1: Lengde kil

Lengde på kile regnes ut med formel under [35]:

$$l_{\tau} = \frac{T \cdot 2}{\sigma_{\tau d} \cdot d \cdot b} \quad (9)$$

$$l_{\text{kontaktrykk}} = \frac{T \cdot 4}{\sigma_{yd} \cdot d \cdot h} \quad (10)$$

Hvor σ_{yd} er dimensjonerende flytespenning, $\sigma_{\tau d}$ er dimensjonerende skjærspenning, T er torsjonsmoment og d er diameter aksling.

Dimensjonerende flytespenning σ_{yd} er definert som $\frac{\text{Flytegrense}}{\text{Sikkerhetsfaktor}}$. Her med sikkerhetsfaktor på 2. Dimensjonerende skjærspenning $\sigma_{\tau d}$ kan beregnes fra flytespenningen ved å bruke en omregningsfaktor. For stål er en vanlig tilnærming at skjærspenningen er ca. 58% av flytespenningen.

DIN 6885 viser at kil til aksling med diameter Ø22-30mm er 8mm bred og 7mm høy. Den minste

akselen på 25mm blir mest belastet og derfor gjøres utregning med denne akselen. Fra dette utregnes krav til lengde på kile fra formel (9):

$$l_{\text{kontaktrykk}} = \frac{32Nm \cdot 4}{490MPa \cdot 0.5 \cdot 25mm \cdot 7mm} = 2.98mm$$

$$l_{\tau} = \frac{32Nm \cdot 2}{(490MPa \cdot 0.5 \cdot 0.58) \cdot 25mm \cdot 8mm} = 2.57mm$$

Fra dette får vi at kravet er en 2.98 mm lang kil. Her er kontaktrykk dimensjonerende og ikke skjærkraft. Gruppen bruker ferdige kil med lengde 25, som gir en god margin med tanke på flyt. Samme kil brukes i alle de tre kilekoblingene for å redusere antall forskjellige deler.

Kulelager på aksel

Det er hentet ut informasjon om hvilke toleranseklasse SKF anbefaler, vist i tabell 11 og 12, for henholdsvis hus og aksel [36].

Condition	Dimensional tolerance
Stationary outer ring load	
Loads of all kind	H7

Tabell 11: Tolerances for cast iron and steel housings [36]

Condition	Shaft diameter [mm]	Dimensional tolerance
Rotating inner ring load or direction of load indeterminate		
Normal to heavy loads ($0,05 C < P = 0,1 C$)	17 to 100	k5

Tabell 12: Tolerances for solid steel shafts [36]

Aksel og kulelager festes ved bruk av pressforbindelser. Siden den innerste ringen i lagrene vil rotere og ytre ring er statisk og vil oppleve en relativt statisk kraft, er det anbefalt å bruke tett passform på indre del og løs passform på ytre del [37]. En passform som fungerer bra ved slike betingelser er H7 og k5, disse er satt etter bruk av tabell 12 og 11 for SKF kulelager. Toleransene for girkassehus og akselen blir derfor:

SKF 306

- $D_{hus} = 72_{+0}^{+0.030} mm$
- $D_{aksel} = 30_{+0.002}^{+0.013} mm$.

SKF 7304 BEP

- $D_{hus} = 52_{+0}^{+0.030} mm$
- $D_{aksel} = 20_{+0.002}^{+0.011} mm$.

Teori 7.2: Pressforbindelser

Det blir brukt pressforbindelse for å feste nav og aksel. Forbindelsen er sterk og brukes typisk ved montering av blant annet tannhjul og kulelager på aksel. Ved bruk av toleranseklasser kan påpressingskraft beregnes. Det er nyttig for å undersøke hvor stor mekanisk kraft som trengs ved montering [38].

$$\delta = \frac{\max D_{aksel} - \min D_{nav}}{2} \quad (11)$$

$$\rho = \frac{\delta}{\frac{d}{E_0} \cdot \left(\frac{d_0^2 + d^2}{d_0^2 - d^2} + v_0 \right) + \frac{d}{E_i} \cdot \left(\frac{d^2 + d_i^2}{d^2 - d_i^2} - v_i \right)} \quad (12)$$

$$F = \mu \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot L \quad (13)$$

Her representerer:

- d : Nominell diameter [mm]
- d_i : Akselens uthulning [mm]
- d_0 : Skulderdiameter [mm]
- μ : Glidefriksjonskoeffisient
- L : Kontaktlengde [mm]
- ρ : Flatetrykket [N/mm^2]
- δ : Pressmonn
- F : Påpressingskraft [N]
- E : E-modul [N/mm^2]
- v : Poissons tall

Det er ønskelig å regne ut maksimal nødvendig påpressingskraft. Første steg er å finne største forskjell i diameter mellom aksel og kulelagerets indre nominelle diameter.

$$\delta = \frac{30.013mm - 30mm}{2} = 0.0065mm$$

Deretter kan flatetrykket som oppstår i forbindelsen regnes ut, formel (12) er utledet fra formelen for pressmonn. Materialene her er hendholdsvis rustfritt stål ($v_0 = 0.3, E_0 = 200GPa(10^3 N/mm^2)$) og lagerstål ($v_i = 0.3, E_i = 208GPa(10^3 N/mm^2)$).

$$\rho = \frac{0.0065mm}{\frac{30mm}{200GPa} \cdot \left(\frac{44.6^2mm + 30^2mm}{44.6^2mm - 30^2mm} + 0.3 \right) + \frac{30}{208GPa} \cdot \left(\frac{30^2mm + 0^2mm}{30^2mm - 0^2mm} - 0.3 \right)} \approx 11.95N/mm^2$$

Maksimal nødvendig påpressingskraft er da mulig å finne ved å bruke flatetrykket fra forrige utregning og hullets dimensjoner. Dette er nødvendig kraft i det trangeste tilfelle. Det endelige svaret er sannsynligvis større enn det som blir nødvendig i realiteten.

$$F_{SKF306} = 0.1 \cdot 11.95N/mm^2 \cdot \pi \cdot 30mm \cdot 19mm \approx 2.1kN$$

Den maksimale nødvendige påpressingskraften for SKF 306 er $F = 2.1kN$. På nettsiden til SKF finnes instruks på hvordan å montere kulelageret på akselen [30]. For montering av kulelageret SKF 7304 BEP gjelder samme toleranseklasse. Grunnet mindre diameter vil maksimal nødvendig påpressingskraft være noe mindre, utregning kan gjøres på samme måte som ovenfor. Kraften som kreves for pressing av aksel på SKF 7304 BEP er $F_{SKF7304} = 1.97kN$ Ved montering av kulelager

i girkassehus vil det, som tidligere nevnt, være en løs passform. Dermed vil det ikke kreves stor påpressingskraft for å plassere de i posisjon.

Aksel i girkasse

Når alle komponenter sitter på akselen kan den plasseres i girkassen. Girkassen er da, utenom o-ringer, helt tom og lokket er av. Den er designet for at akselen med komponenter skal enkelt kunne monteres gjennom toppen. Siden kulelagrene skal ha en relativt løs passform på ytre ring, vil det ikke være nødvendig å påføre store krefter. Motstanden vil stort sett ligge i o-ringene. Utformingen kan observeres som utkast 4.2 i figur 11.

7.2 Girkasse på Motor

Girkasse blir festet på motorflens med skruer og bolter. Skruehull på flensen er dimensjonert for M12 skruer.

Skruer

Dette avsnittet omhandler det teoretiske grunnlaget for beregning av minimum skruediameter basert på forventet belastning og materialegenskaper.

Teori 7.3: Minimum skruediamter

Beregning av spenningsareal: Spenningsarealet, eller det effektive arealet i strekk, for en skruegjenger er et grunnleggende konsept i bestemmelsen av skruens belastningskapasitet. Dette er definert som arealet der lasten fordeles over den gjengede delen av skruen. Formelen som brukes til å beregne det nominelle spenningsarealet A er avledet fra lasten F som påføres og den tillatte spenningen σ . Spenningsarealet beregnes med formel:

$$A = \frac{F}{\sigma_d} \quad (14)$$

hvor F er den maksimale kraften skruen skal tåle, og σ_d er den tillatte spenningen i materialet etter justering for sikkerhetsfaktorer. Eksempelvis rustfritt stål med en strekkgrense på 205 MPa benyttes, og en sikkerhetsfaktor på 2 anvendes, justeres den tillatte spenningen til 102,5 MPa.

Fra spenningsareal til skruediameter: For å finne den nødvendige skruediameteren kan man omforme spenningsarealets formel til en formel for diameter ved å anta at arealet A er et sirkulært tverrsnitt av skruen. Dette gir:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \rightarrow d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad (15)$$

Her er d skruens diameter. Ved å sette inn for A fra den første formelen, kan man løse for d , som gir den minimale diameteren som kan tåle den påførte lasten under gitte forhold. Denne metodikken sikrer at skruene som velges er tilstrekkelig dimensjonert for å tåle belastningene de vil møte.

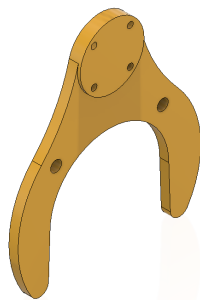
Motorflens har anlegg for M12 skruer. Dette er med all sannsynlighet overdimensjonert for denne konstruksjonen. Det gjøres, til tross for dette, et overslag over minste mulig skruediameter. Fra beregninger av nødvendig kulelager i formel (5.5), viser det seg av maksimale krefter hver enkelt skrue må tåle er $\approx 0,75\text{kN}$. Her rundes det opp til 1 kN for enkelhets skyld. Maksimale krefter på hver enkelt skrue blir 1kN. Da viser formel for spenningsareal, (14), at M4 er minste mulige skruediameter for dette formålet:

$$A = \frac{1\text{kN}}{102,5\text{MPa}} = 9,76 \cdot 10^{-6}\text{m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \approx 3,5\text{mm}$$

7.3 Festeflens til Håndtak

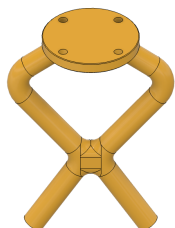
For å muliggjøre feste av håndtak til ROV er det konstruert en del, festet på baksiden av flensen til motoren. Denne tillater direkte påkobling av fishtailvarianten vi har valgt, eller bruk av et mellomledd.



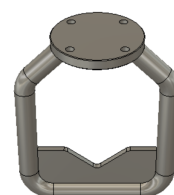
Figur 27: Festeflens

7.4 Fishtail på grinder

Det finnes flere forskjellige håndtak som er gode alternativer til bruk på en grinder. Eksempelvis d-hook i figur 29 og fishtail i figur 28. Deepocean velger å bruke fishtailen ved de fleste anledninger, grunnet at den er enklere for ROV armen å gripe tak i. Fishtailen er ROVs håndtak til styring av grinderen. Det finnes mange versjoner av den med ulike egenskaper. I dette tilfellet er det standardversjonen, i figur 28, som er i bruk. Fishtailen festes til motoren ved bruk av festeflensen, et mellomledd. Det å velge mellomledd avhenger av hvilke egenskaper som er nyttige i applikasjonen.



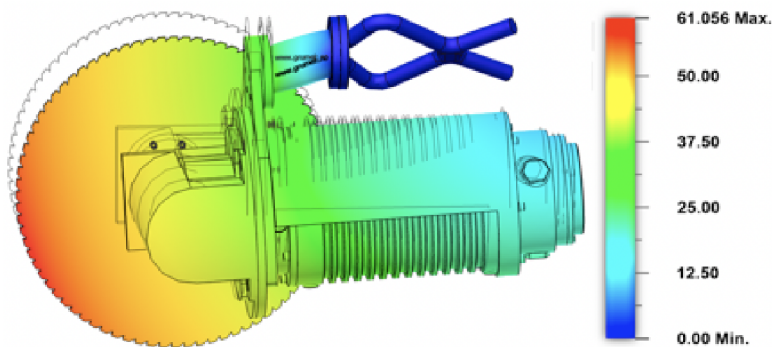
Figur 28: Fishtail



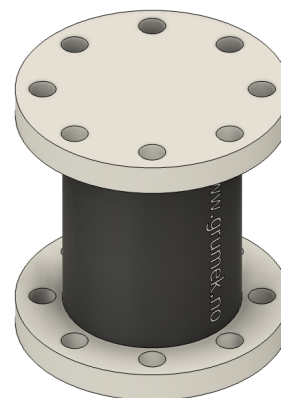
Figur 29: D-hook

Flexiledd

Det oppstår vibrasjoner på fishtailen ved kutting. Dette er en av grunnene til at flexileddet har blitt utviklet. Leddet er av hard gummi som vil ta opp vibrasjon og støt. Simulering i figur 30 viser hva som kan skje ved bruk av dette leddet. I simuleringen er fishtailen er "låst" og det er påsatt en kraft, som simulerer vekten til motor og girkasse, på flensen. Simuleringen viser en forskyvning på 61mm, som ikke er ubetydelig, men trolig ikke uhåndterbart. Materialeegenskapene til gummiene brukt i simuleringen kan være unøyaktige så resultatet kan avvike fra virkeligheten, men simuleringen er likevel representativt.



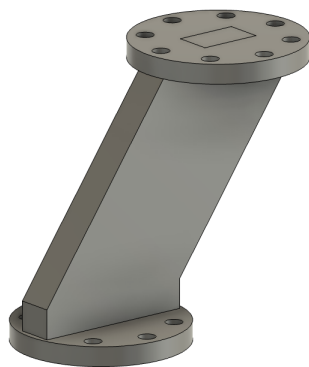
Figur 30: Simulering Flexiledd



Figur 31: Flexiledd

Vinkelledd

Vinkelleddet er et design som gir god klaring og stabilitet ved kutting. Det kan vinkles etter behov og vil unngå den forskyvningen som oppstår i flexileddet. Vinkelleddet vil ikke absorbere vibrasjoner på samme måte som flexileddet, men siden grunderen hovedsakelig skal kutte småting vil stivhet prioriteres over å unngå vibrasjoner.

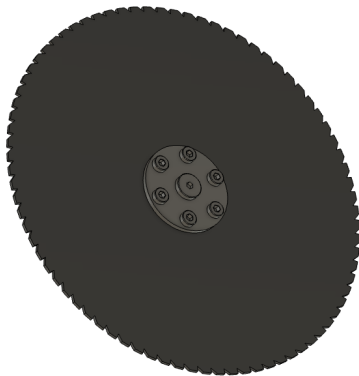


Figur 32: Vinkelledd

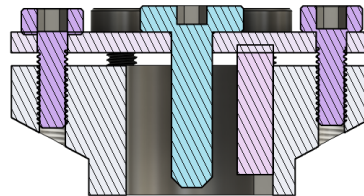
7.5 Sagblad på aksel

Sagbladet er festet til ut-akselen med en festeflens. Flensen er todelt, med en del foran og en del bak, festet sammen med 6 skruer. Sagbladet klemmes mellom de to delene, og mesteparten av kreftene overføres via friksjon i stedet for skjærspenning i skruene.

Denne flensen, likt tannhjulene, overfører kraften fra akselen via en kil. For å forhindre at flensen sklir på akselen, festes den med én skrue, som har gjenger motsatt av akselens rotasjonsretning for å unngå at den skrur seg ut. Denne løsningen er inspirert av hva DeepOcean bruker i dag.



Figur 33: Sagblad



Figur 34: Bladfeste

7.6 Vibrasjoner

Ved tidligere versjoner av grinderen er det blitt bemerket at vibrasjoner vil oppstå. Denne grinderen er tyngre enn den tidligere versjonen, som vil bidra til å dempe vibrasjonene. I grinderen er det mange komponenter som vil være med å forsterke vibrasjonene. Gruppen har forsøkt å gjøre beregninger på disse vibrasjonene i deler som aksel og tannhjul. Det blir vanskelig å få gode og konkrete tallsvaer på problemet. Drøfting av problemet vil gi et bilde på hvilke deler som vil spille en rolle.

Teori 7.4: Vibrasjon

Vibrasjon

Vibrasjoner er oscillerende svingninger som oppstår rundt likevektspunktet [39]. Når et objekt blir forstyrret fra sin likevektsposisjon, for eksempel ved å påføre en kraft, vil det begynne å bevege seg i en retning vekk fra likevektspunktet. Deretter vil en gjenopprettende kraft, ofte proporsjonal med avstanden fra likevektsposisjonen trekke objektet tilbake mot likevektspunktet. Denne bevegelsen fører til svingninger rundt likevektsposisjonen.

Eigenfrekvens

Eigenfrekvens er et begrep som brukes innenfor fysikk og ingeniørfag for å beskrive den naturlige svingefrekvensen til et fysisk system. Ved denne frekvensen vil systemet oscillere eller svinge når det blir utsatt for en impuls eller en ytre kraft [40].

Kile- og pressforbindelser vil skape vibrasjoner i sagblad og aksel. Disse er statiske og dersom slitasje oppstår vil det ha store konsekvenser for grinderens stabilitet. Mikrobevegelsene som oppstår ved slitasje vil negativt påvirke hele grinderen.

Kulelagrene bidrar til jevn rotasjon. Dersom disse blir slitt vil det bidra til unøyaktig rotasjon i akselen og vibrasjoner vil da oppstå. Kulelagrene er støttet opp av o-ringer som vil ha en dempende effekt. Regelmessig vedlikehold er dermed nødvendig for å opprettholde optimal funksjon.

Tannhjulene vil skape vibrasjoner ved generell drift og tannkollisjon. Tannhjulene som brukes i denne grinderen er designet for jevn operasjon, men vil likevel være en vibrasjonskilde.

Motoren er viktig å balansere og montere riktig. Den vil skape vibrasjoner i generell drift, men ved bruk av flenstetning og riktig vektbalanse vil de reduseres.

Fishtailen vil være punktet alle vibrasjoner samles opp fra grunderen og føres over i ROV-armen. Det er også grunnen til at ROV-armen tidligere har blitt slitt og ødelagt. Her kan det brukes dempende ledd for å minske vibrasjoner. En annen faktor er å sikre hvor tett armen holder i fishtailen. Dersom det er for store avstander vil mikrobevegelser forsterke vibrasjonene.

Selv om det er mange komponenter som bidrar til vibrasjon, vil ikke dette bli sett på som et kritisk problem i grunderen. Grunderen blir tatt opp av vannet for regelmessig vedlikehold.

8 Designoppnåelse

8.1 Oppnåelse av designkriterier

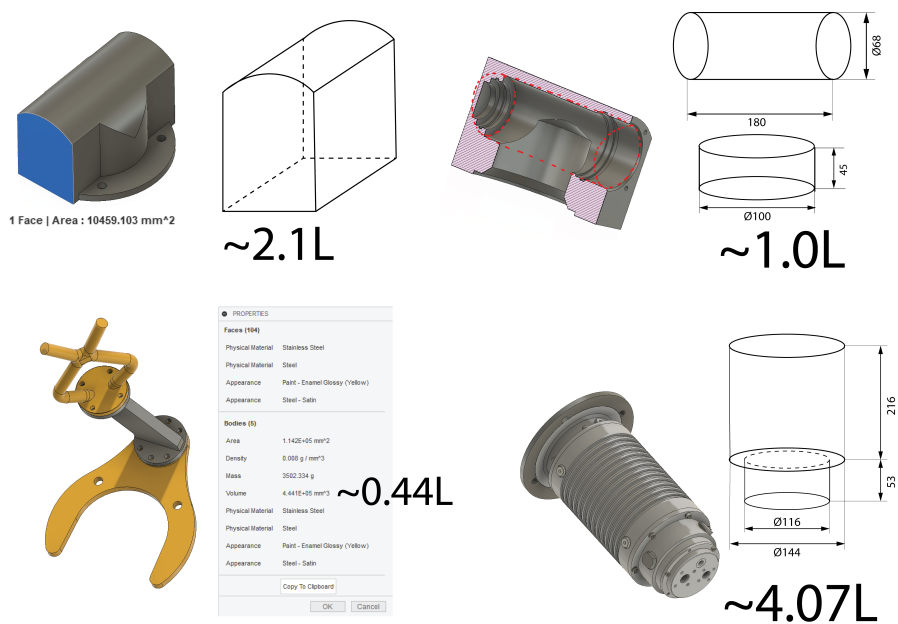
Ferdig grinder oppnådde spesifikasjoner vist i figur 13. I denne tabellen presenteres oppnådde spesifikasjoner sammenlignet med ønskede spesifikasjoner. Det er gitt en karakter etter hvor godt ønskede spesifikasjoner ble oppnådd.

Egenskap	Spesifikasjon	Resultat	Karakter
RPM	2500-5000	3667	A
Nominell kraft	4-20kW	4kW	C
Dybde / trykk	3000m / 300 bar	4000m	A
Spenning	105VAC opp til 3000V	105VAC	B
Strøm	20A	20A * 2 Kabler	B
Størrelse	Skuff har maks høyde 25cm	25.1cm	B
Vekt	<35kg	43 (38) kg i luft / 37.5 (32) kg i vann	D

Tabell 13: Måloppnåelse

8.2 Vekt og Volum

I denne delen ser vi nærmere på vekt- og volumfordelingen for grinderen og dens komponenter. Beregningene av volumet for ulike deler av grinderen er vist nedenfor.



Figur 35: Volum av komponenter

For å regne ut vekt i vann trenger vi vekten til grinderen, samt vekten til vannet den fortrenger.

Volum av girkasse: Beregnet som arealet av grunnflaten til hoveddelen multiplisert med høyden, avrundet oppover.

$$V_{\text{girkasse}} = 10500 \text{ mm}^2 \cdot 200 \text{ mm} \approx 2.1L$$

Volum av olje i girkasse: Beregnet som volumet av de innvendige sylindrene, avrundet oppover.

$$V_{\text{olje}} = \pi \cdot \frac{68\text{mm}^2}{4} \cdot 180 \text{ mm} + \pi \cdot \frac{100\text{mm}^2}{4} \cdot 45 \text{ mm} \approx 1.00L$$

Volum av motor: Overslag basert på volumet av en stor sylinder pluss volumet av en liten sylinder, avrundet oppover.

$$V_{\text{motor}} = \pi \cdot \frac{(72 \text{ mm})^2}{4} \cdot 216 \text{ mm} + \pi \cdot \frac{(58 \text{ mm})^2}{4} \cdot 53 \text{ mm} \approx 4.07L$$

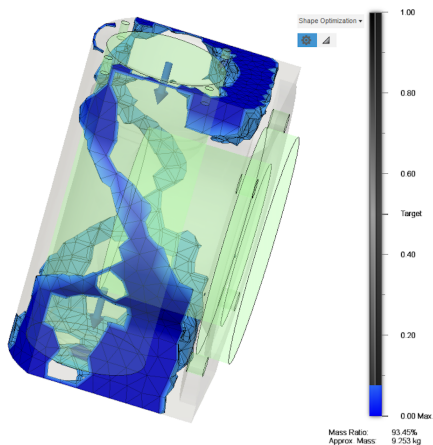
Fishtail: Volumet leses av fra *properties* i Fusion.

$$V \approx 0.44L$$

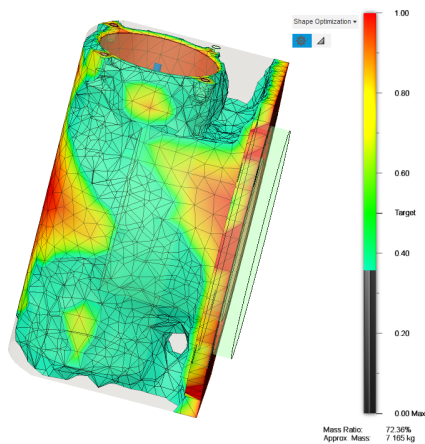
Hva	Vekt i luft	Volum	Vekt i vann
Motor	27kg	4.07L	23kg
Girkasse uten olje	12kg	2.10L	10kg
Olje i Girkasse	850g	(1.00L)	-
Håndtak	3,5kg	0.44L	3.1 kg
System	43kg	6.5L	37.5kg

Tabell 14: Samlet oversikt over komponentenes vekt og volum

Vekten til grinderen er betydelig tyngre enn den hydrauliske grinderen DeepOcean bruker, og ligger over det opprinnelige målet på 35 kg. For å spare vekt kan deler optimaliseres, men den potensielle vektreduksjonen er begrenset. De mest effektive stedene å redusere vekten i det utviklede designet er girkassen, motoren, og bæresystemet. Siden vekt i vann er viktigere enn vekt i luft, kan det også vurderes å konstruere flyteelementer som, selv om de øker størrelsen, vil gjøre grinderen lettere å håndtere under vann.



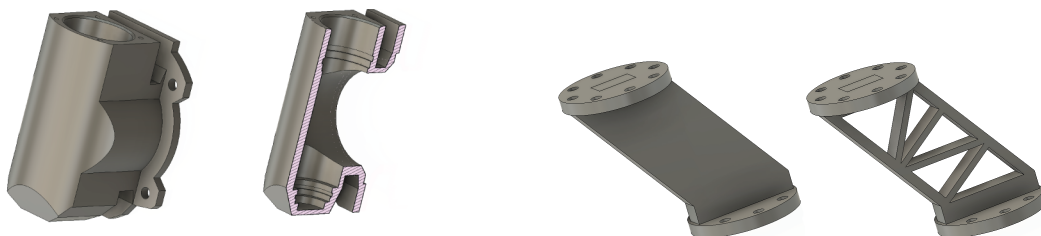
Figur 36: Materiale som kan fjernes



Figur 37: Vektoptimalisering

Simuleringen i figur 37 viser at det er mulig å fjerne ikke-kritisk materiale, spesielt i bunnen av girkassen. Simuleringen ble gjort med funksjonen “Shape optimization” i Autodesk Fusion. Flens er “låst fast” og det er påført en kraft på flatene der kulelagrene sitter. Dette er gjort for å tilnærme belastningen den vil bli utsatt for under operasjon. For å forhindre at simuleringen fjerner kritisk materiale, som f.eks monteringspunkter beskyttes de med funksjonen “Preserve Region”.

Eksempler på hvordan komponenter med redusert vekt kan se ut vises nedenfor:



Figur 38: Girkasse med redusert vekt, fra 9857 g til 7043 g.

Figur 39: Reduksjon fra 1150 g til 800 g

Tilsvarende vektoptimalisering kan utføres på resten av komponentene. Selv om den samlede vekt-reduksjonen kan være merkbar, vil den ikke være tilstrekkelig til å oppnå et vekt-til-kraft-forhold som kan sammenlignes med hydrauliske systemer. For å oppnå dette må hele konseptet redesignes fra grunnen av. Gruppen valgte å ikke implementere ytterligere vektoptimaliseringer, da dette ville komplisere produksjonsprosessen og introdusere flere trinn i produksjonen.

8.3 Technology Readiness Level

Det er mulig å gjøre en TRL-vurdering for grinderen både helhetlig og på komponentnivå. Det er flere komponenter i grinderen som kommer fra eksterne leverandører og har vært i drift lenge disse. Disse komponentene faller derfor på karakteren TRL 9. Eksempelvis gjelder dette motoren, tannhjulene, kulelagre og tetning. Andre, egenkomponerte deler, faller på karakterene TRL 1 og TRL 2. Derfor kan vil hele grinderen kunne kategoriseres innenfor industriell forskning, som tilsvarer TRL 2-4. Det er ikke gjennomført testing og blitt gjennomgått analytiske studier av produktet, helhetlig vil produktet da bli vurdert til TRL 2 ved oppgaveslutt.

9 Konklusjon

Denne bacheloroppgaven har hatt som mål å utvikle en elektrisk grinder for ROV med fokus på å minimere lekkasjer fra koblinger, og støtte overgangen til helelektriske systemer hos DeepOcean. Prosjektet har evaluert ulike motortyper og konfigurasjoner, og valget falt på DEPRO-motoren basert på en balanse mellom ytelse, tilpasningsevne for subsea-forhold og tilgjengelighet.

For å sikre god holdbarhet og ytelse under subsea-forhold er det gjort en rekke teknologiske vurderinger, hovedsakelig teoretiske analyser, CAD-modellering, material- og komponentvalg. Overgangen til elektriske systemer bidrar til å redusere miljømessig risiko assosiert med hydrauliske systemer, som oljelekkasjer, samt forbedre energieffektiviteten. Prosjektet er dermed et steg i retning bærekraftige løsninger og lavest mulig miljøpåvirkning.

I løpet av prosjektet er det utviklet en digital modell i Autodesk Fusion 360, og det er utarbeidet maskintegninger som er vedlagt denne rapporten. Sett bort fra vekt, viser disse at gruppen har klart å designe en elektrisk grinder som møter de nødvendige tekniske spesifikasjonene og miljøkravene.

Resultatene viser at det nåværende designet av grunderen ikke er kompatibel med dagens generasjon av ROV på grunn av begrenset strømforsyning. Derfor er konklusjonen at denne grunderen først kan være aktuell for neste generasjons elektriske ROV. Prosjektets problemstilling, å konstruere en helelektrisk grinder med minimal lekkasje fra hydraulikkoblinger som er kompatibel med kommende helelektriske systemer hos DeepOcean, er oppnådd innenfor de opprinnelige rammebetingelsene.

For fremtidig arbeid anbefales det ytterligere forskning på mer avansert motorteknologi som tillater høyere kraft og effektivitet. Det er nødvendig for å støtte utviklingen av fremtidige ROV-er. Det anbefales også å produsere en prototype, gjennomføre tester og analysere testresultatene for å optimalisere og forbedre designet ytterligere.

10 Videre arbeid

For å sikre at prosjektet når sine mål, er det flere trinn som bør gjennomføres i det videre arbeidet. Disse inkluderer:

10.1 Produksjon av prototype

Det første steget i det videre arbeidet er å produsere en fullskala prototype av Grinderen. Dette innebærer å samle alle nødvendige materialer og komponenter, samt å sette sammen enheten i henhold til designspesifikasjonene. Prototypen vil bli brukt til å validere designet og identifisere eventuelle problemer som må løses før masseproduksjon.

10.2 Testing av prototype

Når prototypen er ferdigstilt, vil den gjennomgå en rekke tester for å sikre at den oppfyller alle kravene til funksjonalitet og pålitelighet. Disse testene inkluderer:

- **Funksjonstesting:** Sikre at alle systemer og komponenter fungerer som de skal, inkludert elektriske systemer, mekaniske deler og kontrollsystemer.
- **Vibrasjonstesting:** Utsette prototypen for vibrasjoner for å simulere de faktiske driftsforholdene og sikre at den kan tåle belastningene uten å bli skadet eller miste funksjonalitet.
- **Slitasjetesting:** Evaluere hvordan prototypen tåler langvarig bruk ved å kjøre den kontinuerlig over en lengre periode og observere tegn på slitasje eller materialtretthet.
- **Korrosjonstesting:** Teste motstandsdyktigheten mot korrosjon ved å eksponere prototypen for saltvann og andre korrosive miljøer som simulerer faktiske driftsforhold under vann.
- **Trykktesting:** Kontrollere at alle komponenter kan motstå trykket på havbunnen uten å svikte, ved å senke prototypen til forskjellige dyp og observere dens ytelse.

10.3 Analysering av testresultater

Etter å ha gjennomført testene, vil dataene bli analysert for å identifisere eventuelle svakheter eller områder som kan forbedres. Dette kan innebære justeringer i designet, materialvalg eller produksjonsprosesser.

10.4 Optimalisering og forbedring

Basert på analysen av testresultatene vil nødvendige forbedringer bli implementert. Dette kan inkludere endringer i designet for å forbedre ytelsen, styrken eller holdbarheten til Grinderen. Målet er å optimalisere enheten slik at den oppfyller alle krav og fungerer pålitelig under de mest krevende forhold.

Referanser

- [1] Hydroworld. *Byford Dolphin Incident*. URL: <https://www.hydroworld.com/articles/print/volume-18/issue-3/feature-article/the-byford-dolphin-incident.html> (sjekket 15.05.2024).
- [2] NOAA Office of Ocean Exploration og Research. *Exploration Tools: ROVs*. URL: <https://oceanexplorer.noaa.gov/technology/submersibles/rov/rov.html> (sjekket 15.05.2024).
- [3] US Navy. *History of ROV Development*. URL: <https://www.navy.mil/Resources/Blogs/Detail/Article/2274713/history-of-rov-development/> (sjekket 15.05.2024).
- [4] NOAA. *Exploration Tools: ROVs in the Oil Industry*. URL: <https://oceanexplorer.noaa.gov/technology/submersibles/rov/workingclass.html> (sjekket 15.05.2024).
- [5] Shell. *Tellus S2 MX 22 HMS Datablad*. URL: https://app.econline.com/documents/msds/1002393/23592178_286_ee728a65113f0f31b66d52b0f927efd1.pdf (sjekket 08.05.2024).
- [6] Shell. *Tellus S3 MX 22 HMS Datablad*. URL: https://app.econline.com/documents/msds/1002393/23910786_286_dc891e449b9dff94f361142da16175a4.pdf (sjekket 09.05.2024).
- [7] Wikipedia. *hydraulikk*. URL: <https://no.wikipedia.org/wiki/Hydraulikk> (sjekket 16.05.2024).
- [8] Wikipedia. *Pascals Lov*. URL: https://no.wikipedia.org/wiki/Pascals_lov (sjekket 16.05.2024).
- [9] Wikipedia. *Technology readiness Level*. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Technology_readiness_level (sjekket 15.05.2024).
- [10] Innovasjon Norge. *Business Readiness Level (BRL) og Technology Readiness Level (TRL)*. URL: <https://www.innovasjon Norge.no/artikkel/brl-og-trl> (sjekket 15.05.2024).
- [11] Ron Lasser. *Engineering method*. URL: <https://sites.tufts.edu/eeseniordesignhandbook/2013/engineering-method/> (sjekket 19.05.2024).
- [12] Wikipedia. *Structural Steel*. URL: [https://en.wikipedia.org/wiki/Structural_steel#Standard_structural_steels_\(Europe\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Structural_steel#Standard_structural_steels_(Europe)) (sjekket 18.05.2024).
- [13] Wikipedia. *S316L*. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/SAE_316L_stainless_steel (sjekket 18.05.2024).
- [14] T SNL / Pedersen B Kaland. *Aluminium*. URL: <https://snl.no/aluminium> (sjekket 18.05.2024).
- [15] Jæren overflatebehandling. *Xylan*. URL: <https://www.j-overflate.no/tjenester/xylan/> (sjekket 02.05.2024).
- [16] Diamond materials. *Mechanical Properties of CVD Diamond*. URL: <https://www.diamond-materials.com/en/cvd-diamond/mechanical/> (sjekket 09.05.2024).
- [17] Smile Technical Ceramics. *Products*. URL: <https://www.smile-ceramics.com/products> (sjekket 02.05.2024).
- [18] ePlast. *TEFLON/PTFE*. URL: <https://eplast.no/eplast/nettbutikk/katalog/teflon-ptfe-1> (sjekket 02.05.2024).
- [19] NES. *What is Viton? A Guide To Viton O Rings*. URL: <https://www.nes-ips.com/what-is-viton/> (sjekket 02.05.2024).
- [20] SNL / Geir Martin Haarberg. *Korrosjon*. URL: <https://snl.no/korrosjon> (sjekket 16.05.2024).
- [21] Austin Hughes og Bill Drury. *Electric Motors and Drives: Fundamentals, Types and Applications*. Newnes, 2016.

- [22] Ivar Gunvaldsen Kjell Saugstad. *Elektrisk maskin*. URL: https://snl.no/elektrisk_maskin (sjekket 08.05.2024).
- [23] Magnetic Technologies Ltd. *Magnetic couplings*. URL: <https://www.magnetictech.com/magnetic-couplings/> (sjekket 20.05.2024).
- [24] Kolbein Bell. *Konstruksjonsmekanikk*. Fagbokforlaget, 2015.
- [25] AHPSeals. *Spring-loaded single-lip oil seal*. URL: <https://ahpseals.com/product/a/> (sjekket 01.05.2024).
- [26] SKF. *Deep groove ball bearings*. URL: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings> (sjekket 18.05.2024).
- [27] SKF. *Cylindrical roller bearings*. URL: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings> (sjekket 18.05.2024).
- [28] SKF. *Angular contact ball bearings*. URL: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings> (sjekket 18.05.2024).
- [29] SKF. *Plain bearings*. URL: <https://www.skf.com/group/products/plain-bearings> (sjekket 18.05.2024).
- [30] SKF. *Deep groove ball bearing with filling slots*. URL: <https://www.skf.com/sg/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-306> (sjekket 01.05.2024).
- [31] SKF. *7304 BEP*. URL: <https://www.skf.com/uk/products/rolling-bearings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/single-row-angular-contact-ball-bearings/productid-7304%20BEP> (sjekket 09.05.2024).
- [32] Engineers Edge. *convective heat transfer coefficients*. URL: https://www.engineersedge.com/heat_transfer/convective_heat_transfer_coefficients_13378.htm (sjekket 19.05.2024).
- [33] Sandmeyer Steel. *Specification Sheet: Alloy 316/316L*. URL: <https://www.sandmeyersteel.com/images/316316l/316-316l-317l-spec-sheet.pdf> (sjekket 19.05.2024).
- [34] Cag Celik. *C45*. URL: <https://www.cagcelik.com/en/product/flat-bars/cold-drawn-flat-bars/c45-c> (sjekket 02.05.2024).
- [35] Håkon J. D. Johnsen. «Sveising og kileforbindelser». I: *Maskindeler 1* (2022).
- [36] SKF. *Seat tolerances for standard conditions*. URL: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-interfaces/seat-tolerances-for-standard-conditions> (sjekket 07.05.2024).
- [37] NTN Americas. *Bearing fits*. URL: <https://ntnamericas.com/wp-content/uploads/2020/03/brgfits.pdf> (sjekket 06.05.2024).
- [38] Henning Johansen. *PRESS- OG KRYMPERFORBINDELSER*. URL: <http://www.ansatt.hig.no/henningj/materialteknologi/Styrkeberegning/arbeidsplan/sb-Press-%20og%20krympeforbindelser-forelesningnotater-15v.pdf> (sjekket 06.05.2024).
- [39] Wikipedia. *Vibration*. URL: <https://en.wikipedia.org/wiki/Vibration> (sjekket 14.05.2024).
- [40] Knut Hofstad Helmut Ormestad. *Egenfrekvens*. URL: <https://snl.no/egenfrekvens> (sjekket 19.05.2024).

Vedlegg

A ROV spesifikasjoner

SUPPORTER (Onboard Edda Fauna)

Vehicle Measures

Length	2,5m/3,1m
Height	2,05m
Width	1,7m
Weight	3,2t
Depth Rate	2000m/3000m
Tool Basket Width	91,8cm

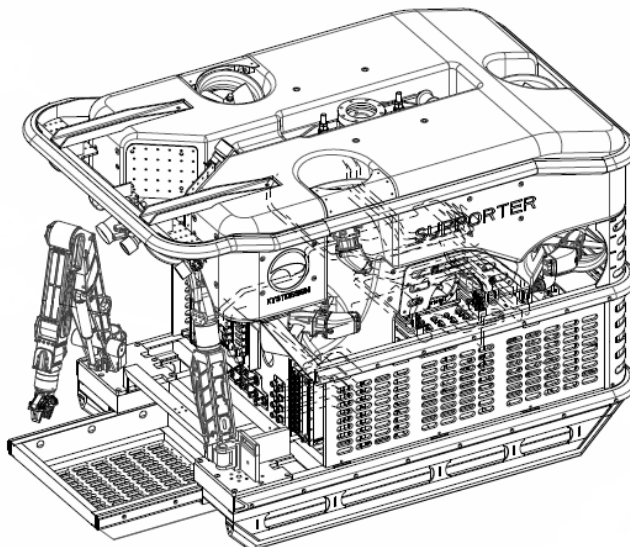
Rigmaster 5F

5F Gripforce	4448Nm (207bar)
5F Grip Capacity	30,5cm
5F Length Ret.	1,42m
5F Length Ext.	1,73m
5F Lift Capacity Ret.	270kg (207bar)
5F Lift Capacity Ext.	181kg (207bar)
5F Weight in Air	63,5kg

PERFORMANCE

(Max performance on new vehicle)

Bollard Pull Forward/Aft	525kg
Bollard Pull Lateral	480kg
Bollard Pull Vertical	340kg
Max Speed Forward	3kn
Max Speed Lateral	2kn
Max Speed vertical	2kn



Telem./Power/Interf.

Telemetry	Single point fibers, 32 x Sub MUX RS232 and RS485 115kbps, 4 x Ethernet 10/100/1000Mbps
Power Out	24VDC 5Amax , 115VAC 20Amax
El. Interface	Seacon Pie 6pin 24V, Seacon Pie 7pin 115V, Mini-Burton (shell size 15) 8pin, Burton (shell size 20) 8pin and Burton (shell size 20) 13pin

OIL/RESERVOIR

Oil	Tellus 22 S (Tellus 22 S3 M)
Main Compensator	9,43l
Aux Compensator	9,43l
4 x Small Comp.	1,2l

Practical payload +/- 50

SCHILLING T4 7F

7F Gripforce	4092Nm (207bar)
7F Grip Capacity	16cm (ø22cm)
7F Length	192cm
7F Lift Capacity Ext.	122kg
7F Lift Capacity Max.	454kg
7F Weight in Air	100kg
7F Wrist Force	170Nm (207bar)
7F Practical Reach below skid	80cm

HPU/VALVES

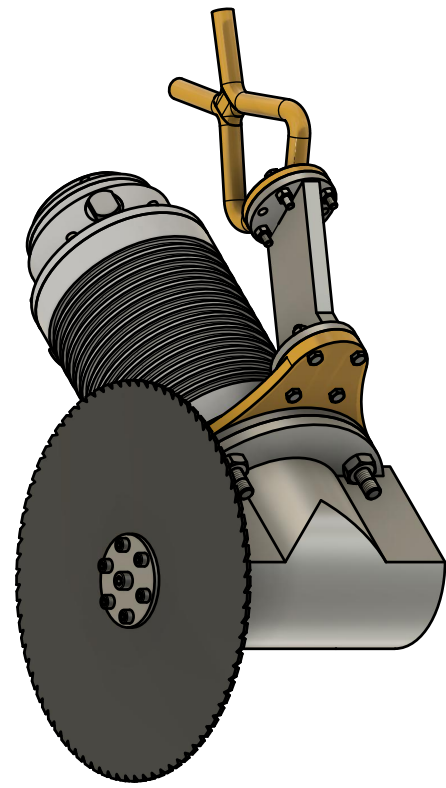
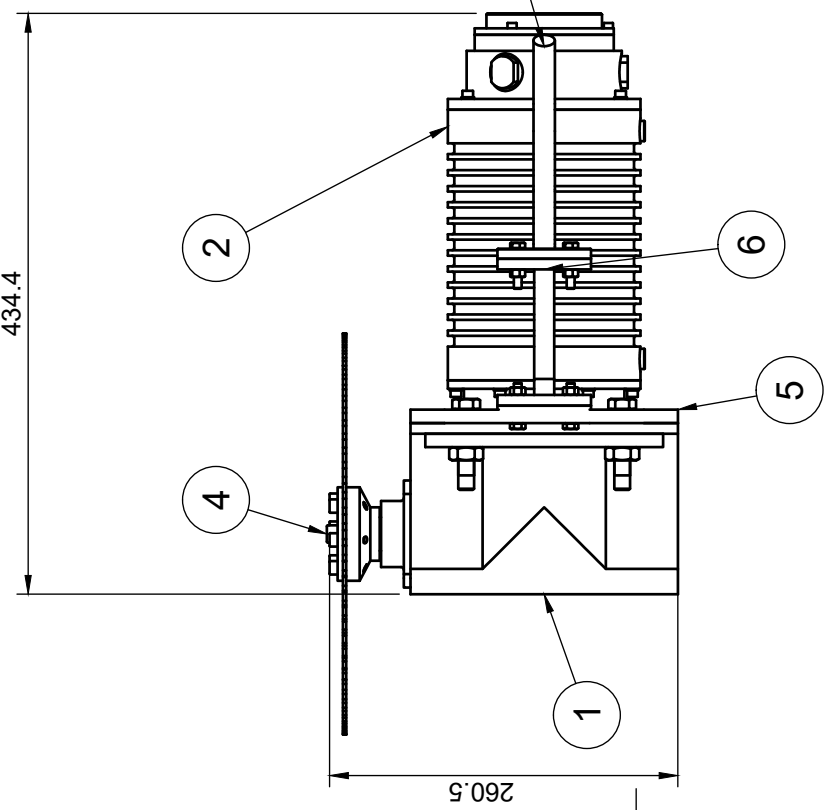
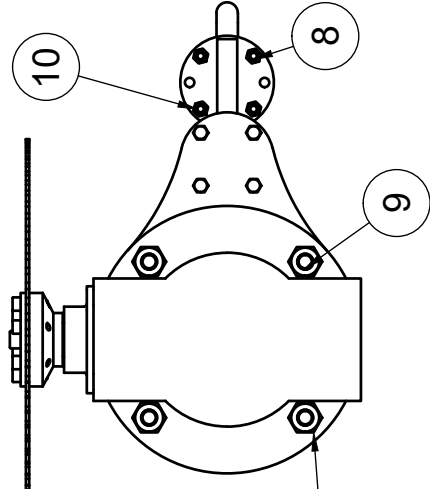
El. Motor	125Hp dual shaft
Main Pump Pres./Flow	Rexroth 210bar, 240l/min
Aux Pump Pres./Flow	Rexroth 210bar, 78l/min
ACU Pres./Flow	4 x 75l/min Pressure 10-210bar Flow 0-100%
GFVPs Pres./Flow	20 x 8l/min Individual flow contr. (9 in spare)

THRUSTERS

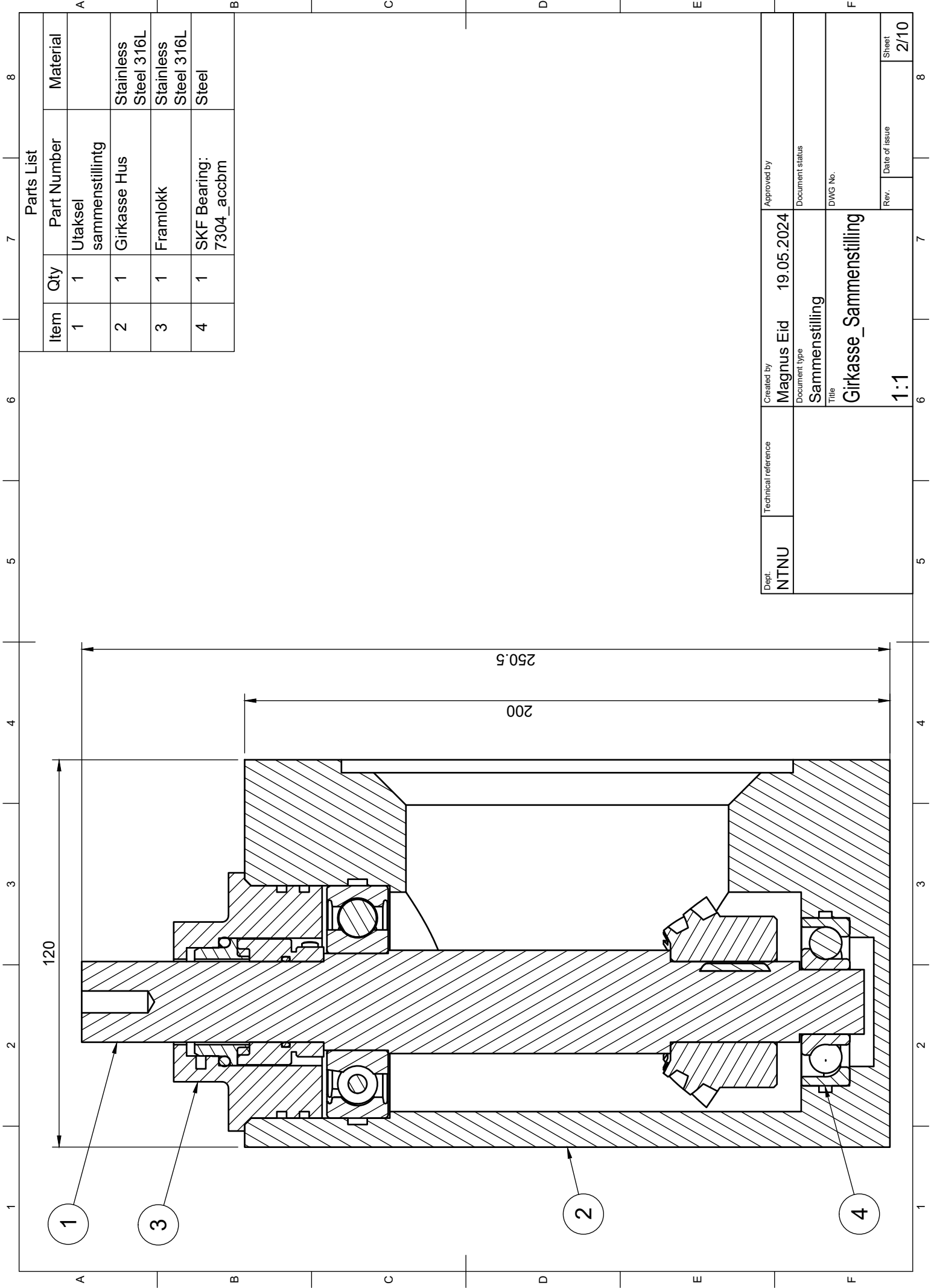
Thrusters	7 x sub-Atlantic SA-300 (370kgf at 250bar)
-----------	--------------------------------------------

B Maskintegninger

Parts List			
Item	Qty	Part Number	Material
1	1	Configuration 1	
2	1	DEP_A_1419	Steel
3	1	MBSB3-3020R_On_	Steel
4	1	Festeflens Sammenstilling	
5	1	Fishtail_Festeflens	Stainless Steel 316L
6	1	Fishtailkobling_Skrå	Stainless Steel 316L
7	1	Grumek - Fishtail w_ Flange Stainless Steel	Stainless Steel
8	8	Hexagon Head Bolt - M6 x 30	Steel 8.8, Plain
9	6	Hexagon Head Bolt - M12 x 50	Steel 10.9, Plain
10	8	Hexagon High Nut - M6	Steel 8, Plain
11	4	Hexagon Nut - M12	Steel 8, Plain



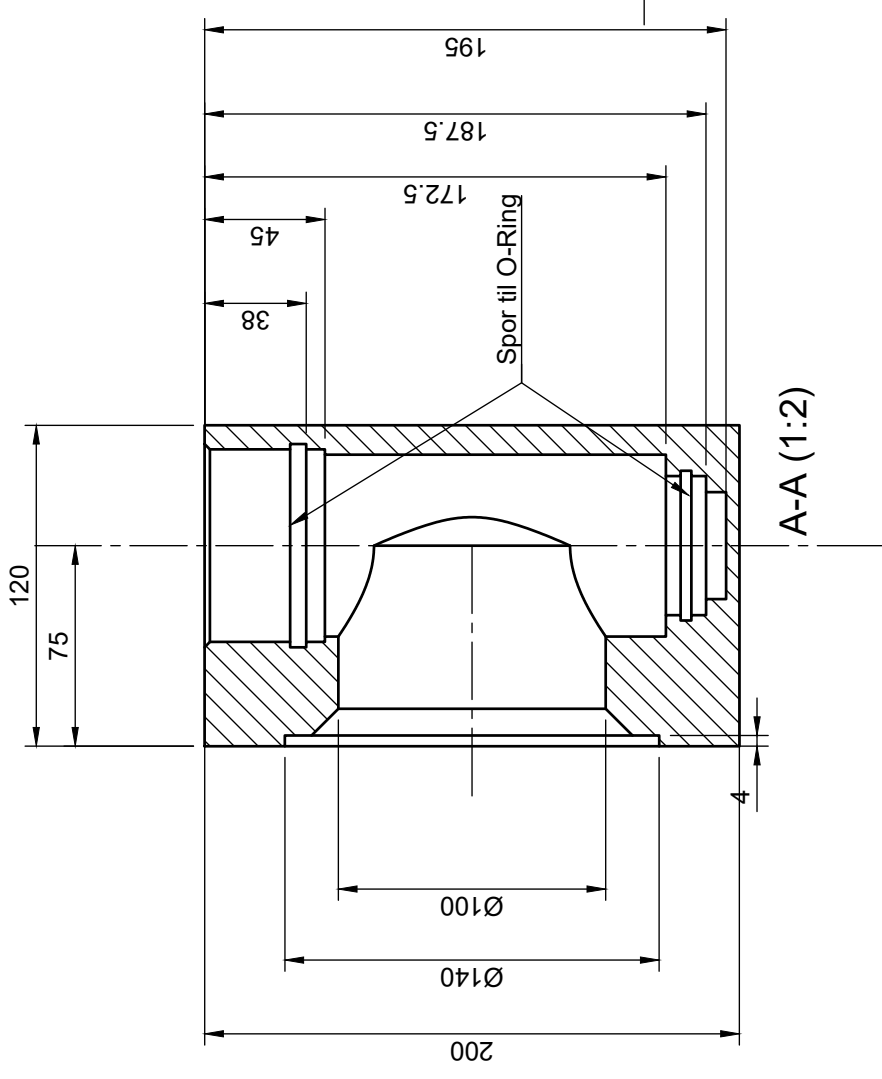
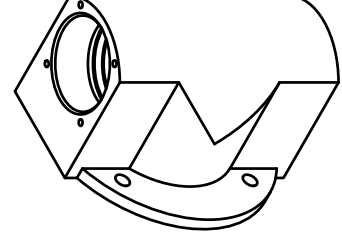
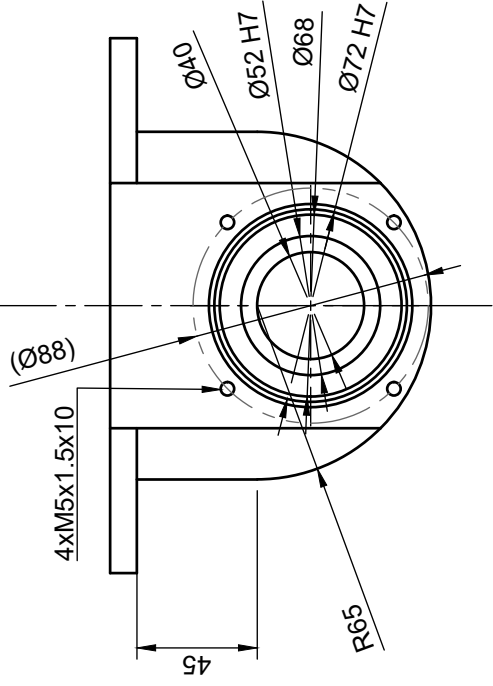
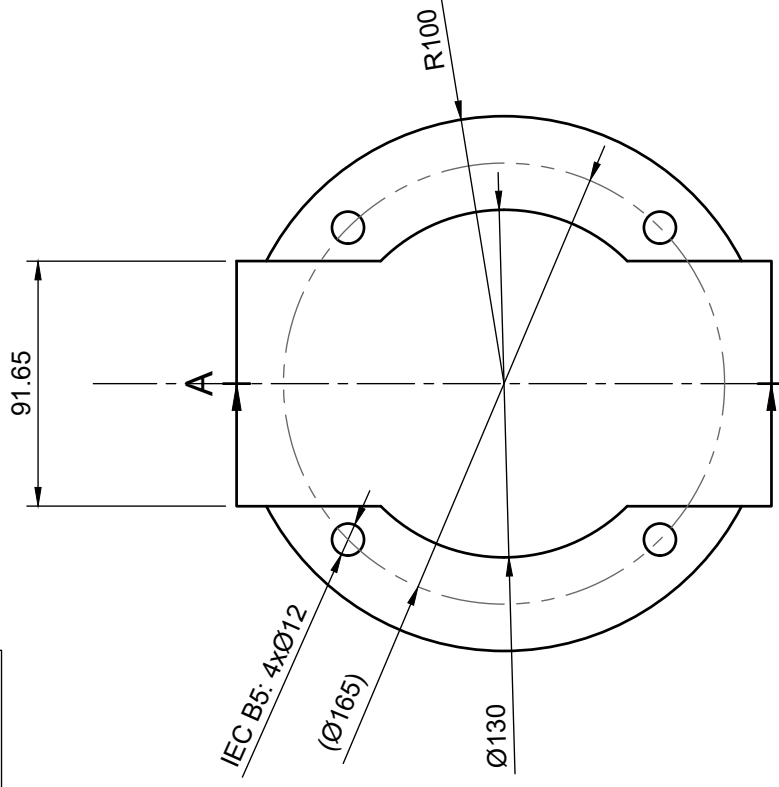
Dept. NTNU	Technical reference	Created by Magnus Eid	19.05.2024	Approved by	
		Document type Sammenstilling		Document status	
		Title Sammenstilling_Main		DWG No.	
		1:4		Rev.	Date of issue 21.05.2024
				Sheet	1/10



Parts List			
Item	Qty	Part Number	Material
1	1	Utaksel sammenstilling	Stainless Steel 316L
2	1	Girkasse Hus	Stainless Steel 316L
3	1	Framlokk	Stainless Steel 316L
4	1	SKF Bearing: 7304_accbm	Steel

Dept. NTNU	Technical reference	Created by Magnus Eid	Approved by
		Document type Sammenstilling	Document status
		Title Girkasse_Sammenstilling	DWG No.
		1:1	Rev.
			Date of issue
			Sheet 2/10

S316L
Stainless steel

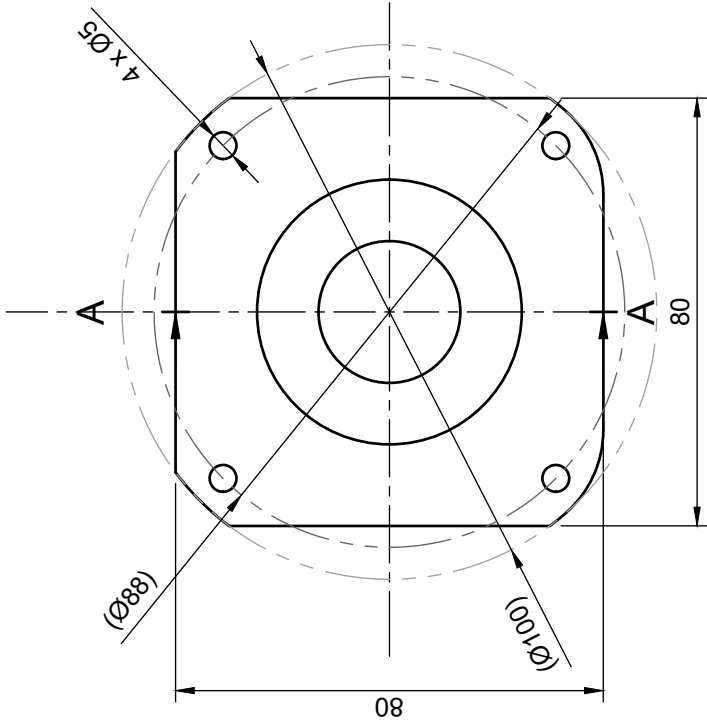


Spor til O-Ring

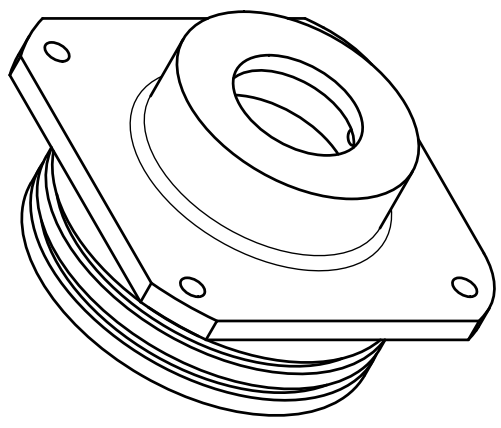
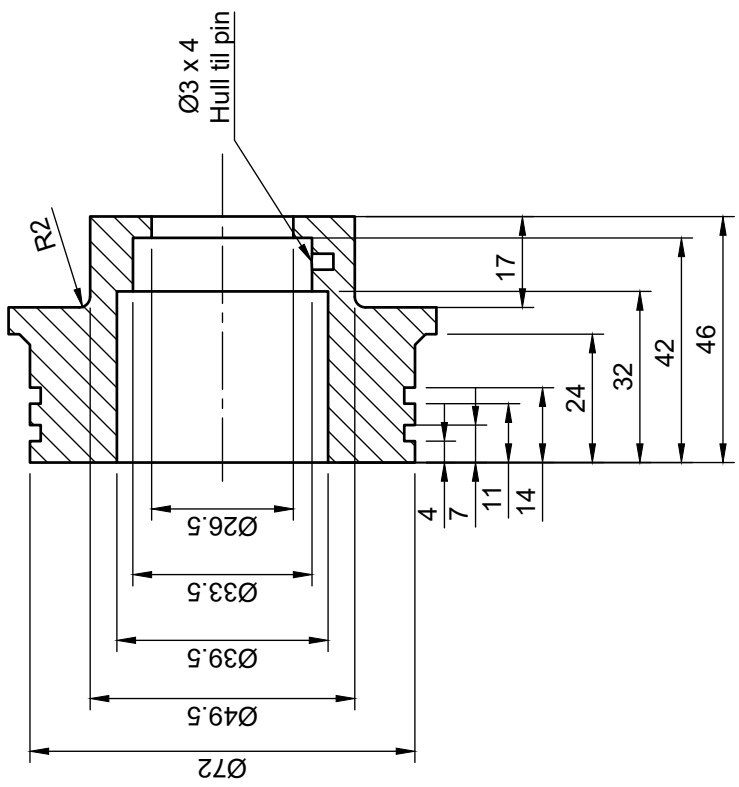
A-A (1:2)

Dept. NTNU	Technical reference	Created by Magnus Eid	Approved by Magnus Eid	19.05.2024
		Document type Produksjonstegning	Document status	
		Title Girkasse_Hus	DWG No.	
		1:2	Rev.	Date of issue 21.05.2024
			Sheet	3/10

S316L
Stainless steel



A-A (1:1)

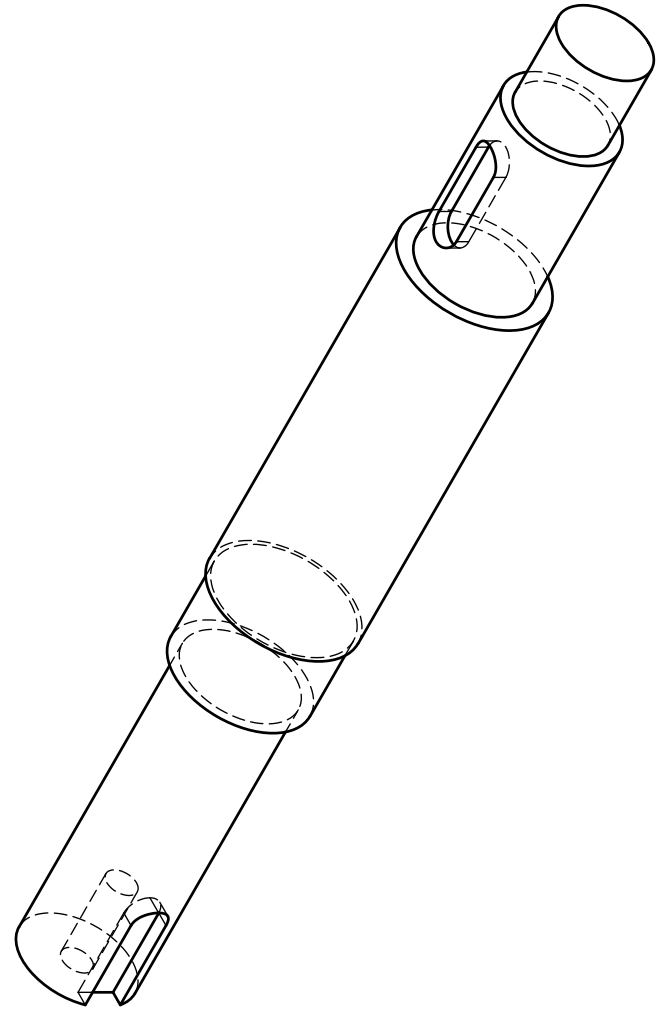
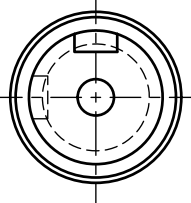
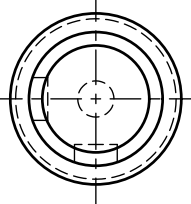
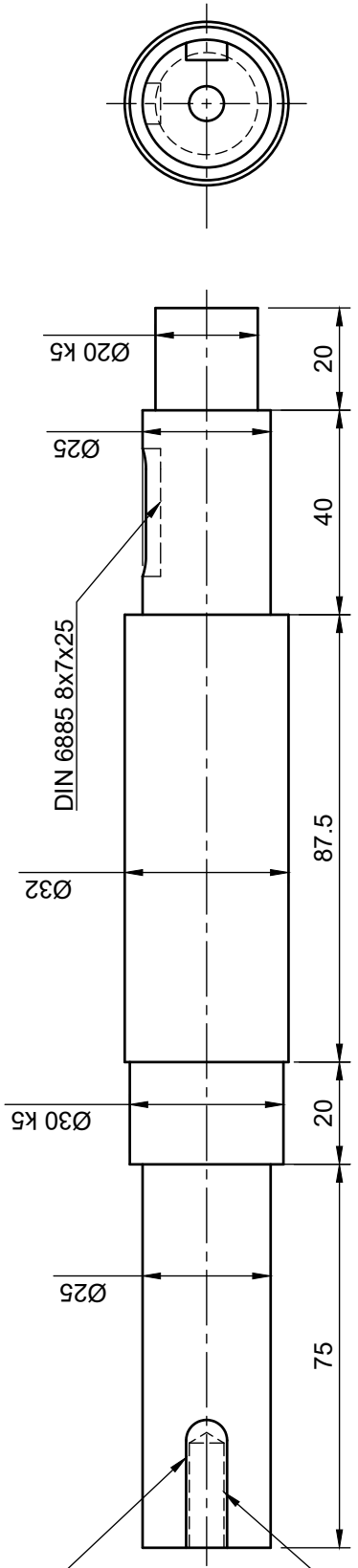


Dept. NTNU	Technical reference	Created by Magnus Eid	Approved by 19.05.2024
		Document type Produksjonstegning	Document status
		Title Lokk Girkassehus	DWG No.
		1:1	Rev.
			Date of issue 21.05.2024
			Sheet 4/10

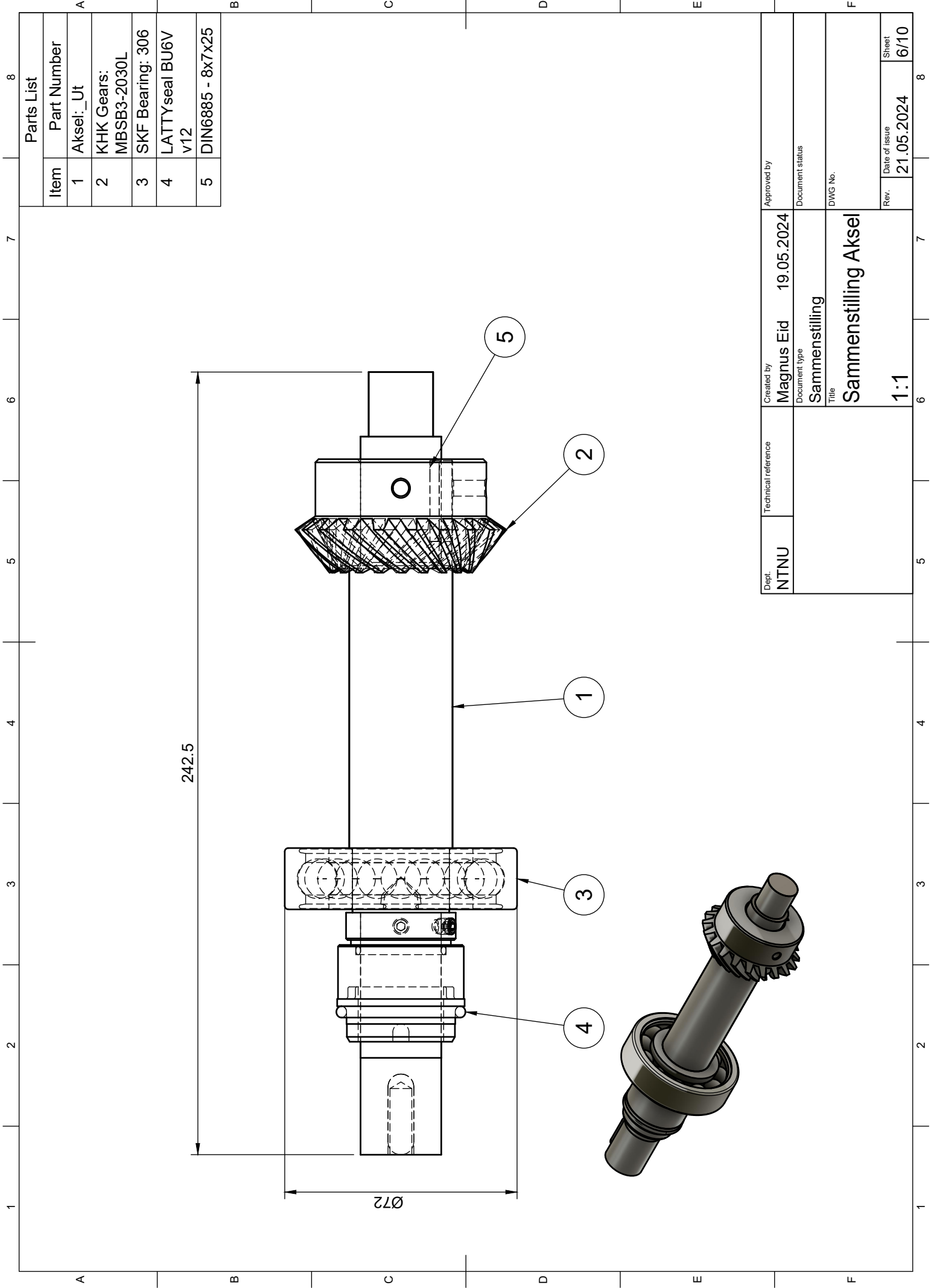
S316L
Stainless steel

DIN 6885 8x7x25

M8x1.25 6H x 20.5/20.5



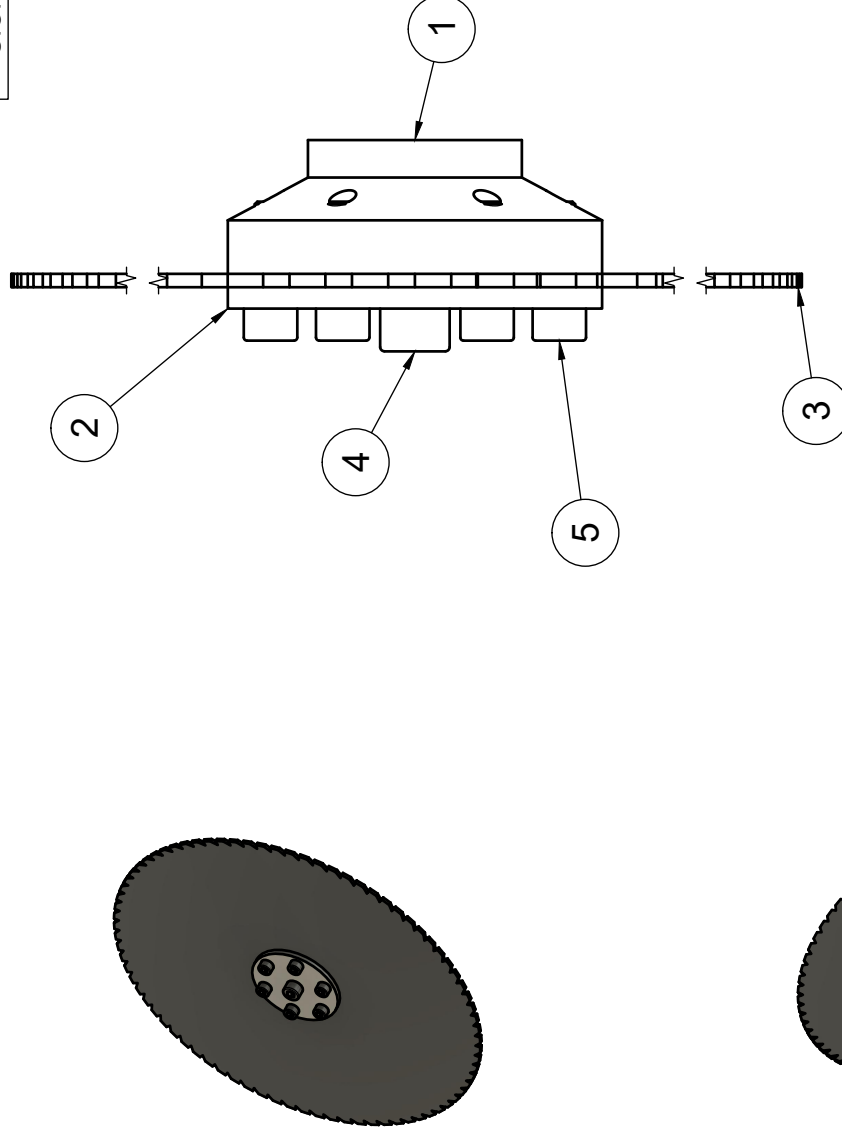
Dept. NTNU	Technical reference	Created by Magnus Eid	Approved by
		19.05.2024	Document status
		Produksjonstegning	DWG No.
		Aksel:_Ut	Rev.
		1:1	Date of issue
			21.05.2024
			Sheet
			5/10



Parts List	
Item	Part Number
1	Aksel: _Ut
2	KHK Gears: MBSB3-2030L
3	SKF Bearing: 306
4	LATTYseal BU6V V12
5	DIN6885 - 8x7x25

Dept. NTNU	Created by Magnus Eid	19.05.2024	Approved by
Technical reference		Document status	
		Sammenstilling	
Title		DWG No.	
Sammenstilling Aksel			
1:1		Date of issue	Sheet
		21.05.2024	6/10

S316L
Stainless steel



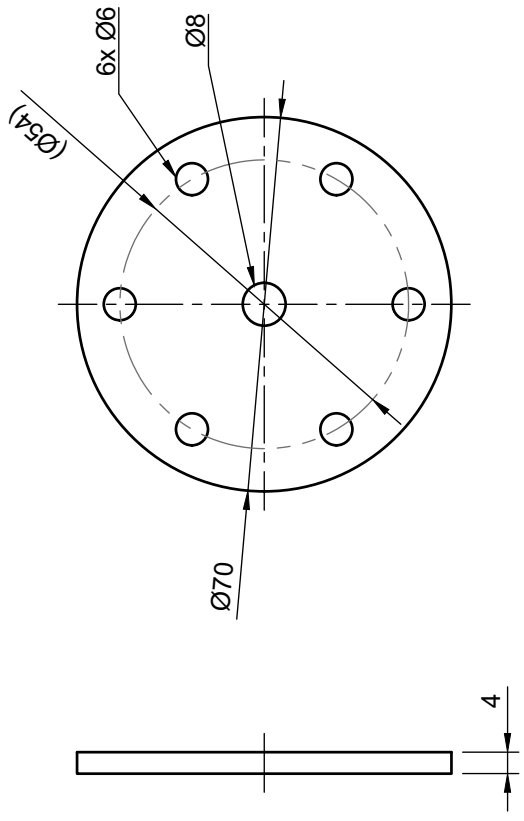
Parts List			
Item	Qty	Part Number	Material
1	1	Festeflens Bakplate	Stainless Steel 316L
2	1	Festeflens Forplate	Stainless Steel 316L
3	1	Ø300mm Sagblad	Steel, RQC100
4	1	Hex Socket Head - M8 x 30	Steel 8.8, Plain
5	6	Hex Socket Head - M6 x 20	Steel 8.8, Plain
6	1	DIN6885 8x7x25	Stainless Steel 316L

Gen. Tol.	Gen. Welding Tol.	Gen Machined Surface roughness
NISO 2768 U.O.S.: m	NS-EN ISO 13920 U.O.S.: B	U.O.S.: 6,3

Dept. NTNU	Technical reference	Created by Magnus Eid	Approved by
		Document type	Document status
		19.05.2024	
Title Festeflens Sammenstilling		DWG No.	
1:1		Rev.	Date of issue
			Sheet
			7/10

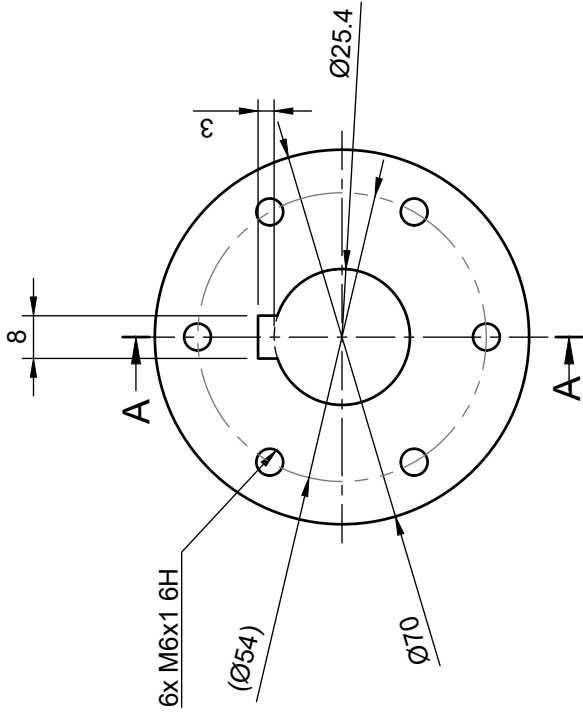
S316L
Stainless steel

Gen. Tol.	Gen. Welding Tol.	Gen Machined Surface roughness
NISO 2768 U.O.S.: m	NS-EN ISO 13920 U.O.S.: B	U.O.S.: 6,3

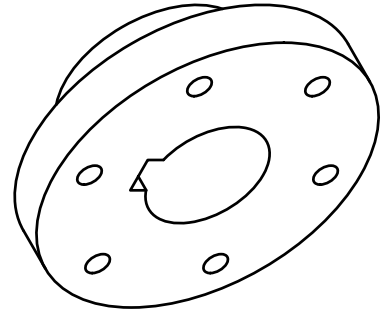
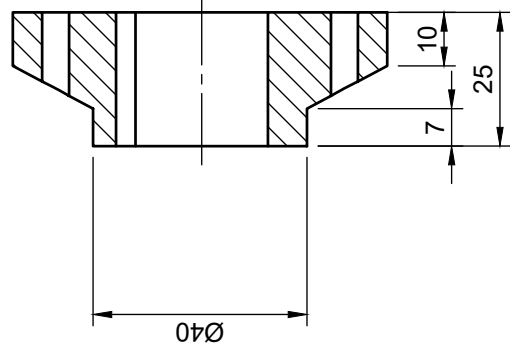


Dept. NTNU	Technical reference	Created by Magnus Eid	19.05.2024	Approved by	
		Document type Produksjonstegning		Document status	
		Title Forplate Festeflens		DWG No.	
		1:1		Rev.	Date of issue 21.05.2024
				Sheet	8/10

S316L
Stainless steel



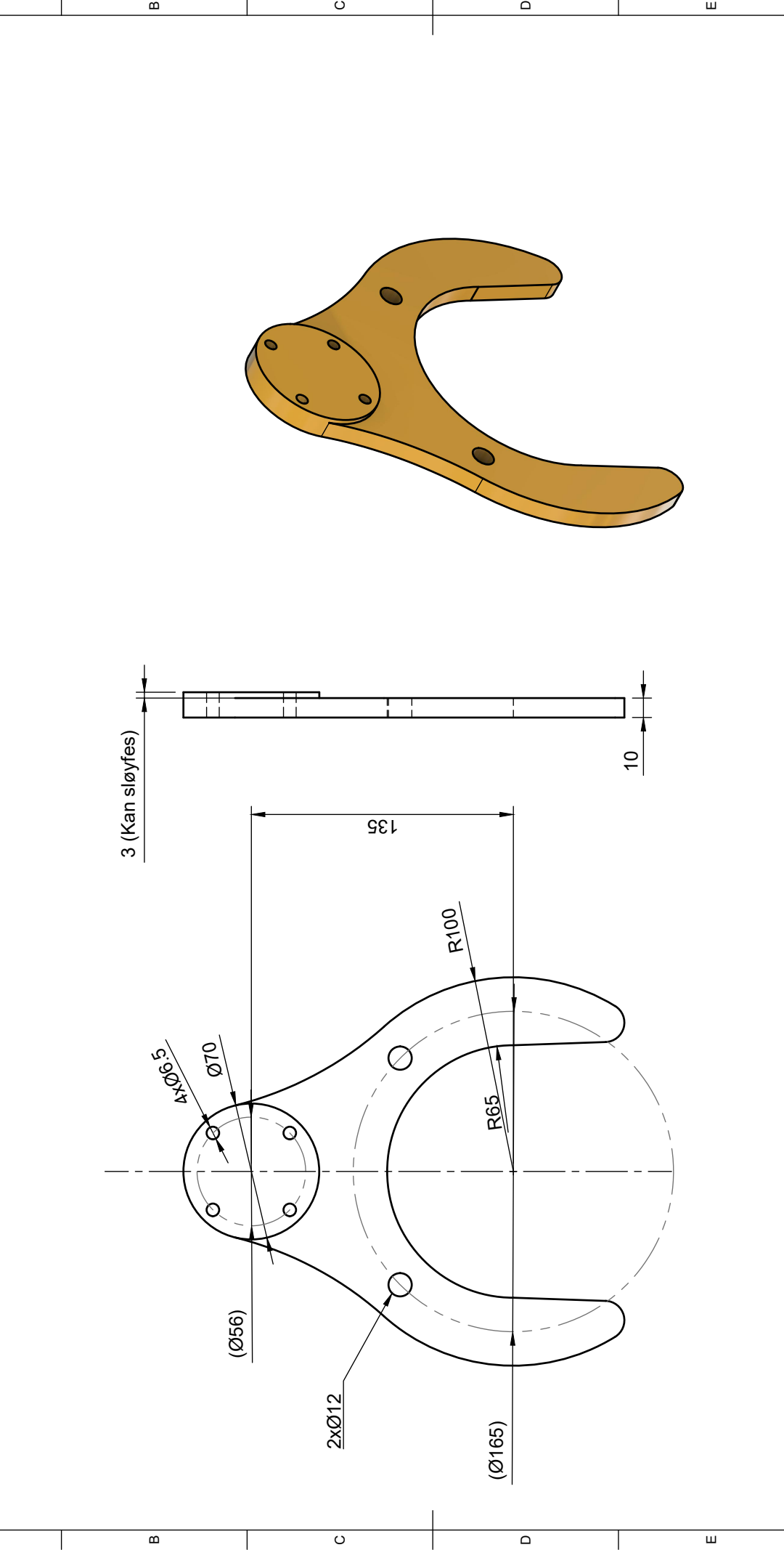
A-A (1:1)



Gen. Tol.	Gen. Welding Tol.	Gen Machined Surface roughness
NISO 2768 U.O.S.: m	NS-EN ISO 13920 U.O.S.: B	U.O.S.: 6,3

Dept. NTNU	Technical reference	Created by Magnus Eid	Approved by
		Document type Produksjonstegning	Document status
		Title Festflens Sammenstilling	DWG No.
		Rev.	Date of issue 21.05.2024
			Sheet 9/10

S316L Stainless Steel Xylan Coating	Gen. Tol.	Gen. Machined Surface roughness
	NISO 2768 U.O.S.: m	U.O.S.: 6,3
	Gen. Welding Tol.	
	NS-EN ISO 13920 U.O.S.: B	



Dept. NTNU	Technical reference	Created by Magnus Eid	Approved by
		19.05.2024	Document status
		Produksjonstegning	DWG No.
		Title Fishtailfeste	Rev.
		1:2	Date of issue 21.05.2024
			Sheet 10/10

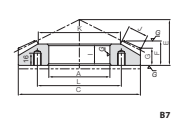
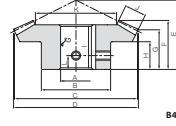
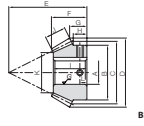
C Vinkelgelj

Finished Bore Spiral Bevel Gears

Finished Bore Spiral Bevel Gears



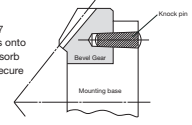
Specifications	
Precision grade	JIS B 1704: r9/r8 grade 4
Gear tooth	Chobson
Pressure angle	20°
Helix angle	35°
Material	SCM415
Heat treatment	Carburized
Surface hardness	55 to 60HRC



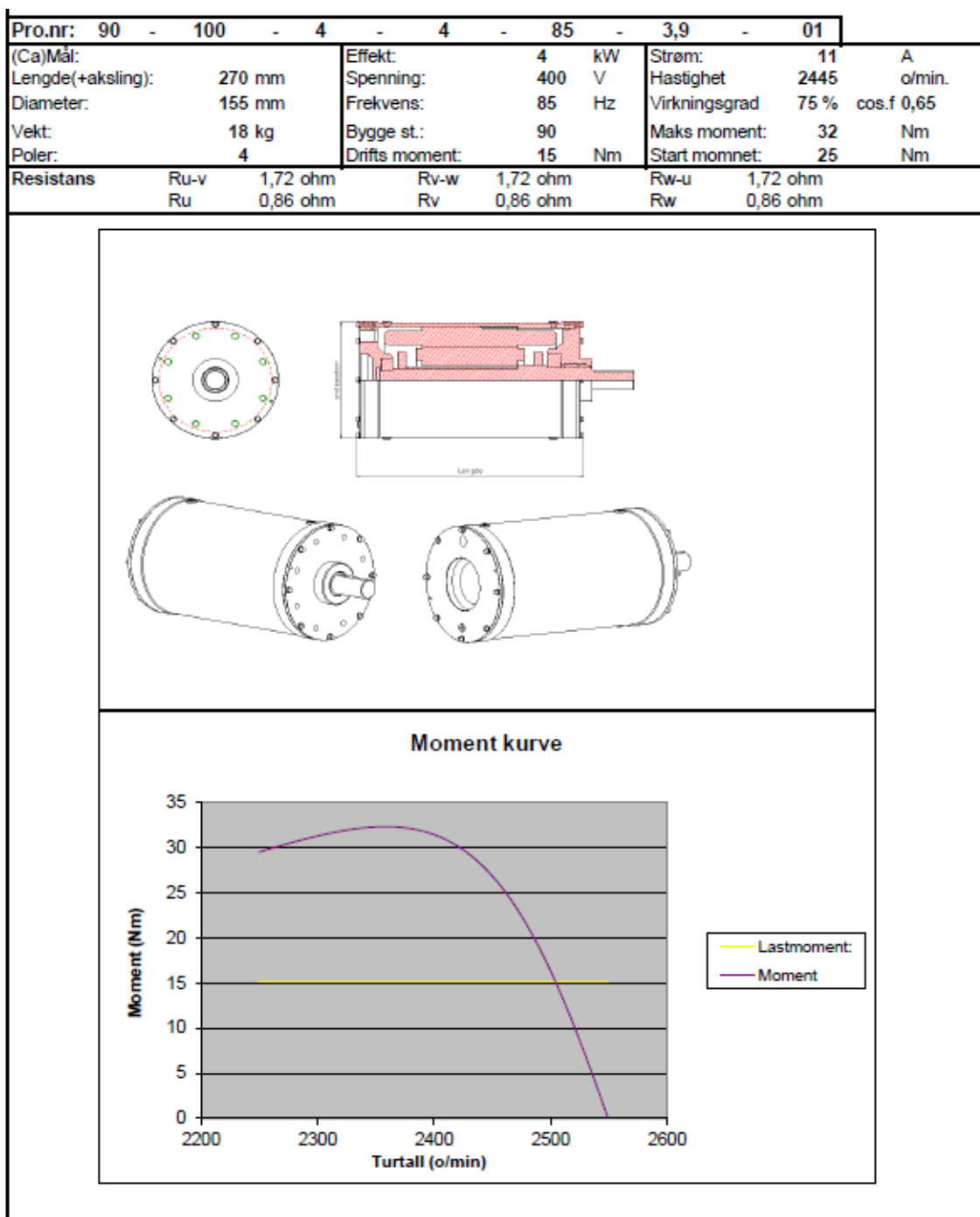
Catalog Number	Gear Ratio	Module	No. of teeth	Direction of spiral	Shape	Bore dia.	Hub dia.	Pitch dia.	Outside dia.	Root dia.	Total length	Down to bore	Hub width	Hole length
MBSA2-3020R		m2	30	R	B4	20	40	60	61.36	40	26.8	21.02	14	23
MBSB2-3020R		m2	20	L	BK	15	35	40	43.49	45	24.96	16.16	13.33	23
MBSA2-3030L		m2.5	30	R	B4	22	48	75	76.74	50	33.6	26.31	18	30
MBSB2-3020R		m2.5	20	L	BK	18	43	50	54.43	55	30.08	18.98	15.17	28
MBSA2-5-3020R		m3	30	R	B4	25	60	90	92.21	60	40.34	31.66	21	36
MBSB2-5-3020R		m3	20	L	BK	22	53	60	65.58	65	35.17	21.86	17.67	32.5
MBSA3-2030L	1.5	m4	30	R	B4	35	75	120	122.91	70	43.99	32.18	21	39
MBSB3-2030L		m4	20	L	BK	30	70	80	87.34	85	45.53	27.45	21.67	42
MBSA4-3020R		m5	30	R	B7	40	—	150	—	70	35.53	23.8	—	31
MBSB4-3020R		m5	20	L	BK	35	87	100	109.2	105	55.05	33.07	25.67	51
MBSA5-2030L		m6	30	R	B7	50	—	180	—	80	38.86	24.37	—	33
MBSB5-2030L		m6	20	L	BK	45	105	120	130.48	125	65.57	38.49	30	60
MBSA6-3020R		m2	40	R	B4	20	45	80	81.06	45	31.83	26.06	18	29
MBSB2-4020R		m2	20	L	BK	15	35	40	44.2	55	28.16	16.05	13.75	27
MBSA2-2040L		m2.5	40	R	B4	25	55	100	101.29	50	33.35	26.29	16	30
MBSB2.5-2040L		m2.5	20	L	BK	22	43	50	55.12	65	31.01	16.28	13.25	29
MBSA3-4020R		m3	40	R	B4	30	65	120	121.57	60	39.81	31.57	21	35
MBSB3-4020R		m3	20	L	BK	22	53	60	66.03	80	38.9	21.51	18.25	36.5
MBSA4-4020R		m4	40	R	B7	80	—	160	—	60	32.08	22.53	—	28
MBSB4-4020R		m4	20	L	BK	30	70	80	88.46	100	45.38	22.12	17.5	43
MBSA5-4020R		m5	40	R	B7	90	—	200	—	70	35.2	22.98	—	30
MBSB5-4020R		m5	20	L	BK	45	87	100	109.91	125	57.11	27.48	21.75	53.5
MBSA6-4020R		m6	40	R	B7	110	—	240	—	80	37.89	23.62	—	32
MBSB6-2040L		m6	20	L	BK	50	105	120	132.04	150	67.8	33.01	26.25	64

Face width	Keyway	Socket head screw	Allowable torque (N·m)	Allowable torque (kgf·m)	Backlash (mm)	Weight (kg)	Catalog Number
11	37.56	6 x 2.8 2-M5	34.4	38.4	3.51	3.91	MBSA2-3020R
11	24.34	5 x 2.3 2-M4	23.5	25.6	2.39	2.61	MBSB2-3020R
14	48.01	6 x 2.8 2-M5	68.0	76.8	6.93	7.84	MBSA2.5-3020R
14	31.02	6 x 2.8 2-M5	46.4	51.2	4.73	5.22	MBSB2.5-3020R
17	57.14	8 x 3.3 2-M6	118	135	12.1	13.8	MBSA3-3020R
17	36.2	6 x 2.8 2-M5	80.7	90.1	8.23	9.19	MBSB3-3020R
23	76.72	10 x 3.3 2-M8	283	328	28.9	33.5	MBSA4-3020R
23	48.07	8 x 3.3 2-M6	193	219	19.7	22.3	MBSB4-3020R
28	97.36	11 x 3.3 2-M8	544	637	55.4	64.9	MBSA5-3020R
28	62.04	10 x 3.3 2-M8	371	425	37.8	43.3	MBSB5-3020R
34	115.61	12 x 3.3 2-M8	927	1120	94.6	114	MBSA6-3020R
34	72.41	14 x 3.8 2-M10	633	745	64.5	76.0	MBSB6-3020R
14	52.7	6 x 2.8 2-M5	59.6	69.6	6.08	7.09	MBSA2-4020R
14	25.39	5 x 2.3 2-M4	29.9	34.8	3.05	3.55	MBSB2-4020R
17	66.99	8 x 3.3 2-M6	114	135	11.7	13.8	MBSA2.5-4020R
17	29.97	6 x 2.8 2-M5	57.3	67.6	5.84	6.89	MBSB2.5-4020R
20	80.28	10 x 3.3 2-M8	195	233	19.9	23.7	MBSA3-4020R
20	36.56	6 x 2.8 2-M5	97.7	116	9.97	11.9	MBSB3-4020R
27	107.63	12 x 3.3 2-M8	466	564	47.5	57.5	MBSA4-4020R
27	51.25	8 x 3.3 2-M6	234	282	23.8	28.8	MBSB4-4020R
34	133.97	14 x 3.8 2-M10	915	1120	93.3	114	MBSA5-4020R
34	61.95	12 x 3.3 2-M8	458	559	46.7	57.0	MBSB5-4020R
40	162.56	16 x 4.3 2-M10	1300	1520	156	196	MBSA6-4020R
40	77.11	14 x 3.8 2-M10	766	961	78.1	97.9	MBSB6-2040L

When installing products produced in B7 style (ring type), always secure the gears onto the mounting base with taper pins to absorb the rotational loads. It is dangerous to secure with bolts only.



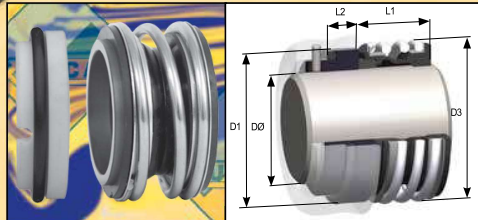
D Motor - DEP-1-1419



E Tetning 19L



TYPE 19L



A robust rubber bellows seal, with a wide, larger than DIN, cross section, for optimum flexibility and durability. Type 19L is supplied as standard, with a Type 8 DIN LONG 'O'-Ring mounted stationary with an anti-rotation provision, to suit DIN housing dimensions.

The robust heavy duty bellows design Type 19L is a highly proficient design commonly utilised in heavy duty applications, such as abrasive applications, including waste-water.

VULCAN STANDARD SIZES

METRIC SHAFT SIZE D0	SIZE CODE	D1	D3	L1	L2	SEAT SLOT WIDTH	SEAT SLOT DEPTH
10	0100	21.00	20.00	14.50	10.00	4.00	5.00
12	0120	23.00	24.30	15.00	10.00	4.00	5.00
14	0140	25.00	28.50	17.00	10.00	4.00	5.00
15	0150	27.00	28.50	17.00	10.00	4.00	5.00
16	0160	27.00	28.50	17.00	10.00	4.00	5.00
18	0180	33.00	31.00	19.50	11.50	4.00	5.50
20	0200	35.00	36.50	21.50	11.50	4.00	5.50
22	0220	37.00	36.50	21.50	11.50	4.00	5.50
24	0240	39.00	41.10	22.50	11.50	4.00	5.50
25	0250	40.00	41.10	23.00	11.50	4.00	5.50
28	0280	43.00	47.60	26.50	11.50	4.00	5.50
30	0300	45.00	47.60	26.50	11.50	4.00	5.50
32	0320	48.00	51.00	27.50	11.50	4.00	5.50
33	0330	48.00	51.00	27.50	11.50	4.00	5.50
35	0350	50.00	54.50	28.50	11.50	4.00	5.50
38	0380	56.00	57.90	30.00	14.00	5.00	5.50
40	0400	58.00	60.00	30.00	14.00	5.00	5.50
43	0430	61.00	63.80	30.00	14.00	5.00	5.50
45	0450	63.00	65.70	30.00	14.00	5.00	5.50
48	0480	66.00	69.30	30.50	14.00	5.00	5.50
50	0500	70.00	71.80	30.50	15.00	5.00	5.50
53	0530	73.00	76.00	33.00	15.00	5.00	5.50
55	0550	75.00	78.30	35.00	15.00	5.00	5.50
58	0580	78.00	82.50	37.00	15.00	5.00	5.50
60	0600	80.00	85.50	38.00	15.00	5.00	5.50
65	0650	85.00	90.30	40.00	15.00	5.00	5.50
68	0680	90.00	94.00	40.00	18.00	5.00	5.50
70	0700	92.00	97.00	40.00	18.00	5.00	5.50
75	0750	97.00	102.00	40.00	18.00	5.00	5.50
80	0800	105.00	109.50	40.00	18.20	5.00	5.50
85	0850	110.00	116.70	41.00	18.20	5.00	5.50
90	0900	115.00	122.30	45.00	18.20	5.00	5.50
95	0950	120.00	127.60	46.00	17.20	5.00	5.50
100	1000	125.00	132.00	47.00	17.20	5.00	5.50

ALL TYPES, SIZES AND MATERIALS SHOWN ARE PART OF VULCAN'S GUARANTEED EX-STOCK RANGE, UNLESS MARKED WITH AN ASTERISK*. HOWEVER, THE ASTERISKED SEAL AND / OR SEAT FACE MATERIALS ARE STOCKED IN MANY, BUT NOT ALL, SIZES.

GUARANTEED STOCK MATERIALS AND FACE MATERIAL CODE					
Seal And Seat Assembly	Rotary Face		Stationary Face		
Face Reference Term	Code	Material	Code	Material	Code
SOFT	C	M106K Carbon	C	99% Ceramic	A
SOFT VS HARD	D	M106K Carbon	C	VES2 RB SIC	S
HARD VS SOFT	X	Non-standard. Please use alternative shown here or enquire			
HARD	SS	WNV2 SINSIC Carbide	R	VES2 RB SIC	S
HARD 1st ALT	H	Tungsten Carbide*	H	Tungsten Carbide*	H
Guaranteed Stock Elastomers: Viton®, E.P. and Nitrile		Guaranteed Stock Metallurgy: 304SS			

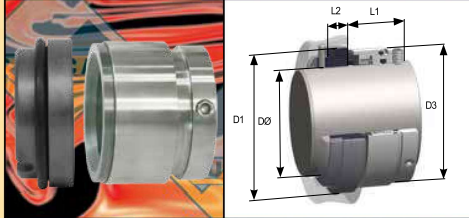
Suggested Operating Limits

Maximum Operating Pressure Limits primarily depend upon Face Materials, Shaft Size, Speed and Media. Please refer to the Seal Type Specific PV Chart, found at the front of this Brochure Section, in combination with the Vulcan Multiplying Factors found in Technical and Material Standards Section 2.

F Tetning 40L



TYPES 40L / 40S



Types 40L and 40S feature the same robust, Balanced, 'O'-Ring Mounted, set-screw driven, Rotary unit as described on the preceding Page. The Type 40 Rotary can be used with a wide variety of Stationary Seat Rings depending on the dimensions of the equipment the Seal is to be fitted to. The most widely utilized stationaries are the 'O'-Ring Mounted Type 24 to suit metric DIN housing sizes. For convenience Vulcan stock these combinations as Type 40L with a 24 DIN LONG with anti-rotation pin provision. Or as Type 40S with a 24 DIN SHORT Seat without such pin drive provision.

VULCAN STANDARD SIZES

IMPERIAL SHAFT SIZE D0	METRIC SHAFT SIZE D0	SIZE CODE	D1		D3		L1		L2		40L SLOT WIDTH		40L SLOT DEPTH	
			IMPERIAL	METRIC	IMPERIAL	METRIC	IMPERIAL	METRIC	IMPERIAL	METRIC	IMPERIAL	METRIC	IMPERIAL	METRIC
0.750	18	0180	1.299	33.00	1.280	32.50	1.181	30.00	0.394	10.00	0.157	4.00	0.217	5.50
		0191	N/A		1.319	33.50	1.181	30.00	N/A		N/A	N/A	N/A	
	20	0200	1.378	35.00	1.358	34.50	1.181	30.00	0.394	10.00	0.157	4.00	0.217	5.50
	22	0220	1.457	37.00	1.437	36.50	1.181	30.00	0.394	10.00	0.157	4.00	0.217	5.50
0.875		0222	N/A		1.437	36.50	1.181	30.00	N/A		N/A	N/A	N/A	
	24	0240	1.535	39.00	1.516	38.50	1.181	30.00	0.394	10.00	0.157	4.00	0.217	5.50
	25	0250	1.575	40.00	1.559	39.50	1.181	30.00	0.394	10.00	0.157	4.00	0.217	5.50
1.000		0254	N/A		1.559	39.50	1.181	30.00	N/A		N/A	N/A	N/A	
	28	0280	1.693	43.00	1.689	42.90	1.280	32.50	0.394	10.00	0.157	4.00	0.217	5.50
1.125		0286	N/A		1.689	42.90	1.280	32.50	N/A		N/A	N/A	N/A	
	30	0300	1.772	45.00	1.752	44.50	1.280	32.50	0.394	10.00	0.157	4.00	0.217	5.50
1.250		0317	N/A		1.811	46.00	1.280	32.50	N/A		N/A	N/A	N/A	
	32	0320	1.890	48.00	1.811	46.00	1.280	32.50	0.394	10.00	0.157	4.00	0.217	5.50
	33	0330	1.890	48.00	1.850	47.00	1.280	32.50	0.394	10.00	0.157	4.00	0.217	5.50
1.375		0349	N/A		1.941	49.30	1.280	32.50	N/A		N/A	N/A	N/A	
	35	0350	1.969	50.00	1.941	49.30	1.280	32.50	0.394	10.00	0.157	4.00	0.217	5.50
	38	0380	2.205	56.00	2.079	52.80	1.339	34.00	0.433	11.00	0.197	5.00	0.217	5.50
1.500		0381	N/A		2.079	52.80	1.339	34.00	N/A		N/A	N/A	N/A	
	40	0400	2.283	58.00	2.205	56.00	1.339	34.00	0.433	11.00	0.197	5.00	0.217	5.50
1.625		0412	N/A		2.205	56.00	1.339	34.00	N/A		N/A	N/A	N/A	
	43	0430	2.402	61.00	2.323	59.00	1.339	34.00	0.433	11.00	0.197	5.00	0.217	5.50
1.750		0444	N/A		2.323	59.00	1.339	34.00	N/A		N/A	N/A	N/A	
	45	0450	2.480	63.00	2.323	59.00	1.339	34.00	0.433	11.00	0.197	5.00	0.217	5.50
1.875		0476	N/A		2.457	62.40	1.339	34.00	N/A		N/A	N/A	N/A	
	48	0480	2.598	66.00	2.457	62.40	1.339	34.00	0.433	11.00	0.197	5.00	0.217	5.50
	50	0500	2.756	70.00	2.583	65.60	1.358	34.50	0.433	13.00	0.197	5.00	0.217	5.50
2.000		0508	N/A		2.583	65.60	1.358	34.50	N/A		N/A	N/A	N/A	
	53	0530	2.874	73.00	2.709	68.80	1.358	34.50	0.433	13.00	0.197	5.00	0.217	5.50
2.125*		0539	N/A		2.787	70.80	1.358	34.50	N/A		N/A	N/A	N/A	
	55	0550	2.953	75.00	2.787	70.80	1.358	34.50	0.433	13.00	0.197	5.00	0.217	5.50
2.250		0571	N/A		2.831	71.90	1.358	34.50	N/A		N/A	N/A	N/A	
	58	0580	3.071	78.00	2.961	75.20	1.358	34.50	0.433	13.00	0.197	5.00	0.217	5.50
	60	0600	3.150	80.00	2.961	75.20	1.358	34.50	0.433	13.00	0.197	5.00	0.217	5.50
2.375		0603	N/A		2.961	75.20	1.358	34.50	N/A		N/A	N/A	N/A	
	63	0630	3.268	83.00	3.083	78.30	1.358	34.50	0.433	13.00	0.197	5.00	0.217	5.50
2.500		0635	N/A		3.083	78.30	1.358	34.50	N/A		N/A	N/A	N/A	
	65	0650	3.346	85.00	3.315	84.20	1.417	36.00	0.433	13.00	0.197	5.00	0.217	5.50
2.625		0666	N/A		3.315	84.20	1.417	36.00	N/A		N/A	N/A	N/A	
2.750		0698	N/A		3.441	87.40	1.417	36.00	N/A		N/A	N/A	N/A	
	70	0700	3.622	92.00	3.441	87.40	1.417	36.00	0.433	15.30	0.197	5.00	0.217	5.50
2.875*		0730	N/A		3.567	90.60	1.417	36.00	N/A		N/A	N/A	N/A	
	75	0750	3.819	97.00	3.689	93.70	1.417	36.00	0.433	15.30	0.197	5.00	0.217	5.50
3.000		0762	N/A		3.689	93.70	1.417	36.00	N/A		N/A	N/A	N/A	

ALL TYPE, SIZES AND MATERIALS SHOWN ARE PART OF VULCAN'S GUARANTEED EX-STOCK RANGE, UNLESS MARKED WITH AN ASTERISK*. HOWEVER, MOST ASTERISKED SIZES ARE STOCKED IN SOME, BUT NOT ALL, MATERIALS, AND THE ASTERISKED MATERIALS IN SOME SIZES.

Suggested Operating Limits

Maximum Operating Pressure Limits primarily depend upon Face Materials, Shaft Size, Speed and Media. Please refer to the Seal Type Specific PV Chart, found at the front of this Brochure Section, in combination with the Vulcan Multiplying Factors found in Technical and Material Standards Section 2.

Guaranteed Stock MATERIALS AND FACE MATERIAL CODE					
Seal And Seat Assembly	Rotary face		Stationary face		
Face Reference Term	Code	Material	Code	Material	Code
SOFT	DB	M825 FDA Carbon	DB	99% Ceramic	A
SOFT VS HARD	DS	M825 FDA Carbon	DB	VES2 RB SiC	S
HARD VS SOFT	SG	WNV2 SiNSiC Carbide	R	99% Ceramic	A
HARD	SS	WNV2 SiNSiC Carbide	R	VES2 RB SiC	S
HARD 1st ALT	H	Tungsten Carbide*	H	Tungsten Carbide*	H
Guaranteed Stock Elastomers: Viton®, E.P. And Nitrile			Guaranteed Stock Metallurgy: 316SS		

Please refer to the Technical and Material Standards Section for advice and information on our full range of materials, guaranteed stock policies and more advice on operating limits.

G Grinder spec

DEEPOCEAN TOOLPOOL

TECHNICAL / SPEC ROV GRINDER

GENERAL SPECS

Weight in air: 16 kg

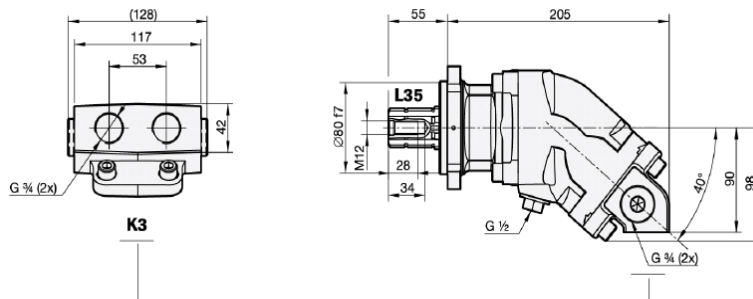
Weight in water: 12 kg

Diameter of Zyklon Diamond blade: $\varnothing 300$ (standard)
($\varnothing 400$ on request)

Dimensions of Diamond blades:

300 x 3,2 x 10 x 25,4 [mm] (standard)

400 x 3,2 x 10 x 25,4 [mm] (on request)



HYDRAULIC MOTOR SPECS

Displacement: 17,0 cm³/rev

Working pressure:

Max intermittent 400 bar

Max continuous 350 bar

Revolutions

Max intermittent 3000 rpm

Max continuous 2400 rpm

Min continuous 300 rpm

Power

Max intermittent 24 kW

Max continuous 19 kW

Starting torque theoretical value: 0,27 Nm/bar

Moment of inertia (x 10⁻³): 0,9 kg m²

Max intermittent housing pressure: 5 bar

Weight in air: 8,4 kg

3 m. hydraulic hoses

