

Bertheussen, Mikael
Bjerland, Kenneth
Bø, Sebastian

Konseptutvikling av utkastermekanisme til lettgoodsbaner

Bacheloroppgave i Ingeniørfag - Maskinkonstruksjon
Veileder: Olsen, Anna
Mai 2023

Bertheussen, Mikael
Bjerland, Kenneth
Bø, Sebastian

Konseptutvikling av utkastermekanisme til lettgoodsbaner

Bacheloroppgave i Ingeniørfag - Maskinkonstruksjon
Veileder: Olsen, Anna
Mai 2023

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



Kunnskap for en bedre verden

RAPPORT BACHELOROPPGAVEN

Tittel:

Konseptutvikling av utkastermekanisme til lettgodsbaner

Concept Development of Diverter Mechanism for Conveyor Systems

Prosjektnr:

MTP-K-2023-03

Forfatter(e)

Mikael Bertheussen

Sebastian Bø

Kenneth Bjerland

Oppdragsgiver(e) eksternt

ITO – Pallpack A.S.

Veileder internt

Anna Olsen

Rapporten er ÅPEN

Dato levert

22.05.2023

Kort sammendrag (Både på norsk og engelsk kreves)

Rapporten tar for seg en konseptutviklingsprosess gjennomført med mål om å designe et konsept for en utkastermekanisme som er tilpasset transportbanene til ITO - Pallpack A.S. Prosjektet er informativt for personer som ønsker å få et innblikk ved ingeniørfaglig konseptutvikling, samt forskjellige aspekter om hvordan en utkastermekanisme fungerer og preger industrien. Resultatet av rapporten viste et lovende konsept, som ved videre arbeid kan ferdigstilles til et ferdig produkt.

The report covers a concept development process carried out with the aim of designing a concept for a diverter mechanism adapted to the transport paths of ITO - Pallpack AS. The project is informative for individuals who want insight into engineering concept development, as well as various aspects of how a diverter mechanism works and affects the industry. The result of the report showed a promising concept that, with further work, can be made into a finished product.

Stikkord:

Konseptutvikling, automatisering, lettgodsbane, utkastermekanisme, 3D-modellering, beregning, simulering

Keywords:

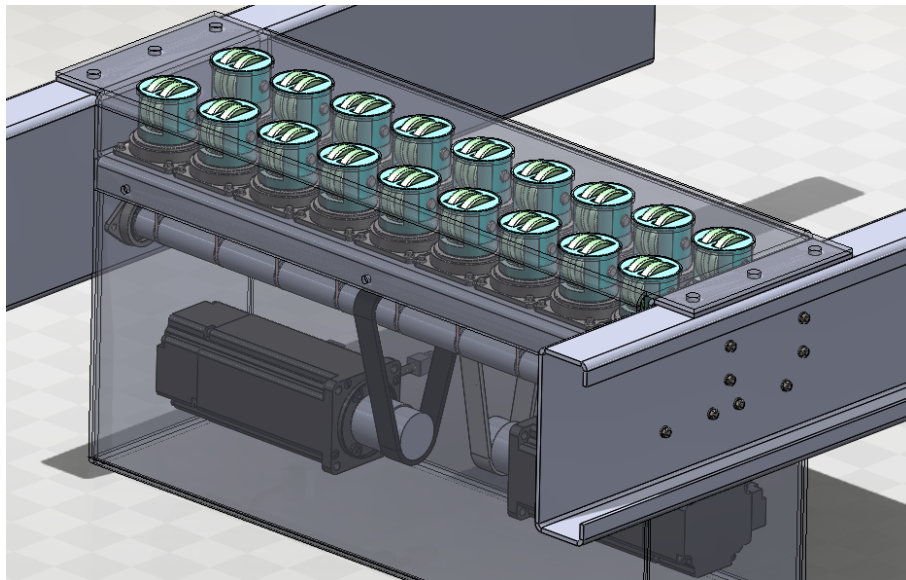
Concept development, automation, conveyor system, diverter mechanism, 3D-modelling, calculation, simulation

NORGES TEKNISK-NATURVITENSKAPELIGE
UNIVERSITET

FAKULTET FOR INGENIØRVITENSKAP

MAST2900 - BACHELOROPPGAVE MASKIN

Konseptutvikling av utkastermekanisme til lettgoodsbaner



Forfattere:

Mikael Bertheussen

Kenneth Bjerland

Sebastian Bø

22. mai 2023

Faglig Veileder: Anna Olsen



Forord

Denne bacheloroppgaven er en del av faget MAST2900 - Bacheloroppgave Maskin ved Norges Teknisk-Naturvitenskapelige Universitet (NTNU) våren 2023. Oppgaven er skrevet av tre bachelorstudenter i samarbeid med *ITO - Pallpack A.S.*

Oppgaven tar for seg en konseptutviklingsprosess, hvor det blir benyttet kunnskap innen modellering, beregninger og produktutvikling for å utvikle et konseptdesign som svarer på problemstillingen.

Under prosjektarbeidet har prosjektgruppen fått god veiledning og oppfølging, hvor det er ønsket å rette en spesiell takk til følgende personer og organisasjoner:

Bent Mæhre, ekstern veileder og kontaktperson for ITO

Anna Olsen, intern veileder for prosjektet

MAKE NTNU, tilgang til 3D-printere og verktøy

Kenneth Bjerland



Mikael Bertheussen



Sebastian Bø



Sammendrag

Rapporten tar for seg en konseptutviklingsprosess gjennomført med mål om å designe et konsept for en utkastermekanisme som er tilpasset transportbanene til ITO - Pallpack A.S. Prosjektet er informativt for personer som ønsker å få et innblikk ved ingeniørfaglig konseptutvikling, samt forskjellige aspekter om hvordan en utkastermekanisme fungerer og preger industrien.

Utkastermekanismen vil være en del av et større automatisert transportsystem, hvor hovedoppgaven vil være å sortere pakker opp til 35 kg. Problemstillingen inkluderer videre at dette skal gjøres med en kapasitet opp mot 3600 pakker i timen, med en maksimal utkastvinkel på 60 grader.

Konseptutviklingsprosessen er delt opp i ulike aktiviteter, som sammen gir grunnlag for utvikling av et solid konsept. Prosessen startet med kartlegging av brukerne, hvor det er detektert direkte og indirekte brukere, hvor brukernes behov sammen gav grunnlag for definering av vurderingskriter. Videre ble ulike konsept definert og evaluert opp mot vurderingskriteriene.

Konseptet som fremstod mest lovende ble valgt ut, hvor videre modellering, beregninger og simuleringer ble gjennomført. Dette var en gjentakende prosess, da aktivitetene påvirket hverandre. Beregningene og simuleringene viste lovende resultat for konseptet, da det ikke ble funnet kritiske feil ved design. Ved beregning av lagerlevetid ble det derimot lagt merke til lav levetid ved enkelte lagre. Det noteres også en begrensning knyttet til minimal pakkevekt for pakkene som skal sorteres, på 3,6 kg. En vekt lavere enn dette resulterer i for lav friksjonskraft, og pakken vil glippe mot hjulene ved sortering. Håndtering av lettere pakker kan derimot gjennomføres ved reduksjon av ønsket kapasitet.

Avslutningsvis ble konseptutviklingen evaluert, hvor gjenstående videre arbeid ble kartlagt. Da dette kun er å anse som en konseptutvikling, vil arbeidet ikke resultere i et ferdig produkt. Resultatet av rapporten viste derimot et lovende konsept, som ved videre arbeid kan ferdigstilles til et ferdig produkt.

Abstract

The report covers a concept development process carried out with the aim of designing a concept for a diverter mechanism adapted to the transport paths of ITO - Pallpack AS. The project is informative for individuals who want insight into engineering concept development, as well as various aspects of how a diverter mechanism works and affects the industry.

The diverter mechanism will be part of a larger automated transport system, where the main task will be to sort packages up to 35 kg. The problem includes that this should be done with a capacity of up to 3600 packages per hour, with a maximum ejection angle of 60 degrees.

The concept development process is divided into various activities, which together provide a basis for developing a solid concept. The process started with mapping the users, where direct and indirect users were identified, and their needs formed the basis for defining evaluation criteria. Various concepts were then defined and evaluated against the criteria.

The most promising concept was selected, and further modeling, calculations, and simulations were carried out. This was a recurring process, as the activities affected each other. The calculations and simulations showed promising results for the concept, as no critical design errors were found. However, low lifetime was observed for certain bearings during the calculation of bearing life. There is also a limitation associated with the minimum package weight for the packages to be sorted, which is 3.6 kg. A weight lower than this results in too low friction force, and the package will slip against the wheels during sorting. However, handling lighter packages can be done by reducing the desired capacity.

Finally, the concept development was evaluated, and remaining further work was mapped out. As this is only to be considered as concept development, the work will not result in a finished product. The result of the report, however, showed a promising concept that, with further work, can be made into a finished product.

Innhold

Sammendrag	ii
Abstract	iii
Figurer	viii
Tabeller	x
1 Introduksjon	1
1.1 Bakgrunn	1
1.2 ITO Pallpack A.S.	1
1.2.1 Beskrivelse av dagens situasjon	1
1.2.2 ITOs ønsker - Orientering om oppgaven	2
1.3 Problemstilling	2
1.3.1 Delmål 1	3
1.3.2 Delmål 2	3
1.3.3 Delmål 3	3
1.3.4 Delmål 4	4
1.4 Rammer	4
1.5 Bærekraft	5
2 Automatisering	6
2.1 Industri 4.0	7
2.1.1 Fordeler med Industri 4.0	7
2.1.2 Automatisering i Industri 4.0	8
2.2 Lettgodsbaner	8
2.3 Utkastermekanismer	9
3 Produktutvikling	10

3.1	Behovsanalyse	10
3.2	Konseptutvikling	11
3.3	Prototyper	11
3.4	Beregning og simulering	12
3.5	Utvikling av endelig design	12
4	Behovsanalyse	13
5	Konseptutvikling	14
5.1	Konsept 1	15
5.2	Konsept 2	16
5.3	Konsept 3	17
5.4	Konsept 4	18
5.5	Konsept 5	19
5.6	Konsept 6	20
5.7	Konseptevaluering	21
6	Spenningsanalyse og produksjonsteknikk	22
6.1	Spenningsanalyse	22
6.2	Materialer	22
6.3	Produksjonsmetoder	23
7	Utvikling av valgt konsept	24
7.1	Generelt om designet	24
7.2	Toppkassen	25
7.3	Modulene	26
7.3.1	Hjul og strikk	27
7.3.2	Flens og lager	27
7.3.3	Tannhjul	28

7.3.4	Modulkropp og deksel	28
7.4	Bunnkassen	29
7.5	Driv- og rotasjonsmekanismen	30
7.5.1	Drivmekanismen	31
7.5.2	Rotasjonsmekanismen	31
7.6	3D printet prototype	32
8	Beregninger	33
8.1	Delsystem 1 - Drivmekanismen	33
8.2	Delsystem 2 - Rotasjonsmekanismen	34
8.3	Fritt Legeme Diagram	35
8.4	Treghetsmoment	36
8.5	Vinkelhastighet	36
8.6	Vinkelforandring	37
8.7	Vinklakselerasjon	37
8.8	Friksjonskrefter	38
8.9	Dreiemoment og effekt	38
8.10	Reimdrift	39
8.11	Heliske tannhjul	40
8.12	Lager	41
9	Simulering	43
9.1	Statiske simuleringer	43
9.1.1	Mesh	43
9.1.2	Oppgitte betingelser og krefter	43
9.2	Utførte simuleringer	44
9.2.1	Hjul	45
9.2.2	Tapp til hjulet	46

9.2.3	Modulkroppen	47
9.2.4	Flens og lager	48
9.2.5	Bunnplaten	49
10	Resultater	50
10.1	Design	50
10.2	Beregning	51
10.3	Simulering	52
11	Diskusjon	53
11.1	Evaluering av konseptdesignet	53
11.2	Evaluering av beregningene	54
11.3	Evaluering av simuleringene	55
12	Konklusjon	56
13	Videre arbeid	57
13.1	Reimdrift	57
13.2	Valg av motorer	57
13.3	Bestilling eller egenproduksjon	57
13.4	Montering- og vedlikeholdsvennlighet	58
13.5	Ferdigstilling av produkt	58
	Referanser	59
	Appendix	61

Figurer

1	FNs 17 Bærekraftsmål (FN, 2023c)	5
2	De fire industrielle revolusjonene (Meloeny, 2022)	6
3	Industri 4.0 (Meloeny, 2022)	7
4	Komplett system (ITO, udatert-b)	8
5	Stort system (alsorter.com, 2023)	9
6	Enkel mekanisme (falconautotech.com, 2023)	9
7	Produktutvikling basert på modellen til (Eppinger og Ulrich, 2016)	10
8	Konsept 1 - Eksempel (falconautotech.com, 2023)	15
9	Eksempel på pop-up belt diverter (itoh-denki.com, 2021)	16
10	Tegning av pop-up diverter i bruk (itoh-denki.com, 2021)	16
11	Konsept 3 - Eksempel (falconautotech, udatert)	17
12	Eksempel på konsept 4 (motion06.at, 2022)	18
13	Tegning av konsept 4 i bruk (motion06.at, 2022)	18
14	Konsept 5 - Eksempel	19
15	Konsept 6 - Eksempel (Intersystem, udatert)	20
16	Sammenstilling av konseptdesignet	24
17	Toppkasse for modulene	25
18	Modulen med avmontert flens og tannhjul	26
19	Modulen ferdig montert	26
20	Strikken koblet til hjulet og drivakslingen	27
21	Lageret presspasset i flensen	27
22	Tannhjulet som roterer modulen	28
23	Tannhjulet som roterer modulen	28
24	Bunnkassen med driv- og rotasjonsmekanismene	29
25	Driv- og rotasjonsmekanismen	30

26	Drivmekanismen	31
27	Rotasjonsmekanismen	31
28	3D printet prototype i SolidWorks	32
29	3D printet prototype i virkeligheten	32
30	Delsystem 1 - Drivmekanismen	33
31	Delsystem 2 - Rotasjonsmekanismen	34
32	Modul - maks rotasjon mot venstre	35
33	Modul - maks rotasjon mot høyre	35
34	Reimdrift med og uten effektoverføring (Dørum, 2001)	39
35	Kraftoverføring ved helisk tannhjul	40
36	Beregning av X og Y ved kombinert radial- og aksiallast (Dørum, 2001)	42
37	Eksterne krefter som virker på hjulet	44
38	Spenningsanalyse på hjul	45
39	Spenningsanalyse på pin	46
40	Spenningsanalyse på modulkropp	47
41	Spenningsanalyse på flens og lager	48
42	Spenningsanalyse på bunnplaten	49
43	Sammenstilling av konseptdesignet	50

Tabeller

1	Oversikt over brukere, behov og innsikt over identifiserte brukerbehov knyttet opp mot problemstillingen	13
2	Evaluering av konsept 1. Angitte vurderingskriterier, begrunnelse samt karakter for konseptet er gitt i tabellen	15
3	Evaluering av konsept 2. Angitte vurderingskriterier, begrunnelse samt karakter for konseptet er gitt i tabellen	16
4	Evaluering av konsept 3. Angitte vurderingskriterier, begrunnelse samt karakter for konseptet er gitt i tabellen	17
5	Evaluering av konsept 4. Angitte vurderingskriterier, begrunnelse samt karakter for konseptet er gitt i tabellen	18
6	Evaluering av konsept 5. Angitte vurderingskriterier, begrunnelse samt karakter for konseptet er gitt i tabellen	19
7	Evaluering av konsept 6. Angitte vurderingskriterier, begrunnelse samt karakter for konseptet er gitt i tabellen	20
8	Evaluering av de ulike konseptene. Gitt karakter opplistet i tabell, samt total karakter	21
9	Verdier ved simuleringen av hjulet	45
10	Verdier ved simuleringen av tappen til hjulet	46
11	Verdier i simuleringen til modulkroppen	47
12	Verdier ved simuleringen av flensen	48
13	Verdier ved simuleringen av bunnplaten	49
14	Resultat av beregninger på drivmekanismen	51
15	Resultat av beregninger på rotasjonsmekanisme	51
16	Resultat av levetidsberegninger på lager	51
17	Oversikt over simuleringene utført i kapittel 9	52

Symboler og Forkortelser

Symbol	Definisjon	Enhet
v	Fart	m/s
t	Tid	s
s	Strekning	m
a	Akselerasjon	m/s
F	Kraft	N
F_r	Friksjonskraft	N
μ_s	Friksjonskoeffisient	–
N	Normalkraft	N
S	Snorkraft	N
G	Tyngdekraft	N
g	Tyngdeakselerasjon	m/s^2
m	Masse	kg
M	Moment	Nm
P	Effekt	kW
I	Treghetsmoment	$kg \cdot m^2$
ω	Vinkelhastighet	rad/s
r	Radius	m
n	Rotasjonshastighet	rpm
z	Antall tenner på tannhjul	–
$\Delta\theta$	Vinkelforandring	rad
α	Vinkelakselerasjon	rad/s^2
P	Ekvivalent dynamisk lagerlast	N
C	Dynamisk bæretall	N
C_0	Statisk bæretall	N
L_{10h}	Lagerlevetid	<i>Driftstimer</i>
d	Indre diameter	m
D	Ytre diameter	m

Forkortelse	Definisjon
CAD	Computer Aided Design
CNC	Computer Numerical Control
SF	Safety Factor
FLD	Fritt Legeme Diagram
ITO	Intern Transport Oslo
PLA	Polylactic Acid

1 Introduksjon

1.1 Bakgrunn

Verdenssamfunnet er i dag avhengig av internasjonal handel og transport. Gjennom hverdagen går enkeltpersonen i kontakt med en rekke varer som er importert fra utlandet. For at den globale tilgangen på varer skal være tilstrekkelig, må logistikken gå opp. En del av løsningen på dette er å sette opp store automatiske transportbaner hvor pakker og varer fra hele verden kan bli sortert. Implementering av automatiserte transportbaner vil øke kapasiteten og effektivisere transporten av pakker og varer.

1.2 ITO Pallpack A.S.

ITO Pallpack A.S. er en bedrift som har levert ledende industriløsninger for transportbaner i mer enn seks tiår (ITO, udatert-a). Selskapet ble grunnlagt som Intern Transport A.S. i 1959 av Harald Hagen, og drives i dag av andre og tredje generasjons eiere (ITO, 2023b). Eierene har en visjon om å levere de beste løsningene innenfor pakkehåndtering, og har derfor satset på sterk vekst de siste årene. ITO har en egen produksjonsavdeling hvor bedriften designer og produserer egne løsninger.

1.2.1 Beskrivelse av dagens situasjon

I dag leverer ITO transportbaner over hele Norge. Selskaper som benytter seg av disse tjenestene er blant annet Stabburet, ved sin produksjon av Grandiosa, og den digitale netthandelsbutikken Komplet (ITO, 2023a). Felles for transportbanene er at de krever en sorteringsmekanisme som fordeler og sorterer pakker til riktig destinasjon.

ITO har tatt i bruk flere konsepter for utkastermekanismer. De mest brukte variantene for transportbanene er skyve- og hjulutkastere. Skyveutkastere er ofte brukt i systemer hvor det sorteres tunge pakker, mens hjulutkasteren er foretrukket i områder med både små og store pakker.

Utkastermekanismene blir i dag bestilt inn fra eksterne selskap, men som en konsekvens av pandemi og energikrise har det oppstått mangel på maskinkomponenter hos leverandørene. ITO har derfor et ønske om å produsere mekanismene selv.

1.2.2 ITOs ønsker - Orientering om oppgaven

Ved orientering om oppgaven ble det fremstilt ulike ønsker angående egenskapene og funksjonaliteten til utkastermekanismen. Det var ønskelig at mekanismen skulle være universal og skalerbar, slik at den passet med ITOs eksisterende transportbaner. Videre ønsket bedriften en kapasitet på 3600 pakker i timen med en maksimal vekt på 35 kg. I tillegg var det ønskelig med fleksibilitet slik at pakkene kunne kastes ut i en vinkel opp til 60° i begge retninger. Til slutt var det ønskelig å redusere byggehøyden til mekanismen, slik at transportbanene kan plasseres nærmere hverandre i høyden.

1.3 Problemstilling

Opgaven er skrevet med motivasjon om å utvikle et konseptdesign for en utkastermekanisme som er tilpasset banemodulene til ITO. Videre er problemstillingen delt inn i konkrete delmål, som til sammen utfyller ønsket resultat- og effektmål for oppgaven:

1. Utvikle et bærekraftig konseptdesign for en utkastermekanisme til lettgodsbaner som:
 - (a) Har en kapasitet på 3600 pakker i timen.
 - (b) Kan håndtere pakker opptil en lengde på 300 mm og en vekt på 35 kg.
 - (c) Er skalerbar med en banebredde på 460 mm \pm 50 mm.
 - (d) Kan sortere pakker opptil 60° i begge retninger.
2. Lage CAD-modeller for visualisering av konseptet, samt gi innsikt i konstruksjons- og vedlikeholdvennlighet.
3. Gjennomføre simuleringer og beregninger for å estimere dimensjoneringen av de forskjellige delene i konseptdesignet. Dette innebærer:
 - (a) Beregninger for å estimere motorkraft og hastighet til de bevegelige delene, samt lagerlevetid.
 - (b) Simuleringer for å estimere de statiske belastningene fra pakkene.
4. Evaluering av konsept, samt anslå videre arbeid for fremtidige aktører.

1.3.1 Delmål 1

Delmål 1 er å utvikle et bærekraftig konseptdesign for en utkastermekanisme. Det er satt flere punkter som beskriver hva som må gjøres for å oppnå dette målet.

Punkt 1a og 1b henger sammen, da de avhenger av hverandre. Å sortere 3600 pakker i timen er et krevende mål, men det vil være oppnåelig med enkelte konsepter. For å definere 3600 pakker i timen mer tydelig, ble det fastslått en maksimal pakkelengde på 300 mm og pakkevekt på 35 kg. Grunnen til at denne begrensningen ble satt er for å kunne estimere hastigheten og akselerasjonen til de forskjellige bevegelige komponentene i konseptet. For eksempel, vil det være mer krevende for en mekanisme å sortere 3600 par ski i timen, enn 3600 pakker pizza i timen.

Punkt 1c innebærer at konseptdesignet skal være skalerbart med ± 50 mm i bredden. Dette målet er satt for å kunne tilpasse mekanismen for bredere eller smalere lettgodsbaner. Det blir satt et utgangspunkt på 460 mm i konseptdesignet, da dette er den mest brukte banebredden til ITO.

Punkt 1d handler om å gjøre konseptdesignet fleksibelt med tanke på sorteringsretning- og vinkel. Hvis mekanismen egnes for å sortere i to retninger med utkastningsvinkel opptil 60° , vil det være mer plasseffektivt. Som konsekvens av dette, vil det føre til reduserte banelengder, som igjen kan bidra til mer bærekraftig ressursbruk.

1.3.2 Delmål 2

Delmål 2 innebærer å lage CAD-modeller for å visualisere konseptdesignet. Å lage en CAD vil gi mye verdifull informasjon om konseptet. Først og fremst vil en CAD gi en god visualisering av hvordan de forskjellige delene passer sammen. Det vil også gi innsikt i hvordan delene skal plasseres for å gjøre montasje og vedlikehold så effektivt som mulig. I tillegg vil det gi mulighet for å utføre statiske simuleringer på delene, for å sjekke om konstruksjonen tåler belastningene som blir påført fra pakkene. Dette er noe som er relevant for neste delmål.

1.3.3 Delmål 3

Delmål 3 er å gjennomføre simuleringer og beregninger for å estimere dimensjoneringen av de forskjellige delene i konseptdesignet. Det skal først bli utført beregninger som skal estimere kreftene og hastighetene som kreves for å oppnå delmål 1. Deretter vil det bli utført simuleringer som estimerer de statiske belastningene fra pakkene som påvirker mekanismen.

1.3.4 Delmål 4

Delmål 4 er satt for å kartlegge videre arbeid for framtidige aktører. Hovedoppgaven i dette prosjektet vil være å lage et konseptdesign, ikke et produksjonsklart design. Dermed vil det bli holdt fokus på konseptevaluering og dimensjonering for å bekrefte at konseptet er egnet til å løse delmål 1-3. De framtidige aktørene kan dermed benytte seg av informasjonen fra evalueringene, utregningene og konseptdesignet for å skape et fullstendig design.

1.4 Rammer

For å teste og validere om konseptet fungerer som tiltenkt, vil det være hensiktsmessig å utvikle en prototype. På grunn av begrenset finansiell støtte vil dette måtte gjøres ved hjelp av 3D-printing. Selv om dette vil gi en tilstrekkelig demonstrasjon av konseptets funksjonalitet, kan det også være begrensninger ved materialvalget og nøyaktigheten.

I tillegg vil det være tidsbegrensninger som må tas hensyn til. Selv for et erfarent og stort selskap kan det ta betydelig tid å utvikle et fullstendig design fra start til slutt. Å estimere nøyaktig tidsbruk for et prosjekt vil være en krevende oppgave, spesielt i en tidlig fase hvor konseptet fortsatt er i utvikling.

Ved å være oppmerksom på disse begrensningene, og fokusere på de viktigste aspektene, vil det være mulig å utvikle et konsept som demonstrerer ønsket funksjonalitet og gir verdifull innsikt for videre utvikling og forbedring.

1.5 Bærekraft

Utvikling av konsept baserer seg på bærekraftsmål satt av Norge og EU. I dag har Norge et mål om å redusere klimagassutslipp med 55% innen 2030 ved reduksjon innen sektorer som industri, produksjon og transport (Regjeringen, 2021). Et resultat ved å utvikle produktet er at produksjonen vil bli flyttet lokalt, slik at klimagassutslipp og materialsvinn vil bli redusert. Videre vil bærekraftmålene satt av FN bli sett på. Målene er illustrert i figur 1:



Figur 1: FNs 17 Bærekraftsmål (FN, 2023c)

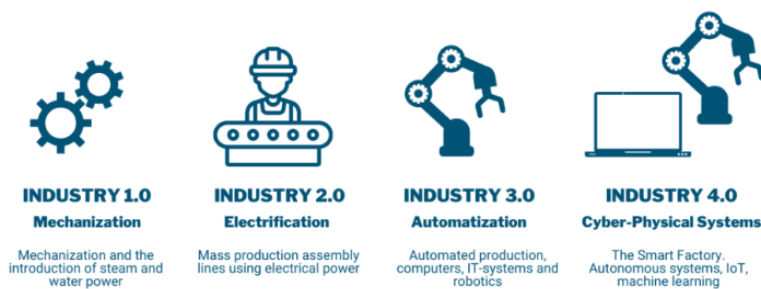
FN har 17 bærekraftsmål, hvor mål 9 og 12 vil være mest relevant for konseptutviklingen i denne oppgaven. Punkt 9 omhandler industri, innovasjon og infrastruktur, og er satt i fokus da den bidrar til bærekraftig industrialisering ved å bruke lokale varer og tjenester, samt investere i nye bedrifter som kan erstatte handel med utlandet. Sivilsamfunnsorganisasjoner peker på at transport av varer i Norge må bli mer bærekraftig (FN, 2023b). Videre forklarer delmål 9.4 at industrien må ha effektiv bruk av ressurser, noe som kan trekkes over til punkt 12. Målet omhandler ansvarlig forbruk og produksjon, og fokuserer på å gjøre mer med mindre ressurser (FN, 2023a).

Ved å flytte produksjonen lokalt vil det skapes en økonomisk sikkerhet for bedriften. I dag er det usikre tider i Europa med krig, energikrise og dyr euro, slik at internasjonal handel vil være dyrt, risikabelt og upålitelig. Lokal produksjon vil dermed gjøre det lettere å budsjettere prosjekter, samt øke påliteligheten knyttet til ferdigstilling av produkter. Videre vil flyttingen virke positivt for det lokale området, ettersom bedrifter og privatpersoner kan kjøpe kortreiste produkter.

Ulempene ved lokal produksjon er knyttet til høyere produksjonskostnader og klimautslipp. Lokal produksjon kan øke kostnadene på grunn av høyere lønnsnivå, strengere reguleringer og høyere energikostnader. Samtidig vil også klimagassutslippene flyttes lokalt, som kan føre til økte klimavote-utgifter.

2 Automatisering

Automatisering handler om å benytte ulike teknikker for å få et system til å fungere uten, eller med liten grad av menneskelig medvirkning (Andersen, 2021). Den globale industrien har gjennomgått en betydelig utvikling det siste årtusenet. Det som idag omtales som den industrielle revolusjonen er ikke en enkelt revolusjon, men fire teknologiske bølger eller paradigmer som har skapt en enorm økonomisk vekst gjennom et skred av radikale innovasjoner (Sander, 2020). Gjennom disse fire industrielle revolusjonene har industrien beveget seg fra å produsere et produkt manuelt, etter behov gitt av kunde, til masseprodusering av produkter gjennom bruk av ekstern arbeidskraft, som damp, bensin eller strøm. Figur 2 viser hvordan de ulike industrielle revolusjonene har påvirket industrien.



Figur 2: De fire industrielle revolusjonene (Meloeny, 2022)

Veien til automatisering blir beskrevet som firedelt prosess, hvor første steg er analyse av prosessen (Olsen, 2022). Analysing av en prosess handler om å kartlegge de ulike operasjonene i prosessen, og hvordan ressursene beveger seg mellom dem. Kartlegging av pådrag og utgang vil være viktige, samt samvirkningen mellom dem. Pådrag er element som driver prosessen, mens utgang er definert som forandringen som finner sted ved pådragsendringer.

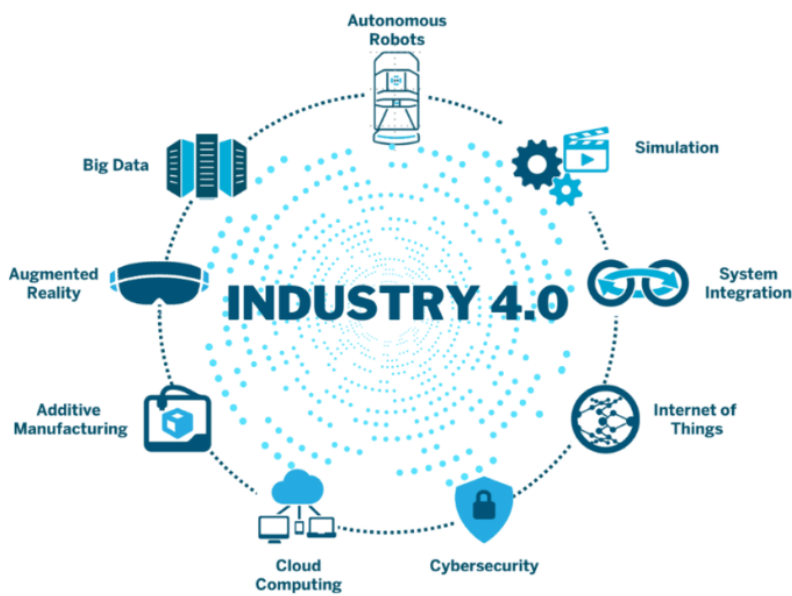
Videre er det viktig å definere og detektere egenskaper ved prosessen, som kan utnyttes av pådragsorganene. Eksempler på dette kan være form, farge og vekt. Detektering ved bruk av sensorer og målinger er standard metode for å detektere slike egenskaper. Til slutt evalueres hele prosessen, hvor muligheten til automatisering vurderes.

Målet ved automatisering er å erstatte menneskelig arbeidskraft med tekniske systemer som kan gjøre jobben raskere, bedre, rimeligere og mer nøyaktig enn det mennesker kan (Sander, 2022). Prosesser som er preget av rutiner vil være enklere å automatisere enn arbeidsoppgaver som innebærer tenking og vurderinger.

Det finnes også en del utfordringer knyttet til automatisering. Automatisering i industrien krever høy teknisk kompetanse, spesielt ved komplekse systemer. I tillegg kan bruk av automatiserte produksjonslinjer være problematiske ved stor fleksibilitet, samt kvalitetssikring av produktene. Automatiserte produksjonslinjer av betydelig størrelse vil også medføre omfattende kostnader, som i hovedsak er forbeholdt større selskaper.

2.1 Industri 4.0

Dagens industri blir i økende grad preget av den siste industrielle revolusjonen, også kjent som Industri 4.0. Industri 4.0 tar i bruk teknologi og produksjonsmetoder utviklet gjennom de tidligere revolusjonene, men ønsker derimot videre å effektivere, digitalisere og automatisere industrien. Målet med Industri 4.0 er å kunne konstruere smarte produksjonslinjer, som kan operere og regulere seg selv. For å oppnå dette er de 9 elementene vist i figur 3 sentrale.



Figur 3: Industri 4.0 (Meloeny, 2022)

2.1.1 Fordeler med Industri 4.0

Industri 4.0 er foreløpig kun nyttig for store og veletablerte bedrifter, da dette krever mye ressurser å etablere. Fordelene ved å fornye industrien etter Industri 4.0s tankegang er derimot mange. Kjetil Sander (2020) peker på disse hovedfordelene ved Industri 4.0:

1. Tilfredsstille kundenes behov, krav, ønsker og forventninger på en bedre måte enn idag.
2. Oppnå økt kostnadseffektivitet (reduserte kostnader).
3. Øke produktiviteten og effektiviteten.
4. Øke kvaliteten i alle ledd i verdikjeden.
5. Redusere feilprosenten til nærmest null i alle ledd i verdikjeden.
6. Finne nye lønnsomme forretningsmodeller og skape nye kundeplattformer.

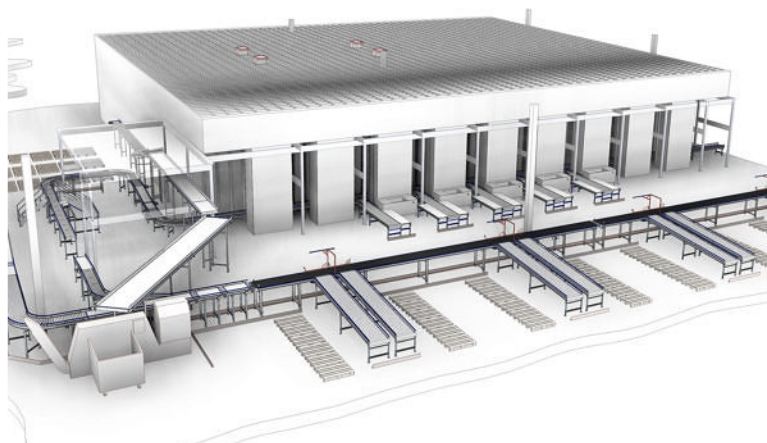
2.1.2 Automatisering i Industri 4.0

En av grunnpilarene for Industri 4.0 omhandler automatisering av roboter og maskiner. Dette er teknologi som i stor grad også ble benyttet etter den tredje industrielle revolusjon. For å best kunne automatisere produksjonslinjer i fremtiden vil det være helt essensielt å benytte seg av automatisering, hvorav utkastermekanismer vil ha en viktig rolle. Det er derfor svært sannsynlig at automatiserte løsninger i dag vil være med å bidra til gode løsninger for fremtidens industri.

2.2 Lettgodsbaner

Lettgodsbaner er transportbaner som er tilpasset frakt og håndtering av mindre pakker. Transportbanene består av bånd, hjul eller ruller, som skyver pakkene videre ved hjelp av friksjonskraften som oppstår mellom bånd og pakken. Kompleksiteten til slike lettgodsbaner vil variere, alt etter ønsket funksjon. Ved planlegging av nye prosjekter blir utformingen av transportbanen nøye planlagt mellom oppdragsgiver og oppdragstaker, slik at systemet er tilpasset oppdragsgivers spesifikasjoner.

Lettgodsbaner levert av ITO vil være helautomatiserte transportbaner som kan sortere et bredt spektrum av pakker. Pakkene blir da lagt på transportbanen, ofte ved bruk av automatiserte lagersystemer, for deretter å bli fraktet til ønsket destinasjon. Figur 4 viser eksempel for hvordan et slikt komplett system kan se ut:

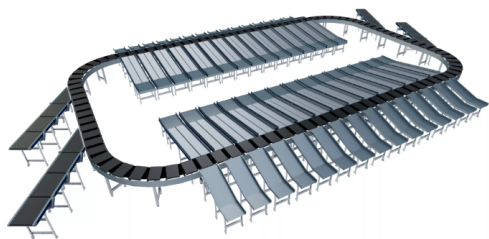


Figur 4: Komplet system (ITO, udatert-b)

Pakkene som skal transporteres starter reisen sin på en felles transportbane, før de sorteres ut til ønsket destinasjon. Sorteringen foregår ved bruk av ulike former for utkastermekanismer, som fungerer som pådragsorgan i systemet.

2.3 Utkastermekanismer

En utkastermekanisme er en mekanisme som har til hensikt å sortere pakker og varer fra en transportbane over til et annet. Det finnes flere forskjellige typer og størrelser, hvorav de ulike typene har sine styrker og svakheter. Figur 5 viser et eksempel på et system som skal håndtere store pakker, mens figur 6 viser eksempel fra en mindre transportbane. Felles for dem begge er hovedfunksjonen, da begge løser oppgaven med å sortere forventede pakker på respektive transportbaner.



Figur 5: Stort system (alsorter.com, 2023)



Figur 6: Enkel mekanisme (falcautotech.com, 2023)

Implementering av utkastermekanismer i transportbanesystemer vil medbringe stor plassbesparelse, da behovet for flere parallelle transportbaner reduseres. I tillegg vil bruk av utkastermekanismer øke graden av automatisering. Det er derimot behov for teknisk kompetanse, da disse må programmeres og vedlikeholdes riktig for å fungere.

3 Produktutvikling

En produktutviklingsprosess er en kompleks prosess sammensatt av ulike aktiviteter. Hensikten med prosessen er å utvikle et produkt med ønskede egenskaper, basert på en idé eller et behov identifisert i oppstartsfasen (Bar, 2022).

Tankegangen for prosessen er beskrevet av Eppinger og Ulrich (2016), under kapittel 11 ”Industrial Design”. Modellen presentert av Eppinger og Ulrich beskriver de viktigste aktivitetene i en produktutviklingsprosess. Produktutviklingsprosessen utført gjennom prosjektet tar utgangspunkt i aktivitetene nevnt av Eppinger og Ulrich, med noen tilleggsaktiviteter. De ulike aktivitetene er presentert i Figur 7.



Figur 7: Produktutvikling basert på modellen til (Eppinger og Ulrich, 2016)

Figur 7 viser produktutviklingsprosessen som en lineær prosess. I praksis er dette en itererende prosess, hvor det er vanlig å gjenta aktiviteter. Dette kan skyldes nye og bedre løsninger som fremkommer under arbeidsprosessen, eller at kritiske feil detekteres, for eksempel i simuleringsfasen. Et konsept som bearbeides under alle disse aktivitetene uten kristiske feil og mangler vil anses som lovende, hvor veien videre inkluderer videre bearbeiding, bygging av mer komplekse prototyper og til slutt endelig produksjon.

3.1 Behovsanalyse

McKillip (1987) beskriver i boken *Need Analysis: Tools for the Human Services and Education* en behovsanalyse som en prosess som er viktig å ta for seg i oppstartsfasen for å orientere seg om hvem brukerne er, samt hvilke behov som stilles. Eventuelle indirekte brukere må også identifiseres, da deres behov også må vektlegges. Videre vurderes behovene, da det ikke nødvendigvis lar seg gjøre å oppfylle dem alle. Gjennomføring av en behovsanalyse gjør det enklere for produktutviklere å kategorisere behovene stilt av brukerne, slik at endelig konsept tilfredsstillter brukernes behov og forventninger.

Behovsanalysen skal gjennomføres i oppstartsfasen av prosjektarbeidet. Kartleggingsprosessen blir i hovedsak utført gjennom et bedriftsbesøk av ITOs produksjonslinje og produktutviklingsavdeling, hvor det gjennomføres samtaler og diskusjoner med ansatte. Samtaler og inspeksjon av produksjonslinjer blir av Eppinger og Ulrich (2016) omtalt som en av de mest sentrale metodene for datainnsamling ved kartlegging av kundebehov.

3.2 Konseptutvikling

Konseptutvikling er en sentral del av produktutviklingsprosessen, og vil utgjøre hoveddelen av prosjektarbeidet utført gjennom rapporten. I denne fasen vil det utvikles konsepter for å løse valgt problemstilling. Konkrete vurderingskriterier som dekker problemstillingen vil bli definert. Vurderingskriteriene blir her utviklet slik at at konseptene skal evalueres på likt grunnlag.

Konseptene som utvikles vil innebære forskjellige løsninger for å løse problemstillingen. De ulike konseptene blir deretter bearbeidet hver for seg, som blant annet innebærer undersøkelser, visualisering og evaluering opp mot vurderingskriteriene definert i startfasen av konseptutviklingen.

Videre blir konseptene sammenliknet og evaluert opp mot hverandre, hvor styrker og svakheter ved hvert konsept blir diskutert. Konseptet med antatt størst potensiale blir fremhevet, og videre arbeid blir på å videreutvikle dette konseptet. Gjenstående konsept blir midlertidig forkastet, men kan potensielt sett arbeides med videre i etterkant om valgt konsept vrakes under produktutviklingen.

3.3 Prototyper

Etter og under modellering av konseptet vil bygging av prototyper være med å underbygge designløsninger. Prototyper gjør det mulig å teste kritiske funksjoner fortløpende, slik at feil og mangler blir fortare registrert. Under utvikling av valgt konsept vil derfor design testes underveis ved prototypebygging. Bygging av prototyper tar forholdsvis mye tid, men anses som nødvendig da dette gir større innsikt ved funksjonaliteten til konseptet.

3D-printing velges for produksjon av prototypene, da dette er en forholdsvis enkel og billig prosess. Modellene tegnet i SolidWorks blir "slicet" i Cura og deretter printet ved bruk av Ultimaker 3D-printere. 3D-modellene blir produsert i PLA-plast. Dette er et materiale som ikke vil brukes ved endelig konstruksjon, men er et gunstig valg til produksjon av enkle prototyper for å teste enkle design og funksjoner.

3.4 Beregning og simulering

For å validere modellene underveis vil det være viktig å beregne hva slags påkjenninger mekanismen skal håndtere. Et viktig steg i konseptutviklingen vil derfor være å gjennomføre beregninger og simuleringer av mekanismen.

Beregningene vil her gjøres for hånd, med hensyn til verdiene definert i problemstillingen. Det vil være viktig å utføre beregninger for å kunne estimere nødvendig kraft på motor, fart på pakken, lagerlevetid og rotasjonshastighet. I tillegg vil beregningene danne et grunnlag for simuleringene, da beregnede verdier blir benyttet ved simulering.

Simuleringene vil finne sted etter nødvendige modeller og beregninger er gjort, da dette vil være nødvendig for å gjennomføre simuleringen. Simuleringene vil gjøres på SolidWorks, som samsvarer med programvare for tegning av modeller. Eventuelle svakheter ved designet krever da nye tilnærminger i designfasen, før man igjen simulerer nytt design. Derav danner dette grunnlaget for en gjentakende prosess.

3.5 Utvikling av endelig design

Siste del av produktutviklingen innebærer å fullføre det endelige designet for konseptet. Det endelige konseptet vil nå ha gjennomgått grundig bearbeiding gjennom alle tidligere faser, der kritiske feil og mangler er blitt eliminert i løpet av prosessen. Når konseptet er fullført, vil det utvikles detaljerte maskintegninger av de ulike delene, slik at oppdragsgiveren har muligheten til å produsere eller replikere designet om ønskelig. De foreløpige maskintegningene vil bli vedlagt rapporten som vedlegg.

4 Behovsanalyse

Behovsanalysen gjennomført i oppstartsfasen av prosjektet har som mål å identifisere brukere og deres behov. ITO vil være den direkte brukeren, da prosjektets resultater kan benyttes av dem direkte. Kundene til ITO vil fremstå som indirekte bruker, da utkastermekanismen vil tas i bruk av dem. Konseptet som utvikles gjennom prosjektarbeidet må derfor kunne tilfredstille ITOs behov, samtidig som forbrukerne får tilfredsstilt deres. Oversikt over brukerne og deres behov finnes i tabell 1.

Tabell 1: Oversikt over brukere, behov og innsikt over identifiserte brukerbehov knyttet opp mot problemstillingen

Bruker	Behov	Innsikt
ITO (direkte)	<ul style="list-style-type: none">Egenproduksjon av utkastermekanisme.Universal og skalerbar.Sortering i to retninger.Kapasitet opp mot 3600 pakker i timen.Skal håndtere pakker opp mot 35 kg.Lav byggehøyde.	Ønske om en utkastermekanisme som kan erstatte dagens løsninger, da dagens alternativ er dyre og utilpasset transportbanene til ITO. Transportbanene skal håndtere sortering av ulike pakker til ulike retninger, og det vil derfor være et sterkt ønske om høy fleksibilitet. Videre er det ønske om en kompakt løsning, da utforming er en begrensende faktor ved systemdesign. Det er også viktig for ITO at utkasteren leverer disse oppgavene, samtidig som påliteligheten er høy.
Forbrukere (indirekte)	<ul style="list-style-type: none">Behov om utkaster med høy pålitelighet.Lav pris.	Behovene til forbrukerne omhandler pålitelighet og pris for mekanismen. Lav pålitelighet vil medføre et stort antall feilsorterte pakker ved kapasitet på 3600 pakker i timen. Forbrukerne ønsker heller ikke å betale mer enn nødvendig, slik at lav pris også vil være et ønske fra forbruker.

ITO sine transportbaner frakter i dag et bredt spektrum av pakker, og det vil derfor være vanskelig å definere forventet pakkestørrelse. Problemstillingen har derimot begrenset maksimal lengde ved kapasitet på 3600 pakker i timen. Ved transport av lengre pakker vil det være behov for å redusere maksimal kapasitet.

Som vist i tabell 1 så vil forbrukernes behov kun handle om høy pålitelighet og lav pris. Utforming, universalitet og fleksibilitet vil i liten grad ha noen betydning for forbrukerne, da ITO vil stå for utforming og oppsett av transportbanene. ITO sine behov vil dermed bidra i større grad til utforming av problemstillingen.

5 Konseptutvikling

For å utvikle et konsept som løser valgt problemstilling vil det utvikles ulike konsepter, som på hver sin måte oppnår dette. Rapporten vil se på seks ulike konsepter, som vil bli introdusert og beskrevet kort. Deretter vil konseptene sammenliknes og drøftes, før det mest lovende konseptet blir valgt ut og videreutvikles. For å sammenlikne konseptene med hverandre, vil det være ulike faktorer som spiller en viss rolle for å løse problemstillingen. Disse faktorene vil bli rangert fra 1 til 10 for hvert konsept, og til slutt lagt sammen til en total sluttsum. Det konseptet med høyest sluttsum vil være det best egnede konseptet.

Faktorene som blir vurdert er:

- **Kapasitet:** Hvor mange pakker i timen mekanismen klarer å håndtere, målt opp imot 3600 pakker i timen.
- **Universalitet:** Hvor godt konseptet kan tilpasses et eksisterende system. Er produktet skalerbart, eller lett å modulbasere.
- **Fleksibilitet:** Hvor godt konseptet håndterer ulike situasjoner. Slik som ulike pakkestørrelser, vinkel til utkastingen, og om mekanismen kan kaste ut i to retninger.
- **Plasseffektivitet:** Hvor mye vertikal og horisontal plass konseptet bruker.

Ved evaluering av en utkastermekanisme er det flere andre faktorer som kan være ønskelige å vurdere, inkludert kostnadseffektivitet, levetid og bærekraft. De fire faktorene beskrevet ovenfor ble valgt fordi de adresserer delmålene i problemstillingen og imøtekommer ITOs preferanser i tilstrekkelig grad. Basert på disse kriteriene vil konseptet som oppnår høyest poengsum være best egnet for å løse de problemstillingene som er satt. Det er imidlertid viktig å merke seg at dette konseptet ikke nødvendigvis vil være den optimale løsningen for alle situasjoner.

5.1 Konsept 1

Det første konseptet består av flere sett med hjul, stående ved siden av hverandre, som sorterer pakkene til ønsket destinasjon. Hjulene vil rotere med konstant hastighet, og endre vinkel etter ønsket pakkedestinasjon. Konseptet vil kreve to motorer, en som driver hjulene rundt og en som vil rotere dem. Figur 8 visualiserer konseptet.



Figur 8: Konsept 1 - Eksempel (falconautotech.com, 2023)

Fordelen ved bruk av dette konseptet er hovedsakelig at det er simpelt. Mekanismen består av små mekaniske bevegelser som har mulighet til å effektivt flytte pakkene den mottar over til mottakerbaner. Konseptet åpner for å legge til eller fjerne moduler, samt tilpasses flere ulike utkastningsvinkler. En annen fordel er at ITO har kjennskap med et lignende konsept, slik at montering og vedlikehold vil være kjent.

Den største utfordringen med konseptet er at den bruker litt plass under transportbanen, noe som fører til redusert plasseffektivitet i høyden. En annen ulempe er at åpningene rundt hjulene gir mulighet for at forurensninger kan trenge seg inn i mekanismen, som kan føre til funksjonssvikt. Tabell 2 viser evaluering av konsept 1.

Tabell 2: Evaluering av konsept 1. Angitte vurderingskriterier, begrunnelse samt karakter for konseptet er gitt i tabellen

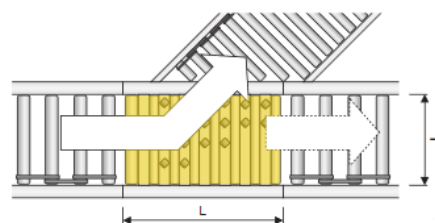
Konsept 1 - Konseptevaluering		
Vurderingskriterier	Begrunnelse	Karakter
Kapasitet	Mulighet for høy kapasitet, grunnet små mekaniske bevegelser.	10
Universalitet	God skaleringsmulighet, da ekstra rekker og rader med hjul kan legges til.	10
Fleksibilitet	Kan håndtere ulike pakkestørrelser og vekt. Kan rotere i flere vinkler, med mulighet for å kaste ut i to retninger.	10
Plasseffektivitet	Relativt kompakt, men bruker litt plass i dybden.	8

5.2 Konsept 2

Konsept 2 er en sorteringsmetode som ofte kalles pop-up divertering. Metoden fungerer ved at en mekanisme spretter opp spinnende hjul som flytter pakken i en annen retning. Pop-up divertering kan gjøres på flere forskjellige måter, men fungerer på omtrent samme prinsipp. Mekanismen benytter vanligvis to motorer, en til å drive hjulene, og en til å sprette hjulene opp. Metoden egnest til å flytte pakken alt i fra 30° til 90°. Figur 9 og 10 visualiserer konseptet.



Figur 9: Eksempel på pop-up belt diverter (itoh-denki.com, 2021)



Figur 10: Tegning av pop-up diverter i bruk (itoh-denki.com, 2021)

Fordelene med dette konseptet er at det er en enkel mekanisme som tar liten plass. Dermed vil det være enkelt å integrere i eksisterende baner. Det har også god kapasitet og fleksibilitet til å håndtere forskjellige pakkestørrelser- og vekter. Itoh-Denkis utkaster, som er avbildet i figur 9 og 10, har en kapasitet på omtrent 2400 pakker i timen, med maks vekt på omtrent 30 kg (itoh-denki.com, 2021).

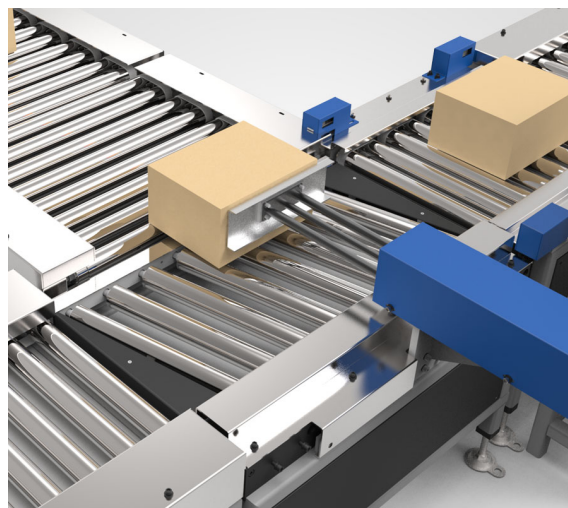
En av de største ulempene med denne løsningen er at den er begrenset til sortering i én retning. Å sette to slike mekanismer etter hverandre vil løse dette problemet, men det vil som konsekvens koste ekstra, og være lite plasseffektivt. Pop-up divertering er en god løsning hvis man ønsker å kun sortere pakker i én annen retning, men dersom man ønsker å sortere i to forskjellige retninger vil ikke denne løsningen være mulig med kun én modul. Tabell 3 viser evaluering av konsept 2.

Tabell 3: Evaluering av konsept 2. Angitte vurderingskriterier, begrunnelse samt karakter for konseptet er gitt i tabellen

Konsept 2 - Konseptevaluering		
Vurderingskriterier	Begrunnelse	Karakter
Kapasitet	Relativt høy kapasitet med mulighet for opptil omtrent 2400 pakker i timer.	7
Universalitet	God mulighet for skalering da man kan legge til ekstra rekker og rader med hjul.	10
Fleksibilitet	Kan håndtere ulike pakkestørrelser og vekt, men kun mulighet å kaste ut i én retning.	6
Plasseffektivitet	Relativt kompakt, men bruker litt plass i dybden.	8

5.3 Konsept 3

Konsept 3 innebærer bruk av en skyvemekanisme for å sortere innkommende pakker. Skyvemekanismen består av en arm tilkoblet transportbanen som vil kunne dytte pakkene fra transportbanen og over til utkastningsbanen. Figur 11 visualiserer konseptet.



Figur 11: Konsept 3 - Eksempel (falconautotech, udatert)

En fordel med løsningen er at den enkelt kan monteres på eksisterende transportbaner uten behov for omfattende justeringer av banen. Videre har liknende løsninger blitt brukt av ITO tidligere, slik at arbeiderne allerede har erfaring med montering og vedlikehold av systemet. Dette vil resultere i en effektiv implementering av løsningen.

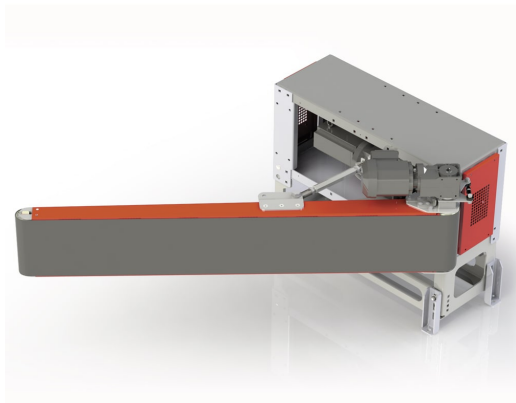
Konseptet har betydelige ulemper som bør tas i betraktning. For det første har mekanismen begrenset kapasitet på grunn av sin lange bevegelseslengde. Videre vil håndtering av forskjellige pakkestørrelser være vanskelig, spesielt når det gjelder små pakker som konvolutter, da disse ikke vil bli fanget opp. Til slutt tar armen opp mye plass på siden av transportbanen, slik at sortering i to retninger ikke vil være mulig. Tabell 4 viser evaluering av konsept.

Tabell 4: Evaluering av konsept 3. Angitte vurderingskriterier, begrunnelse samt karakter for konseptet er gitt i tabellen

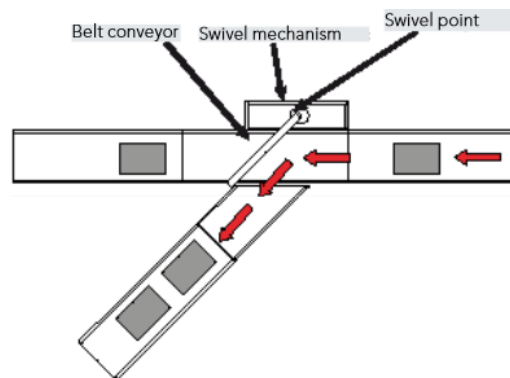
Konsept 3 - Konseptevaluering		
Vurderingskriterier	Begrunnelse	Karakter
Kapasitet	Relativt lav kapasitet, siden armen må trekkes tilbake for hver pakke.	4
Universalitet	God mulighet for skalering, ved å endre lengde på arm. Egnes best for utkasting i 90°.	8
Fleksibilitet	Dårlig håndteringsevne for små pakker som konvolutter, eller lange pakker.	4
Plasseffektivitet	Bruker mye plass på siden av transportbanen.	4

5.4 Konsept 4

Konsept 4 er en løsning som benytter en vegg til omdirigering. Mekanismen består av en aktuator som beveger en vegg over transportbanen, som dirigerer pakken i ønsket retning. Det er en simpel løsning som blir benyttet mye på flyplasser, ved for eksempel sortering av bagasje. Figur 12 og 13 viser et eksempel på dette konseptet.



Figur 12: Eksempel på konsept 4 (motion06.at, 2022)



Figur 13: Tegning av konsept 4 i bruk (motion06.at, 2022)

Denne mekanismen blir mye brukt på grunn av dens enkle design. Den er veldig sterk og kan håndtere pakker opp til omtrent 60kg (motion06.at, 2022). Den er dermed et godt valg for bagasjehåndtering på flyplasser, men er også egnet til produksjonsfasiliteter og pakkehåndtering i postkontor.

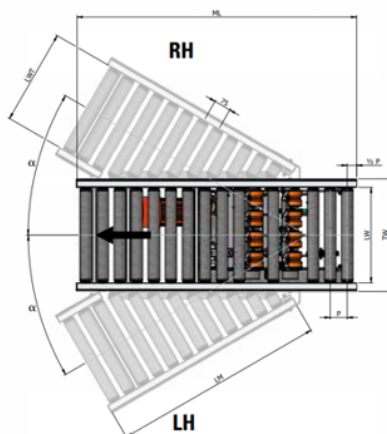
Dette designet har et par betydelige ulemper. Den første er kapasitet, og den andre er mindre pakker slik som konvolutter. I følge FMH Conveyors, har deres design kun en kapasitet på 1500 pakker i timen (motion06.at, 2022). I tillegg kan det være problemer med å fange konvolutter hvis de skal sorteres. Siden konvolutter er så smale, vil det kunne være problemer med at de går under veggen. Tabell 5 viser evaluering av konsept.

Tabell 5: Evaluering av konsept 4. Angitte vurderingskriterier, begrunnelse samt karakter for konseptet er gitt i tabellen

Konsept 4 - Konseptevaluering		
Vurderingskriterier	Begrunnelse	Karakter
Kapasitet	Relativt middelmådig, med kapasitet på omtrent 1500 pakker i timen	4
Universalitet	Godt tilpasningspotensial. Lett å skalere.	10
Fleksibilitet	Kan håndtere pakker opptil 60kg, men dårlig håndteringsevne for små pakker som konvolutter. Kan kun kaste ut i én retning.	5
Plasseffektivitet	Bruker liten plass, men tar opp litt plass på siden av rullebåndet	7

5.5 Konsept 5

Konsept 5 handler om å designe en løsning som beveger hele transportbanen gjennom å modifisere transportbanene som allerede er i bruk av ITO. Da transportbanene ikke har en innebygd rotasjonsmekanisme vil utvikling av dette stå sentralt. Utkastermekanismen vil ha tilnærmet samme oppsett og montering som transportbanene, hvor selvdrevne ruller implementeres. Det vil da kun være behov for én ekstern motor, til rotering av transportbanen. Figur 14 visualiserer konseptet.



Figur 14: Konsept 5 - Eksempel

Fordelene ved en slik løsning er knyttet til bruk av kun én motor, samt likheten til eksisterende transportbaner. Konseptets fleksibilitet anses videre til å være svært høy. Hovedutfordringen omhandler ønsket kapasitet, da det er sett på som usannsynlig, eller veldig krevende, å oppnå en kapasitet opp mot 3600 pakker i timen. Dette skyldes at løsningen innebærer bevegelser av store deler på kort tid. Konseptet vil også kreve mye plass, både i horisontal og vertikal retning, og vil derfor være vanskelig å implementere i allerede ferdigbygde systemer. Det er også knyttet fare for personalskader, grunnet konseptets store bevegelser. Dette vil dermed kreve tiltak, som bruk av sikkerhetsgitter eller liknende. Tabell 6 viser evaluering av konseptet.

Tabell 6: Evaluering av konsept 5. Angitte vurderingskriterier, begrunnelse samt karakter for konseptet er gitt i tabellen

Konsept 5 - Konseptevaluering		
Vurderingskriterier	Begrunnelse	Karakter
Kapasitet	Begrenset kapasitet grunnet stor mekanisk bevegelse.	3
Universalitet	Utfordrende å tilpasse eksisterende transportbaner på grunn av bevegelsesbanen.	2
Fleksibilitet	Kan håndtere alle pakkestørrelser og vekt, med mulighet for utkasting i flere retninger.	10
Plasseffektivitet	Bevegelsen tar mye plass.	3

5.6 Konsept 6

Konsept 6 går ut på å designe en sirkulær utkastermekanisme, hvor pakkene sorteres ved at hele mekanismen roterer. Grunnet sin sirkulære form vil rotasjonen simplifiseres, sammenlignet med konsept 5. Konseptet ønsker også å ta i bruk selvdrevne ruller, hvor de midterste rullene vil ha bredde lik banebredden til transportbanen, mens enderullene designens kortere for at avstanden ikke skal bli for stor til påkoblede transportbaner. Figur 15 viser eksempel på konseptløsningen.



Figur 15: Konsept 6 - Eksempel (Intersystem, udatert)

Fordelene ved en slik løsning er knyttet til bruk av kun én motor, samt plasseffektiviteten ved konseptet. Konseptets sirkulære form gjør rotasjonsprosessen enklere og mer effektiv. Hovedutfordringene til konseptet vil også her være knyttet til kapasitetsproblemer, da det vil være utfordrende å oppnå kapasitet opp mot 3600 pakker i timen. Anvendelse av konseptet ved eksisterende transportbaner vil også kreve ekstra tilpasning, grunnet dens sirkulære form. Tabell 7 viser evaluering av konsept.

Tabell 7: Evaluering av konsept 6. Angitte vurderingskriterier, begrunnelse samt karakter for konseptet er gitt i tabellen

Konsept 6 - Konseptevaluering		
Vurderingskriterier	Begrunnelse	Karakter
Kapasitet	Begrenset kapasitet grunnet stor mekanisk bevegelse.	4
Universalitet	Trenger små modifikasjoner i utkastningsbanene for å tilpasses. Lett å skalere.	6
Fleksibilitet	Kan håndtere alle pakkestørrelser og vekt, med mulighet for utkasting i flere retninger.	10
Plasseffektivitet	Bruker liten plass i vertikal retning. Bruker litt mer plass på sidene av transportbanen.	8

5.7 Konseptevaluering

Tabell 8: Evaluering av de ulike konseptene. Gitt karakter opplistet i tabell, samt total karakter

Sammenslått konseptevaluering					
Konsept	Kapasitet	Universalitet	Fleksibilitet	Plasseffektivitet	Totalt
1	10	10	10	8	38/40
2	7	10	6	8	31/40
3	4	8	4	4	20/40
4	4	10	5	7	26/40
5	3	2	10	3	18/40
6	4	6	10	8	28/40

Tabell 8 viser en grov evaluering av hvordan de ulike konseptene måler seg mot de valgte vurderingskriteriene. Konsept 1 har fått full uttelling på kapasitet, universalitet og fleksibilitet, samt 8/10 ved plasseffektivitet. Dette gir høyeste uttelling for samtlige kriterier.

Konsept 2 har fått en høy generell uttelling, men mangler potensial innen fleksibilitet da den ikke kan sortere i flere retninger. Fordelen med designet er at den er svært fleksibel, slik at moduler kan legges til eller fjernes for å passe inn i individuelle baner.

Konsept 3 får nest lavest uttelling som resultat av dårlig kapasitet, fleksibilitet og plasseffektivitet. Dens styrke finnes i universalitet, da det er mulighet for å skalere størrelsen og retningen basert på hva som er ønskelig.

Konsept 4 har en relativt dårlig uttelling med en slutt karakter på 26/40. Fordelen med konseptet er tilhørende universalitet ettersom den er totalt skalerbar, men mister poeng på at den er treg og har vanskeligheter for å behandle små pakker.

Konsept 5 har den laveste uttelling av alle med en sluttsum på 18/40. Designet oppnår meget lav karakter i kapasitet, universalitet og plasseffektivitet da mekanismen vil være for stor med flere komplekse bevegelser. Kriteriet som gir flest poeng er fleksibiliteten da dens komplekse bevegelser åpner for mulighet til å sortere pakker i alle retninger.

Mekanismen forklart i konsept 6 oppnår en relativt høy sluttsum hvor fleksibiliteten og plasseffektiviteten har meget høy uttelling. Grunnlaget for det er at den er relativt kompakt med mulighet for utkastning i flere retninger. Kapasiteten regnes videre som dårlig grunnet store mekaniske bevegelser.

Av de seks konseptene får konsept 1 høyest uttelling, og videre utvikling vil derfor være forbeholdt dette konseptet.

6 Spenningsanalyse og produksjonsteknikk

Ved utvikling av et produkt vil det være viktig å velge riktige materialer og produksjonsmetoder til de forskjellige delene. Kartlegging av materialer og produksjonsmetoder vil være viktig for å realisere produktet, samt øke påliteligheten av beregningene og simuleringene av konstruksjonen. Det bestemmes også hvilke deler som produseres internt og hvilke som bestilles eksternt.

6.1 Spenningsanalyse

For å fremstille et realistisk konsept vil det bli tatt gjennom en spenningsanalyse. En spenningsanalyse er en prosess hvor et objekt blir analysert og evaluert slik at de forskjellige interne spenningene kan bli kartlagt. Målet vil være å fremstille hvordan konseptet vil oppføre seg ved forskjellige belastninger, slik at eventuelle svakheter kan bli identifisert. Svakheterne kan deretter bli forbedret ved å optimalisere utformingen eller bytte av materialet.

Simuleringen i kapittel 9 vil se på tre forskjellige faktorer: Von Mises-spenninger, flytegrense og sikkerhetsfaktor. Von Mises-spenningskonseptet er en metode for å vurdere materialspenninger og beregne materialers evne til å motstå deformasjon eller brudd. Von Mises kriteriet forklarer at dersom spenningen til et material under belastning er lik eller større tilhørende flytegrensen, vil materialet gi etter (Simscale, 2023). Simuleringen i kapittel 9 vil ta utgangspunkt i dette spenningskonseptet.

Flytegrense er en spenningsverdi for et kritisk punkt som indikerer en grense for hvor store spenninger materialet kan belastes med før det oppstår plastisk deformasjon. Flytegrensen avhenger av materialtype, og blir påvirket av mange andre faktorer (EngineersEdge, udatert).

Sikkerhetsfaktor er et begrep som indikerer forholdet mellom opplevde Von Mises spenninger og flytegrense for materialet. Høyere sikkerhetsfaktor indikerer et større forhold mellom opplevd Von Mises-spenning og flytespenningen, som vil være ønskelig.

6.2 Materialer

Ved utvikling av designet i SolidWorks vil maskinkomponentene i hovedsak bestå av tre forskjellige materialer. Det første materialet, Nylon 101, er en type plastikk som normalt kan finnes i hjul på transportbaner (Alro, udatert), og vil derfor være relevant for design og simulering. Videre vil SolidWorks sin standard stål-legering bli brukt for diverse deler i mekanismen, da dette er en god approksimering for standard stållegeringer. Til slutt vil stålplatene bli satt som AISI 316 rustfritt stål da det er standard stållegering for laserkuttede stålplater (AZO, 2005).

For prototypen vil det være relevant å bruke PLA, da materialet er anvendt i 3D-printerne som benyttes i prosjektet. PLA, også kalt polymelkesyre, er bio- og termoplast som er laget av naturlige mineraler som maisstivelse (All3DP, 2023). Materialet er kostnadseffektivt og bærekraftig, og anses derfor som gunstig materiale ved enkle prototyper. Printeprosessen fører derimot til unøyaktigheter i oppgitte dimensjoner.

6.3 Produksjonsmetoder

Konseptet består av flere forskjellige maskinkomponenter som vil bli produsert på forskjellige måter. Et delmål for prosjektet er å komme frem til en løsning som skal være bærekraftig. En måte å gjøre det på er å foreslå produksjonsmetoder som både er lokale og kjente for ITO, slik at materialsvinn og klimagassutslipp reduseres.

Stålplatene vil bli tegnet som “sheet metal” og det vil derfor være naturlig å bruke laserkutting for produksjonen. Laserkutting er hovedsakelig en termisk prosess som utnytter konsentrert lys for å kutte eller skjære i metall (twi-global.com, 2023). Metoden smelter bort materialet, og vil anføre kuttingen ved bruk av CNC (computer numerical control) slik at komponenten får nøyaktige og fine kutt. Videre vil det være nødvendig å bruke platebearbeiding på den kuttete platen slik at komponenten oppnår tiltenkt form. Platebearbeiding innebærer å utføre en plastisk deformasjon av materialet slik at det oppnår en permanent formendring (Industriskolen, 2018b).

For deler med kompleks geometri vil det noen ganger være nødvendig å fjerne material i tre forskjellige akser for å kunne oppnå tiltenkt form. ITO har fra før installert frese- og dreiemaskiner som kan behandle flere materialtyper i lokalene sine, og vil dermed være relevant for produksjon med disse produksjonsmetodene.

Omdreiningslegemer kan produseres ved dreining, som går ut på å feste et arbeidsstykke på en roterende aksling med et stillestående dreiestål som utformer arbeidsstykket (Skjeggedal, 2018). Akslingene eller dreiestålet kan bevege seg langs arbeidsstykket slik at det kan oppnå ønsket form. Mer kompliserte deler egner seg best for produksjon i en fresemaskin da maskinen kan fjerne material i en koordinert bevegelse mellom et roterende flerskjæringsverktøy og arbeidsstykket (Industriskolen, 2018a). Moderne fresemaskiner er ofte flerakset, slik at mer kompliserte geometrier kan utfreses.

7 Utvikling av valgt konsept

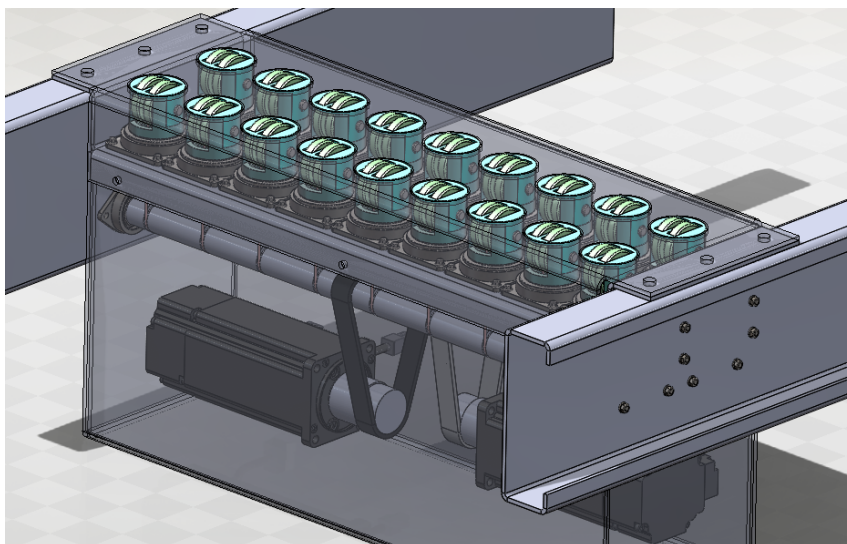
I dette kapitlet vil det valgte konseptet bli forklart i detalj, med beskrivelse på hvordan de forskjellige delene ble designet.

Å lage en CAD i SolidWorks vil gi mye verdifull informasjon om konseptet. Først og fremst vil en CAD gi en god visualisering av hvordan de forskjellige delene passer sammen. Dette vil være viktig for å finne ut om en skalerbarhet på ± 50 mm er mulig med konseptet. I tillegg vil det gi mulighet for å utføre statiske simuleringer på delene, for å sjekke om konstruksjonen tåler belastningene som blir påført.

Designet som blir laget i SolidWorks er ikke ment å være et ferdig produkt, men det vil heller være en viktig pekepinne på hvordan det endelige designet kommer til å se ut. Det vil også kunne gi innsikt i materialvalg, dimensjonering og vedlikeholdsvennlighet for ITO eller fremtidige aktører som ønsker å videreutvikle designet.

7.1 Generelt om designet

ITO hadde en rekke spesifikke preferanser til utkastermekanismen. Etter konseptevalueringen i kapittel 5, ble det fastslått at konseptet avbildet i figur 16 er mest egnet til å løse problemstillingen. Designet bruker to elektriske motorer til å drive akslinger. Den første motoren brukes for å kontinuerlig rotere drivhjulene som bringer pakkene framover, mens den andre motoren brukes for å rotere modulene ved utkastning av pakkene.



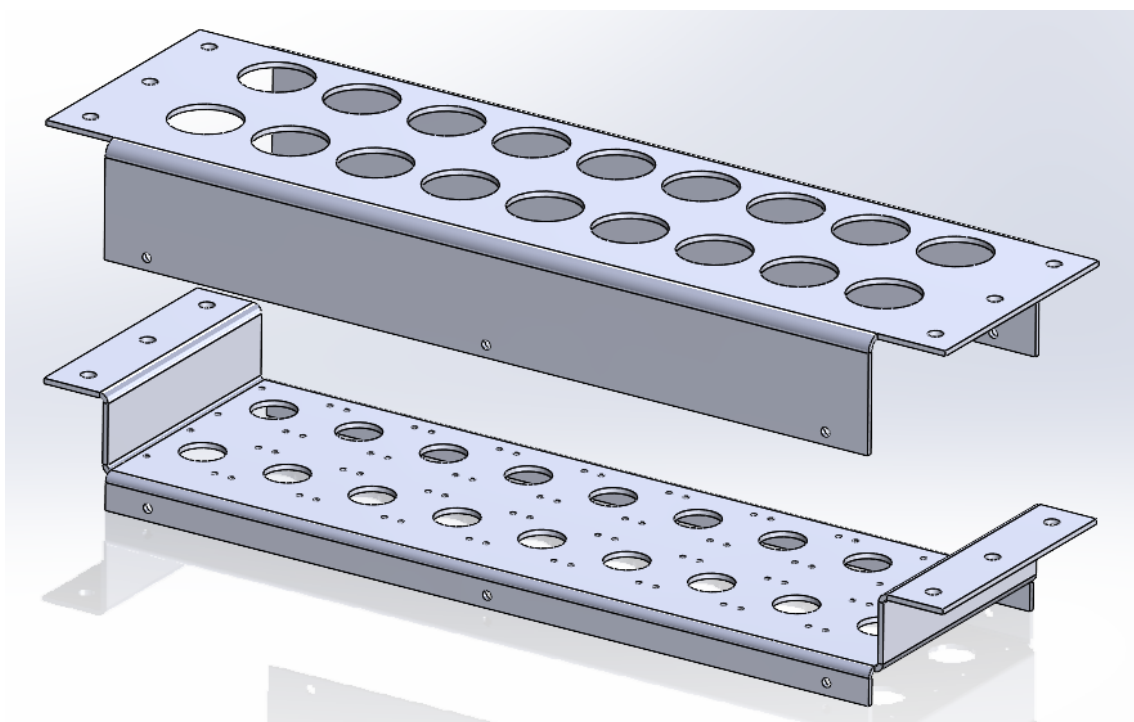
Figur 16: Sammenstilling av konseptdesignet

Et problem med eksisterende produkter var at de ikke passet inn i ITOs eksisterende transportbaner. I tillegg var det ønskelig å modulbasere designet, slik at det er mulig å legge til eller trekke fra 50 mm i bredden på banen. Dette var to av de største drivende faktorene som måtte tas hensyn til i designprosessen.

7.2 Toppkassen

For å oppnå et modulbasert konsept med ± 50 mm, måtte avstanden mellom senter av modulene være 50 mm. Ved oppdeling av ITOs banebredde på 460 mm vil det være plass til 9 moduler på 50 mm i bredden, med 10 mm til overs. Hvis det ønskes å utvide eller komprimere banebredden, så legges det til eller trekkes fra en modul i bredden. De 10 ekstra millimeterene vil være konstant ved ulikt antall moduler, og vil opptas av sideveggene på mekanismen.

Toppkassen består av en topp- og bunnplate. Disse platene er tenkt å først laserkuttes, deretter bøyes med en platebøyer til riktig geometri. Funksjonen til toppkassen er å danne et rammeverk for å feste modulene til, samt lage struktur som opptar belastningene fra pakkene som passerer.

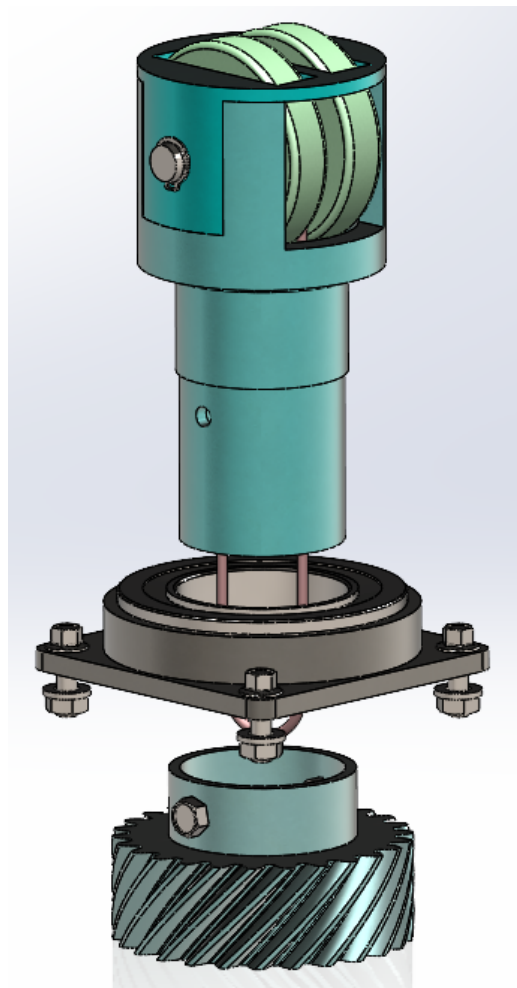


Figur 17: Toppkasse for modulene

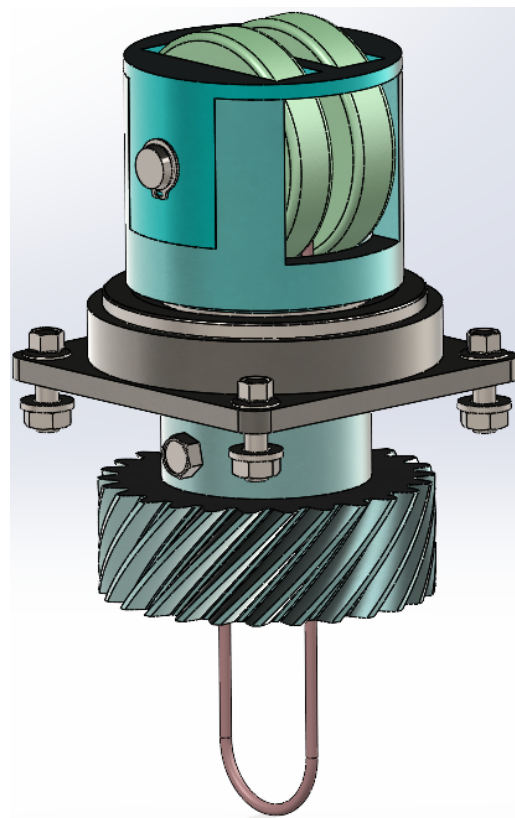
I figur 17 er toppkassen illustrert i SolidWorks. Det er i utgangspunktet satt to rader, men antall rader kan endres etter ønske, da det ikke påvirker selve konseptet i stor grad.

7.3 Modulene

Modulen som er avbildet i figur 18 og 19 består av et hjul som drives av en strikk som er tilkoblet drivakslingen. Modulen roteres av et helisk tannhjul som er plassert under bunnplaten.



Figur 18: Modulen med avmontert flens og tannhjul

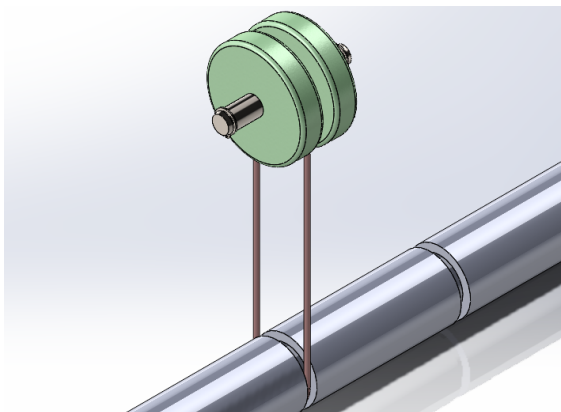


Figur 19: Modulen ferdig montert

Modulen vil bli presspasset inn i et lager. Videre er lageret presspasset inn en flens som er festet på bunnplaten. Produksjonsmetodene for de ulike delene har ikke blitt fastslått enda, men i utgangspunktet er det fresing som er best egnet. Delkapittel 7.3.1 til 7.3.4 vil videre forklare de ulike delene i modulen.

7.3.1 Hjul og strikk

Hjulet er 32 mm i diameter med et spor i midten på 15 mm i diameter. Sporet har som funksjon å holde den drivende strikken på plass. Strikken har en lengde på omtrent 200 mm og ligger rundt sporet på hjulet og drivakslingen. Dermed når drivakslingen roterer, vil hjulet følge med. En drivende strikk blir brukt istedet for et belte, siden en strikk kan vriss og samtidig drive hjulet framover.



Figur 20: Strikken koblet til hjulet og drivakslingen

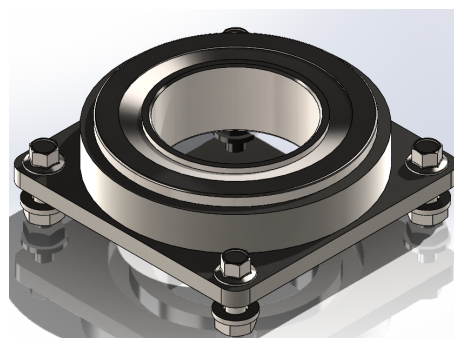
Hjulet og strikken monteres ved å først sette strikken rundt drivakslingen, deretter fester man strikken rundt hjulet. Hjulet festes til modulen ved hjelp av en tapp som holdes på plass med to festeringer. Figur 20 viser hvordan dette henger sammen.

På innsiden av hjulet vil det være et kulelager, som gir hjulets rotasjon minst mulig friksjon og gode evner til å motstå de radiale kreftene som blir påført fra pakkene som passerer. Kulelageret er ikke illustrert, da det antas at dette vil inngå som en del av hjulet ved bestilling.

7.3.2 Flens og lager

Flensens funksjon er å fastholde det koniske rullelageret som roterer modulen. Den har et enkelt design som festes på bunnplaten ved hjelp av fire M3-skruer. Lageret presspasses inn i flensen, slik avbildet i figur 21.

Modulen er estimert til å motta både aksiale og radiale belastninger, dermed vil det bli valgt koniske rullelagre, da disse håndterer begge disse kreftene godt (Dørum, 2001).

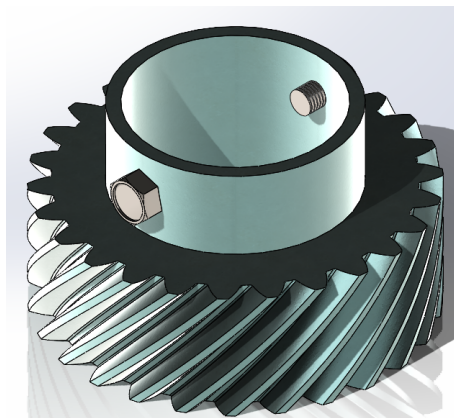


Figur 21: Lageret presspasset i flensen

7.3.3 Tannhjul

Tannhjulet monteres på modulen under bunnplaten. Det er helisk for å kunne virke i lag med skrue-tannhjulene på rotasjonsmekanismen. Spesifikasjonene til tannhjulet er satt til å være modul 1.125, med 26 tenner.

Tannhjulet monteres til modulen med to M3 skruer. Innsiden av monteringshullene er gjenget, slik at tannhjulet kan skrues på modulkroppen uten å bruke muttere. Skruene festes slik som avbildet på figur 22.

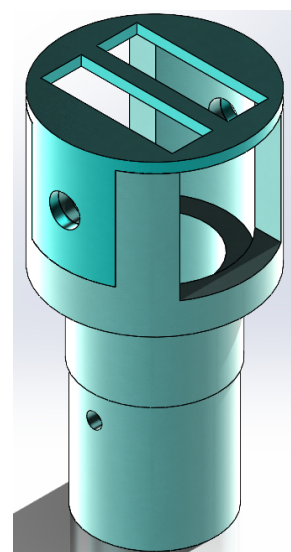


Figur 22: Tannhjulet som roterer modulen

7.3.4 Modulkropp og deksel

Modulkroppen og dekslet har som funksjon å være rammeverket til moduldelene, og monteres som avbildet på figur 23. Modulkroppen har en større veggtykkelse på den øvre delen, siden det er denne delen av modulen som opptar kreftene fra pakkene som passerer. Tannhjulet vil festes på den nedre delen av modulen, hvor det er dimensjonert gjengede M3-hull. Veggtykkelsen i den nedre delen har ikke behov for å være veldig tykk, siden kun små krefter fra rotasjonsakslignen virker i dette området.

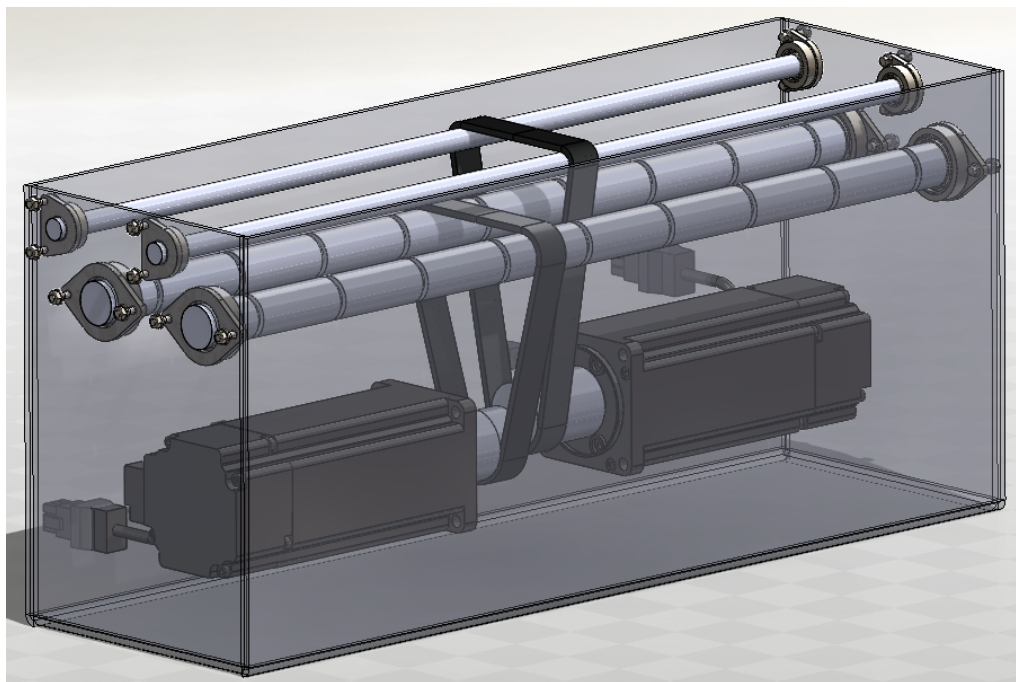
Dekslet har ingen stor strukturell betydning, da den i utgangspunktet kun har som funksjon å beskytte mekanismene fra eksterne forurensninger. Dette innebærer støv, fuktighet og andre ting som kan påvirke bevegeligheten i mekanismen.



Figur 23: Tannhjulet som roterer modulen

7.4 Bunnkassen

Bunnkassen har som funksjon å være strukturen som holder driv- og rotasjonsmekanismen. Figur 24 viser bunnkassen i SolidWorks.



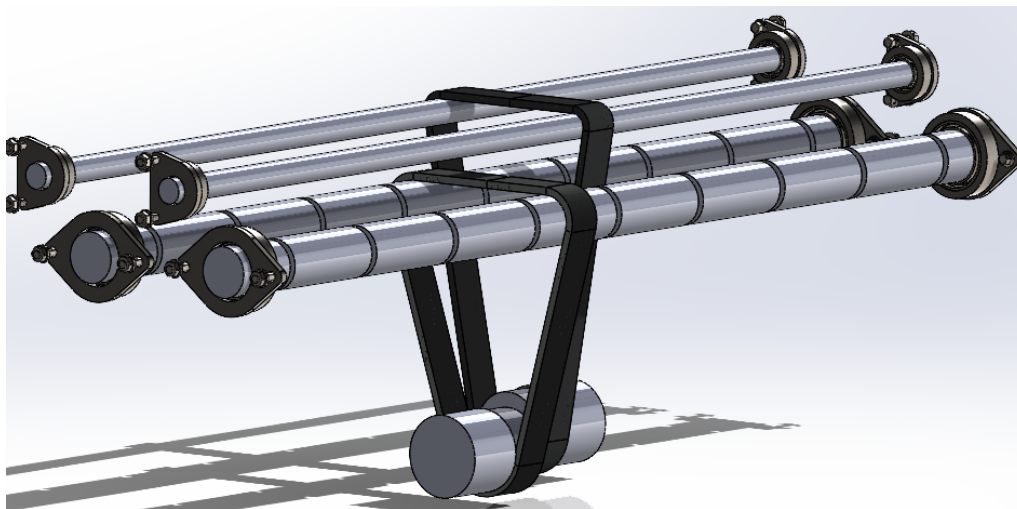
Figur 24: Bunnkassen med driv- og rotasjonsmekanismene

Bunnkassen og motorstørrelsene er tett sammenkoblet. Siden motorstørrelsene ikke er bestemt ennå, er ikke bunnkassen vist i sin endelige størrelse. De midlertidige motorene som vises i figur 24 kan erstattes med mindre motorer i det endelige designet, noe som vil øke plassutnyttelsen betydelig. På grunn av denne usikkerheten, vil bunnkassen ikke bli inkludert i maskintegningene.

Til slutt har bunnkassen også potensial for videreutvikling med tanke på en mer optimal montering og vedlikehold. Dette kan oppnås ved å dele bunnkassen opp i moduler eller legge til deksler som gir enkel tilgang til mekanismene.

7.5 Driv- og rotasjonsmekanismen

Driv- og rotasjonsmekanismene har to funksjoner: Drive hjulene med konstant hastighet, og rotere modulene i utkastningsprosessen. Disse funksjonene oppnås med to elektriske motorer.



Figur 25: Driv- og rotasjonsmekanismen

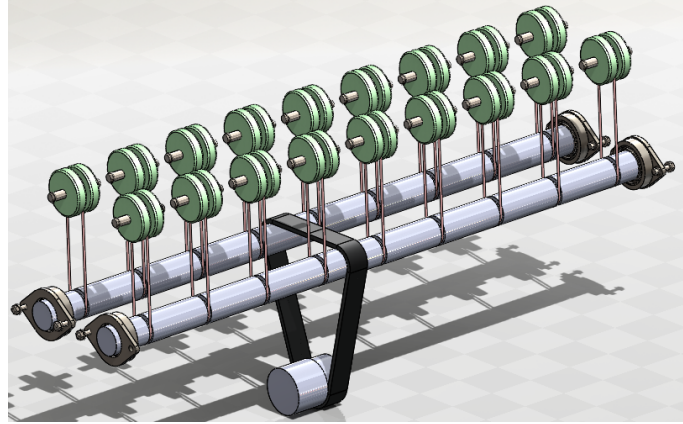
Figur 25 viser en forenklet illustrasjon av driv- og rotasjonsmekanismen. Det er vurdert å bruke enten belter eller kjeder for å drive akslingene. Da selve funksjonen til mekanismen ikke blir påvirket av hvilken av disse som velges, kan dette bli sett nærmere på i videre arbeid av framtidige aktører. Videre i dette designet vil det bli benyttet belte som utgangspunkt.

Drivmekanismen vil rotere med konstant hastighet, slik at hjulene roterer med samsvarende hastighet som resten av lettgodsbanen. Beregningene av drivmekanismen er gjort i Appendix A.

Rotasjonsmekanismen vil kunne rotere 60° på $1/8$ sekund. Dette kravet ble satt for å kunne oppnå en kapasitet på 3600 pakker i timen. Det blir antatt at pakkene bruker omtrent $3/4$ sekund på å bli sortert, som gir kun $1/4$ sekund for rotasjonsmekanismen til å rotere modulene fram og tilbake. Beregningene av rotasjonsmekanismen er gjort i Appendix B.

7.5.1 Drivmekanismen

Drivakslingene er plassert direkte under modulene og er sammenkoblet med en beltemekanisme som drives av en elektrisk motor. Akslingene har også små spor som skal holde strikkene på plass.

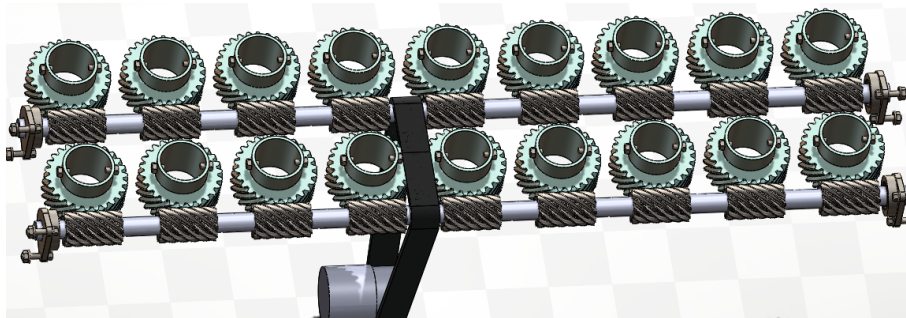


Figur 26: Drivmekanismen

Akslingen holdes på plass med to kulelager som er plassert på hver sin ende av bunnkassen, slik avbildet i figur 26. Kulelagrene festes til sideveggene ved bruk av flenser. Kulelagerne ble benyttet siden akslingene vil nesten kun motta radiale krefter.

7.5.2 Rotasjonsmekanismen

Rotasjonsmekanismen fungerer på en lik måte som drivmekanismen. På akslingene er det satt skruetannhjul, som festes til akslingene med settskruer. Skruetannhjulene er satt som modul 1.125, med 10 tenner, slik at de samsvarer med tannhjulene til modulene. Akslingene er plassert slik at skruetannhjulene tangerer tannhjulene på modulene.

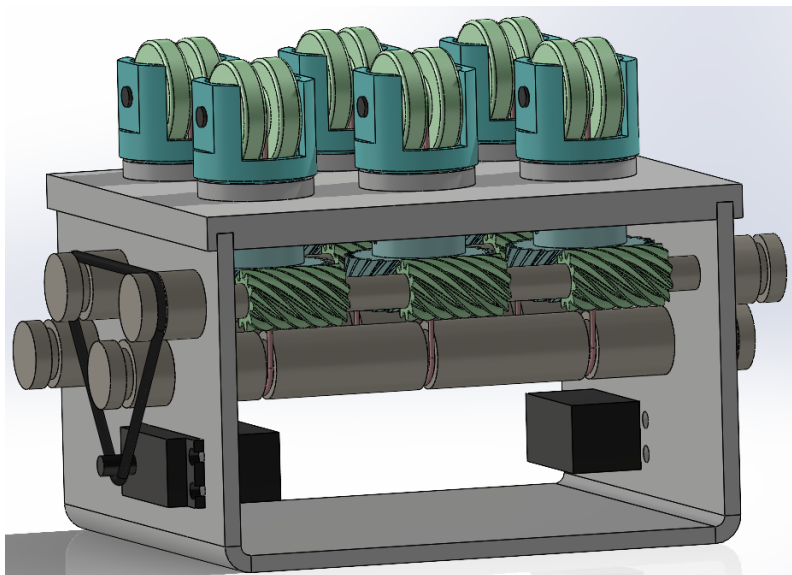


Figur 27: Rotasjonsmekanismen

Akslingen holdes på plass på lik måte som drivmekanismen, slik avbildet i figur 27. Altså to kulelager på hver sin ende av akslingene, som igjen festes til bunnkassen ved bruk av flenser.

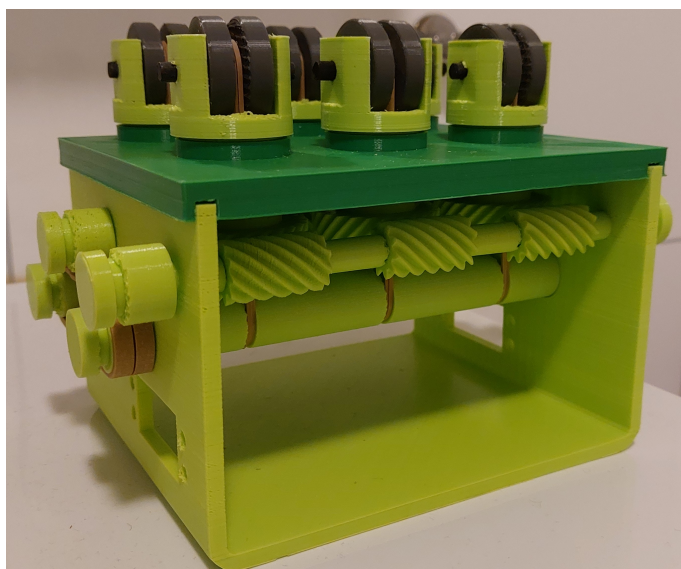
7.6 3D printet prototype

En 3D printet prototype ble designet og konstruert for å bevise at konseptet egnes til å løse problemstillingen. Prototypen likner veldig på hoveddesignet, men den har kun 6 moduler i stedet for 18. Modulene og tannhjulene bruker akkurat samme 3D modell i prototypen som i hoveddesignet, som vil si at størrelseforholdene er helt like. Figur 28 viser prototypen i SolidWorks.



Figur 28: 3D printet prototype i SolidWorks

Figur 29 viser den sammenstilte prototypen i virkeligheten. Prototypen underbygde validiteten til driv- og rotasjonsmekanismen, da begge fungerte som ønsket. Som forventet var det mye friksjon i prototypen, men dette er noe som vil bli forbedret ved riktig materialvalg og bruk av lagre på de roterende delene.



Figur 29: 3D printet prototype i virkeligheten

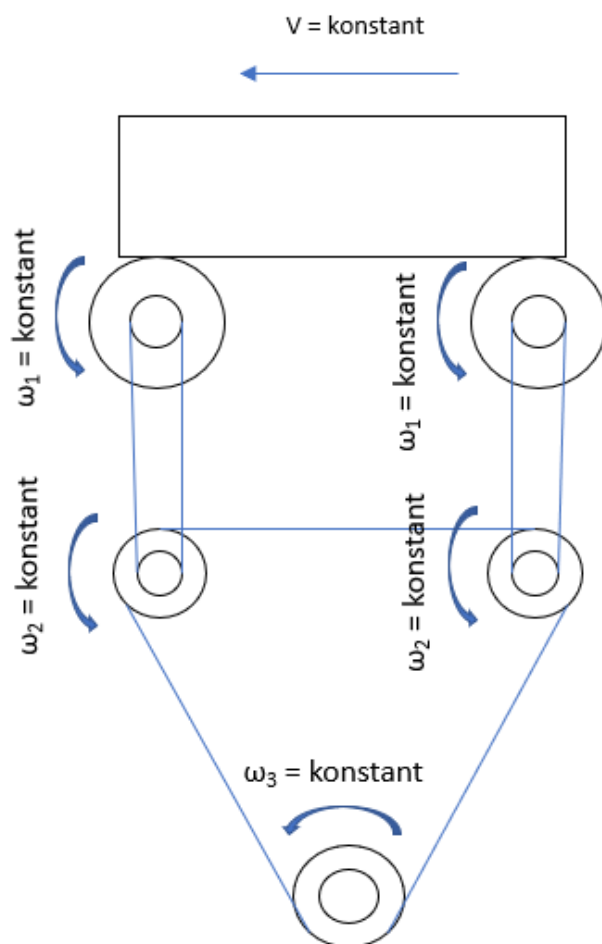
8 Beregninger

Beregninger er viktige for å kontrollere og underbygge validiteten til designet presentert i kapittel 7. Interessante resultater vil være nødvendig friksjonskoeffisient mellom pakkene og hjulene, da det er kritisk at pakkene ikke glipper mot hjulene ved sortering. Videre beregnes nødvendig rotasjonshastighet, dreiemoment og effekt på motorene som skal drive mekanismen. Til slutt beregnes levetiden til lagrene.

Ved beregninger er det skilt mellom to delsystem: Rotasjonsmekanismen og drivmekanismen. De ulike delsystemene er beskrevet under delkapittel 8.1 og 8.2. Videre blir nødvendig teori og likninger presentert, hvorav resultatene av beregningene fremstilles i kapittel 10. Komplette utregninger medfølger under Appendix A-C.

8.1 Delsystem 1 - Drivmekanismen

Figur 30 illustrerer en forenkling av delsystem 1, som innebærer alle delene som bidrar til å rotere hjulene fremover, samt bevegelsesretningen til pakken.

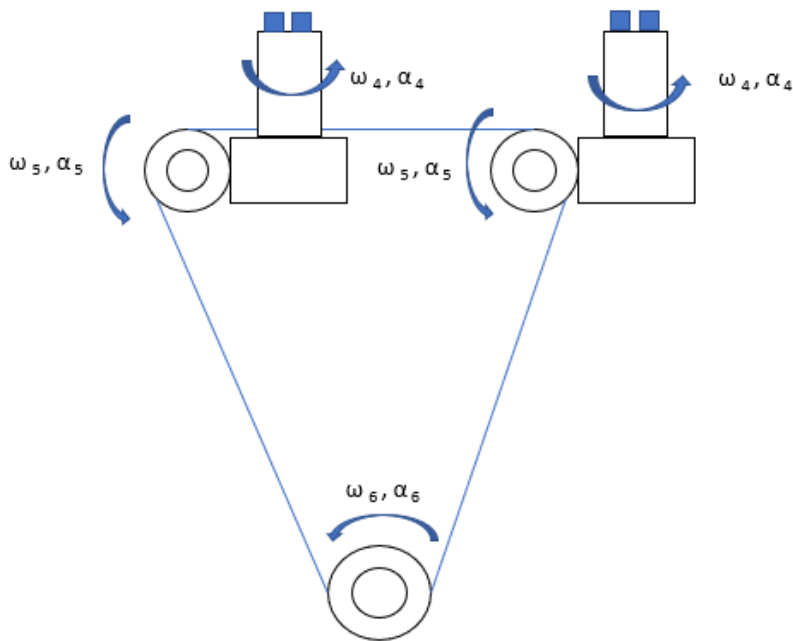


Figur 30: Delsystem 1 - Drivmekanismen

Hjulene som driver pakkene fremover vil ha tilnærmet lik konstant rotasjonshastighet. Dermed antas det at $v = konstant$ for pakken ved passering. Ved sortering ut mot 30° og 60° vil den absolutte farten bevares, mens retningen endres. Ved utregning av maksimale spenninger antas det at pakken minimum bæres av 4 hjul, 2 på hver rad. Færre hjul enn dette vil skape ubalanse, mens flere hjul vil skape mindre spenninger gjennom mekanismen. Beregningene gjøres derfor ved verst mulig tilfelle.

8.2 Delsystem 2 - Rotasjonsmekanismen

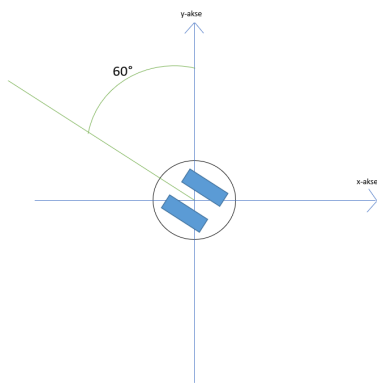
Figur 31 illustrerer en forenkling av delsystem 2, som innebærer alle delene som bidrar til å rotere modulene til siden.



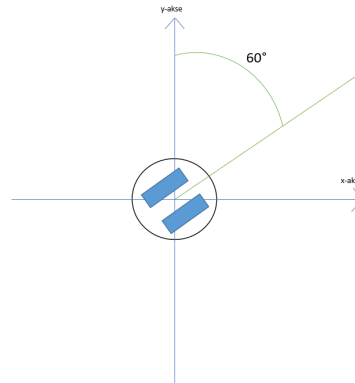
Figur 31: Delsystem 2 - Rotasjonsmekanismen

Mekanismen fungerer ved at en påkoblet motor roterer modulene til ønsket posisjon. Til forskjell fra drivmekanismen vil rotasjonsmekanismen ikke ha konstant fart. Motoren vil ha en akselereringsfase og en deakselereringsfase, som hver beregnes til å være 25 prosent av den totale tiden rotasjonen tar.

Maksimal sorteringsvinkel vil være 60° til venstre og høyre, vist på figurene 32 og 33, slik at maksimal rotasjon vil være 120° .



Figur 32: Modul - maks rotasjon mot venstre



Figur 33: Modul - maks rotasjon mot høyre

8.3 Fritt Legeme Diagram

Bruken av FLD (Fritt Legeme Diagram) er essensielt ved beregninger av komplekse systemer. FLD er definert som et lukket system, hvor yttergrensene av systemet blir satt etter beregningenes behov. Alle eksterne komponenter som virker på systemet blir erstattet av vektorpiler, som representerer påvirkningen av de eksterne komponentene. Vektorene representerer både kraft og retning påvirkningene vil ha. Dermed vil det komplekse systemet bli forenklet, samtidig som at påvirkningen til alle eksterne komponenter blir tatt hensyn til.

For å kunne fullføre nødvendige beregninger er det derfor viktig å tegne opp ulike FLD. Da utkastermekanismen er en kompleks mekanisme lønner det seg å bryte den ned i flere deler, som medfører flere FLD. De ulike systemene henger sammen, men løses separat. Krefter som virker mellom systemene må også medregnes.

For å løse systemene blir tre hovedlikninger tatt i bruk, som omhandler summen av krefter og momenter. Ved likevekt gjelder Newtons 1.lov, presentert ved likning (Meriam mfl., 2020):

$$\sum F_x = 0 \tag{1}$$

$$\sum F_y = 0 \tag{2}$$

$$\sum M_p = 0 \tag{3}$$

Er systemet derimot ikke i likevekt, gjelder Newtons 2.lov, presentert ved likning (Meriam mfl., 2020):

$$\sum F_x = ma_x \tag{4}$$

$$\sum F_y = ma_y \tag{5}$$

$$\sum M_p = I\alpha \tag{6}$$

Likning 1 og 2 sier at summen av kreftene i x- og y-retning er 0 ved likevekt. Likning 3 sier at summen av alle momentene om ethvert momentpunkt er lik 0 ved likevekt. Det er antatt at disse tre likningene er oppfylt for delsystem 1, da det antas at rotasjonshastigheten til hjulene er konstant. Delsystem 2 vil ha vinkelakselerasjon, så her gjelder likning 6 for momentberegning om ethvert momentpunkt. Pakken som blir kastet ut til sidene vil oppleve akselerasjon i respektiv retning, hvor likning 4 og 5 benyttes.

8.4 Trehetsmoment

Ved bruk av likning 6 er det nødvendig å regne med treghetsmoment til komponentene som roteres. Trehetsmoment defineres som motstanden komponenten har mot å bli rotert, og avhenger av massefordelingen om rotasjonsaksen. Komponentene som roteres er komplekse, og det er svært tungvint å beregne treghetsmomentene for hånd. Nødvendige treghetsmoment er derfor avlest av modellene som er modellert på SolidWorks. Enheten til treghetsmoment er:

$$[I] = kg \cdot m^2.$$

8.5 Vinkelhastighet

For å regne ut nødvendig vinkelhastighet til hjulene er det nødvendig å beregne farten pakkene må ha over mekanismen. Strekningen pakken må bevege seg vil da være lengden til pakken pluss lengden til mekanismen. Dette fordi hele pakken må kunne passere på angitt tid. Tiden vil være antall sekunder pakken bruker på å passere utkastermekanismen. Viktig å bemerke seg at tiden utkastermekanismen bruker på å rotere hjulene ikke skal inkluderes, da det er ønskelig at hjulene roterer før pakken ankommer.

Farten pakken må ha regnes ut ved bruk av likning 7:

$$v = \frac{s}{t} \tag{7}$$

Hvor:

1. $v =$ Fart, $[v] = m/s$
2. $s =$ Strekning, $[s] = m$
3. $t =$ Tid, $[t] = s$

Sammenhengen mellom vinkelhastighet og banefart kan uttrykkes ved bruk av likning 8:

$$v = \omega \cdot r \quad (8)$$

Hvor:

1. $v =$ Banefart, $[v] = m/s$
2. $\omega =$ Vinkelhastighet, $[\omega] = rad/s$. Omgjøres ofte til omdreininger/min (*rpm*).
3. $r =$ Radius, $[r] = m$

8.6 Vinkelforandring

Vinkelhastighet er definert som den deriverte av vinkelforandring med tanke på tid. Ved kjent vinkelfart kan vinkelforandring regnes ut ved å integrere grafen av vinkelhastigheten.

Vinkelforandring kan dermed regnes ut ved bruk av likning 9:

$$\Delta\theta = \int_{t_0}^t \omega dt \quad (9)$$

Hvor:

1. $\Delta\theta =$ Vinkelforandring, $[\Delta\theta] = rad$
2. $\omega =$ Vinkelhastighet som funksjon av t , $[\omega] = rad/s$
3. $t =$ Sluttid, $[t] = s$
4. $t_0 =$ Starttid, $[t_0] = s$

8.7 Vinklakselerasjon

Vinklakselerasjonen til et roterende legeme kan uttrykkes som forskjellen på vinkelhastighet delt på tiden legemet bruker på å endre farten. Dette gjelder kun for lineær vinklakselerasjon.

Vinklakselerasjonen kan regnes ut ved bruk av likning 10:

$$\alpha = \frac{\omega - \omega_0}{t} \quad (10)$$

Hvor:

1. $\alpha =$ Vinkelakselerasjon, $[\alpha] = rad/s^2$
2. $\omega =$ Sluttvinkelhastighet, $[\omega] = rad/s$
3. $\omega_0 =$ Startvinkelhastighet, $[\omega_0] = rad/s$
4. $t =$ Tid, $[t] = s$

8.8 Friksjonskrefter

For at pakken skal kunne følge rotasjonen til hjulene er det essensielt at den statiske friksjonen mellom hjulene og pakkene ikke overgås. Om denne skulle overgås vil resultatet bli at pakken glipper mot hjulene, som kan føre til kritisk funksjonssvikt.

Maks friksjonskraft mellom hjulene og pakkene kan regnes ut ved bruk av likning 11:

$$F_{smax} = \mu_s \cdot N \quad (11)$$

Hvor:

1. $F_{smax} =$ Maks statisk friksjonskraft, $[F_{smax}] = N$
2. $\mu_s =$ Friksjonskoeffisient (Enhetsløs)
3. $N =$ Normalkraft fra hjulene på pakken, $[N] = N$

Friksjonskoeffisienten bestemmes etter materialene friksjonen virker mellom. Friksjonskoeffisientene brukt i beregning hentes ifra Engineering ToolBox (Engineering-ToolBox, 2004).

8.9 Dreiemoment og effekt

Nødvendig dreiemoment elmotorene må håndtere er kritisk for funksjonaliteten til konseptet. For svak motor fører til kritiske feil ved konseptet, mens for kraftig motor medfører økt ressurs- og plassbruk. Dreiemoment uttrykkes ved likning 12:

$$M = F \cdot a \quad (12)$$

Hvor:

1. $M =$ Dreiemoment, $[M] = Nm$
2. $F =$ Kraft som virker om den angitte aksen, $[F] = N$
3. $a =$ Arm for kraften F , $[a] = m$

Arm vil her være korteste avstand mellom angrepslinje for kraften F og omdreiningssaksen.

Nødvendig effekt på en motor kan regnes ut ved bruk av likning 13:

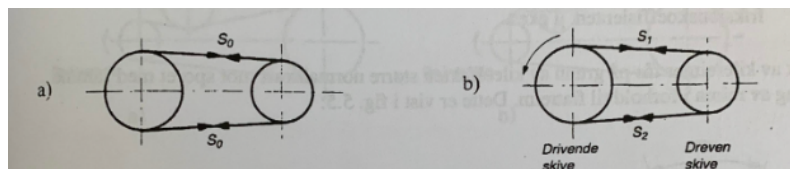
$$P = M \cdot \omega \quad (13)$$

Hvor:

1. $P =$ Effekt, $[P] = W$ (*Watt*)
2. $M =$ Dreiemoment, $[M] = Nm$
3. $\omega =$ Vinkelhastighet, $[\omega] = rad/s$

8.10 Reimdrift

En reimdrift som er i ro, eller ikke overfører effekt, vil ha like store reimkrefter i hver reimpart mellom skivene reimen er påkoblet. Dersom den ene skiva driver den andre vil vi få en stram og en slakk reimpart (Dørum, 2001).



Figur 34: Reimdrift med og uten effektoverføring (Dørum, 2001)

Nytttekraften av en slik reimdrift kan regnes ut med likning 14:

$$F = S_1 - S_2 \quad (14)$$

Dette gjelder når $S_1 > S_2$. Likning 14 vil da føre til momentbalanse om senteret i reimskiva.

Forholdet mellom S_1 og S_2 uttrykkes ved omslutningsvinkelen og friksjonskoeffisienten mellom reim og skive, og kalles for *Eytelweins likning*, se likning 15:

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{\mu \cdot \alpha} \quad (15)$$

Hvor:

1. e = Den naturlige logaritme (Enhetsløs)
2. α = Omslutningsvinkelen, $[\alpha] = \text{radianer}$
3. μ = Friksjonskoeffisient (Enhetsløs)

Oversetningsforholdet ved reimdrift defineres ved likning 16:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (16)$$

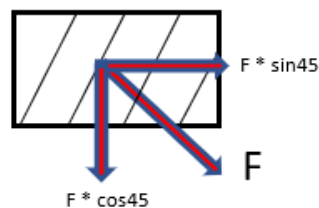
Hvor:

1. i = Oversetningsforhold (enhetsløs)
2. n = Turtall, $[n] = \text{rpm}$
3. ω = Vinkelhastighet, $[\omega] = \text{rad/s}$
4. d = Delsirkeldiameter, $[d] = \text{m}$
5. z = Antall tenner på tannhjul (enhetsløs)
6. 1 og 2 : Indeks for respektive hjul eller tannhjul

Avslutningsvis bemerkes det at bruk av reimer kan føre til slipp, som er uunngåelig ved belastet overføring. Dette oppstår på grunn av kreping (elastisk slipp) og sluring. Totale hastighetstap utgjør ca. 3-6 %. Virkningsgraden til reimdriften ligger derfor på et sted mellom 94-97 % (Dørum, 2001). Unntaket for dette er tannreimer.

8.11 Heliske tannhjul

Heliske tannhjul er tannhjul hvor tennene er vinklet, forenklet på figur 35:



Figur 35: Kraftoverføring ved helisk tannhjul

Overført kraft vil stå normalt på tennene. Ved dekomponering av kreftene kan dermed kraftoverføring ved bruk av heliske tannhjul beregnes. For utregning av oversetningsforhold og vinkelhastigheter brukes likning 16, samme formel som ved reimdrift.

8.12 Lager

Det utviklede designet tar i bruk ulike type lagre. Hva slags krefter lagrene blir utsatt for, samt valg av lager, har mye å si for levetiden. For å beregne levetiden til et lager brukes likningene 17-21, i tillegg til verdier funnet i kataloger. Ved gjennomføring av beregningene er det valgt å ta utgangspunkt i SKF sine kataloger, med verdier som stemmer best overens med valgte lagre.

For levetidsberegninger av lager brukes likning 17, levetidsformelen etter ISO (Dørum, 1985). Da lagerets levetid innebærer et usikkerhetsmoment, vil det være en viss usikkerhet ved levetiden. Likningen regner ut forventet levetid med 90% sannsynlighet:

$$L_{10} = (C/P)^p \quad (17)$$

Hvor:

1. L_{10} = Levetid i millioner omdreininger
2. C = Dynamisk bæretall, $[C] = N$
3. P = Ekvivalent dynamisk lagerlast, $[P] = N$
4. p = Eksponent som er lik 3 for kulelager og 10/3 for rullelager (enhetsløs)

For å konvertere dette til antall driftstimer brukes likning 18:

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n} \quad (18)$$

Hvor:

1. L_{10h} = Levetid i antall driftstimer
2. n = Turtall, $[n] = rpm$

Ved kombinert radial- og aksiallast må det tas hensyn til at lageret blir belastet i to ulike retninger. Dette vil påvirke levetiden. Følgende formeler gjelder for ekvivalent last P ved kombinert radial- og aksiallast, hvor likning 19 gjelder når $F_a/F_r > e$ og likning 20 gjelder når $F_a/F_r \leq e$:

$$P = XF_r + YF_a \quad (19)$$

$$P = F_r \quad (20)$$

Hvor:

1. $P =$ Ekvivalent dynamisk lagerlast, $[P] = N$
2. $F_r =$ Radiallast, $[F_r] = N$
3. $F_a =$ Aksiallast, $[F_a] = N$
4. $X =$ Radialfaktor (enhetsløs)
5. $Y =$ Aksialfaktor (enhetsløs)

Forholdet vist i likning 21 regnes ut hvis lageret har kombinert radial- og aksiallast. Tilhørende verdi for e kan avleses i figur 36 (gjelder for sporkulelagre). Dersom $F_a/F_r > e$ kan X og Y -verdiene lese av i figur 36:

$$\frac{F_a}{C_0} \tag{21}$$

Hvor:

1. $F_a =$ Aksiallast, $[F_a] = N$
2. $C_0 =$ Statisk bæretall (finnes i SKF-katalogen), $[C_0] = N$

F_a/C_0	e	X	Y
0,025	0,22	0,56	2,0
0,04	0,24	0,56	1,8
0,07	0,27	0,56	1,6
0,13	0,31	0,56	1,4
0,25	0,37	0,56	1,2
0,50	0,44	0,56	1,0

Figur 36: Beregning av X og Y ved kombinert radial- og aksiallast (Dørum, 2001)

9 Simulering

I dette kapittelet vil det bli gått gjennom hvordan en statisk simulering blir gjennomført i SolidWorks. Simuleringene er viktige for beregninger og det endelige designet da simuleringene gir en pekepinne til riktig materiale, samt hvordan modulene burde designes for å motstå kreftene de vil bli utsatt for.

9.1 Statistiske simuleringer

Statistiske simuleringer i SolidWorks er en metode som brukes til å analysere strukturell oppførsel og styrke i et design under påvirkning av ulike belastninger. Teorien bak statistiske simuleringer involverer anvendelse av prinsippene innenfor fasthetslære og mekanikk for å forutsi hvordan et objekt vil oppføre seg når det utsettes for ytre krefter.

9.1.1 Mesh

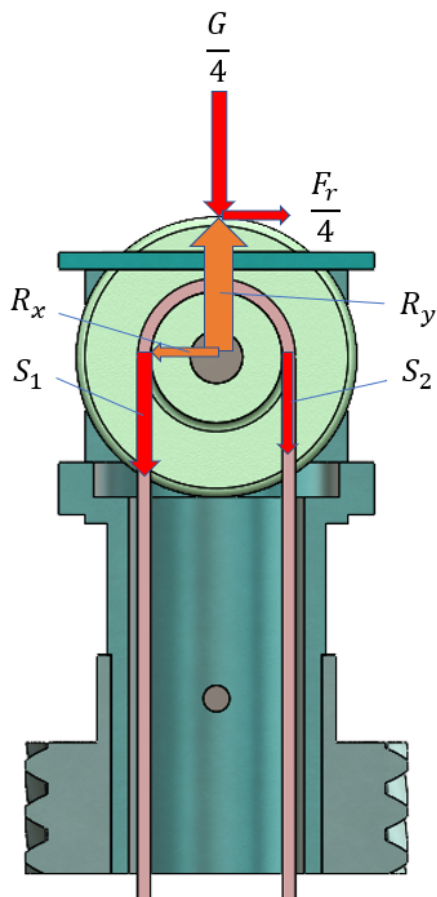
En viktig del av statistiske simuleringer er valg av mesh, som er en oppdeling av det opprinnelige objektet i mindre elementer. Meshing er nødvendig for å løse de matematiske ligningene som beskriver objektets oppførsel under belastning. Valg av mesh påvirker nøyaktigheten og påliteligheten til simuleringen. Finere mesh gir mer nøyaktige resultater, men kan også føre til økt beregningskostnad på komplekse CAD-modeller. En finere mesh vil bli benyttet i simuleringene, da de fleste delene ikke har en kompleks geometri.

9.1.2 Oppgitte betingelser og krefter

Andre viktige faktorer i statistiske simuleringer inkluderer materialegenskaper, grensebetingelser og belastninger. Materialegenskapene til det simulerte objektet, for eksempel elastisitetsmodul og styrkeegenskaper, er avgjørende for å forutsi dets oppførsel under belastning. Grensebetingelser definerer hvordan objektet er festet eller begrenset, for eksempel ved å angi hvilke flater som er frie eller faste. Belastninger bestemmer hvilke krefter eller momenter som virker på objektet, for eksempel trykk, trekk, bøyning eller torsjon. Simuleringene som blir utført vil kun benytte påførte krefter, med grensebetingelser på korresponderende områder. I tillegg vil materialegenskapene bli definert.

9.2 Utførte simuleringer

I simuleringen blir det tatt utgangspunkt i at pakken veier 35 kg og at hele vekten er fordelt på fire moduler. På hjulet virker det totalt fire eksterne krefter, som avbildet på figur 37; vekten til pakken ($G/4$), friksjonskrafta til pakken ($F_r/4$), og reimkreftene som virker på hjulet (S_1 og S_2). I tillegg vil det oppstå reaksjonskrefter som resultat av grensebetingelsene (R_x og R_y).

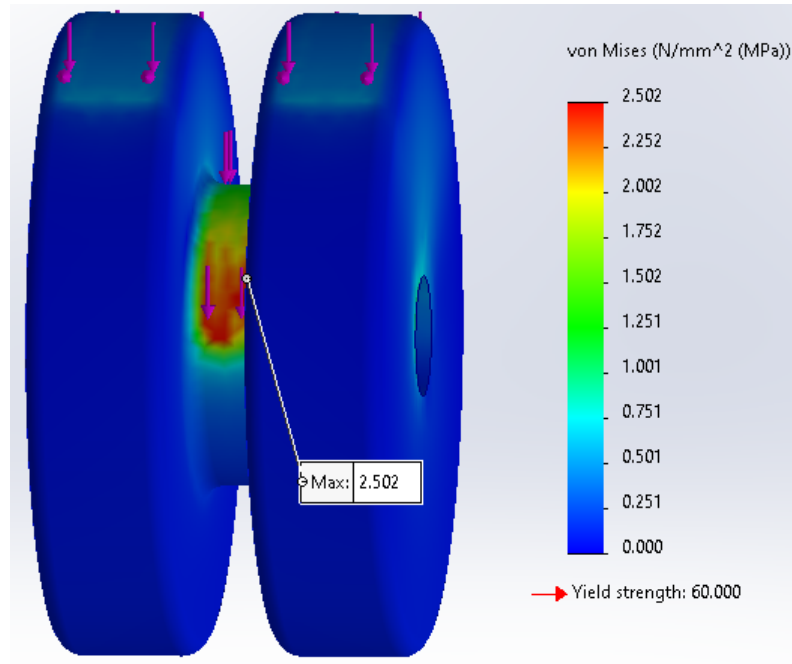


Figur 37: Eksterne krefter som virker på hjulet

Siden pakken blir fordelt på fire moduler, vil kraften som virker på hver modul bli 86 N fra pakkevekten og 7 N fra friksjonskrafta. Reimkreftene er henholdsvis 32 N og 17 N (Se Appendix A.1 og A.2 for utregningene)

9.2.1 Hjul

Hjulet vil være første del i konstruksjonen som opptar krefter. Kraftene kommer fra toppen av hjulet, i inngrepssporet på pakken og i sporet til drivreimene. Det virker en større kraft på den ene siden av reimsporet, siden reimen driver hjulet i denne retningen. Hjulenes material er satt som Nylon 101, siden det er vanlig å bruke på hjul i transportbaner (Alro, udatert).



Figur 38: Spenningsanalyse på hjul

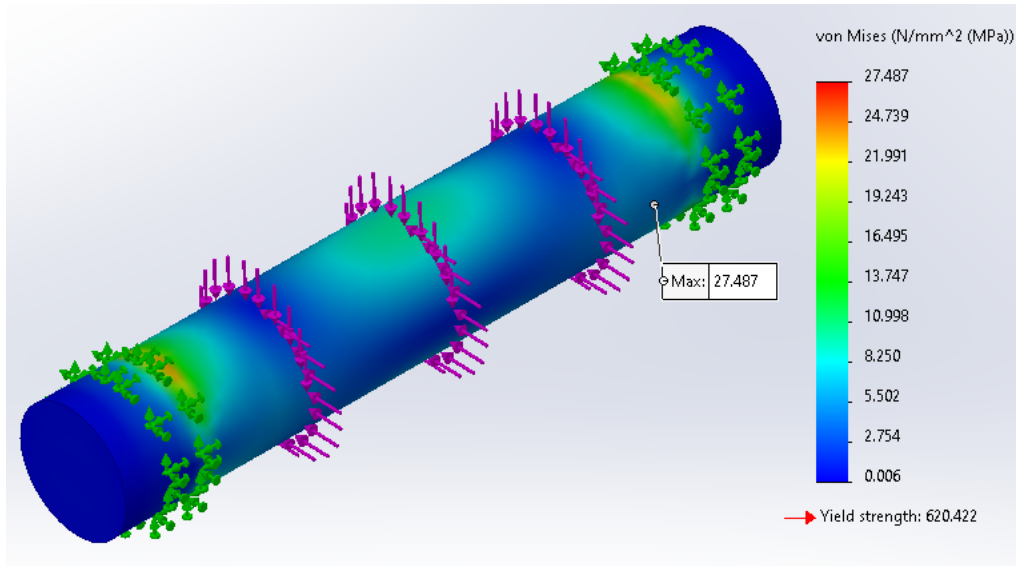
Resultatet fra simuleringen avbildet i figur 38 viser at den største spenningen er på omtrent 2,5 MPa, som er godt under flytegrensen på Nylon 101 med en sikkerhetsfaktor på 24,0. Det vil si at hjulet er dimensjonert riktig med tanke på de statiske belastningene det mottar. En oversikt over verdiene i simuleringen er vist i tabell 9.

Tabell 9: Verdier ved simuleringen av hjulet

Hjul simuleringer			
Material	Flytegrense [MPa]	Maks påført spenning [MPa]	SF
Nylon 101	60,0	2,5	24,0

9.2.2 Tapp til hjulet

Neste del som blir påvirket er tappen som fester hjulet til modulen. Her vil vektkraften og reimkraftene virke på øvre halvdel av tappen, mens friksjonskraftene virker på halve tappen fra den ene siden. Materialet er satt som legert stål.



Figur 39: Spenningsanalyse på pin

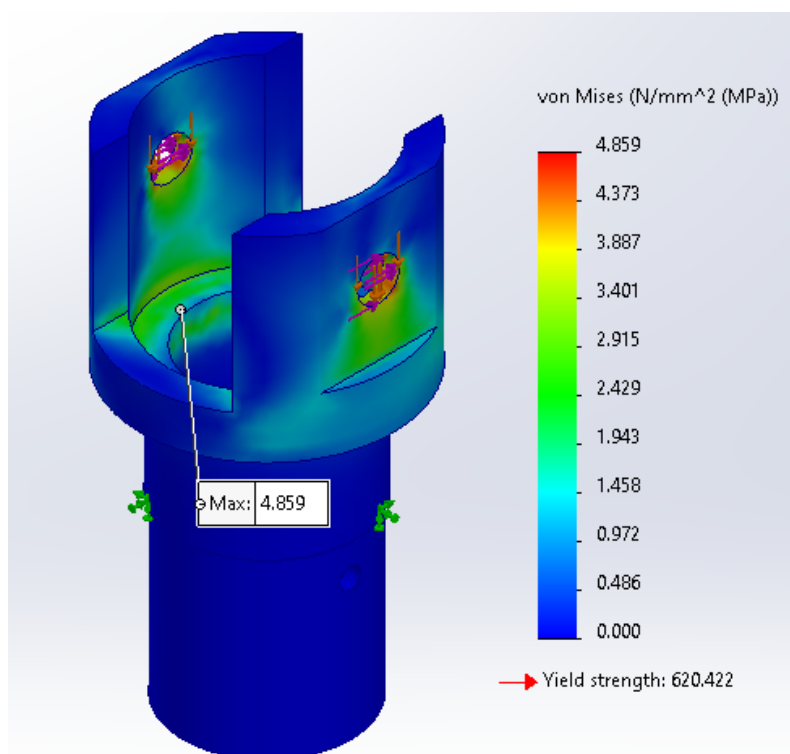
Simuleringen avbildet i figur 39 viser en maks spenning på omtrent 27,5 MPa, som er godt innenfor flytegrensen til legert stål med en sikkerhetsfaktor på 22,5. Tappen er da riktig dimensjonert. En oversikt over verdiene i simuleringen er vist i tabell 10.

Tabell 10: Verdier ved simuleringen av tapp til hjulet

Tapp simuleringer			
Material	Flytegrense [MPa]	Maks påført spenning [MPa]	SF
Legert stål	620,4	27,5	22,5

9.2.3 Modulkroppen

Videre i konstruksjonen er modulkroppen. Her vil kreftene virke i lik retning som på tappen inn i hullene. Materialet settes også som legert stål.



Figur 40: Spenningsanalyse på modulkropp

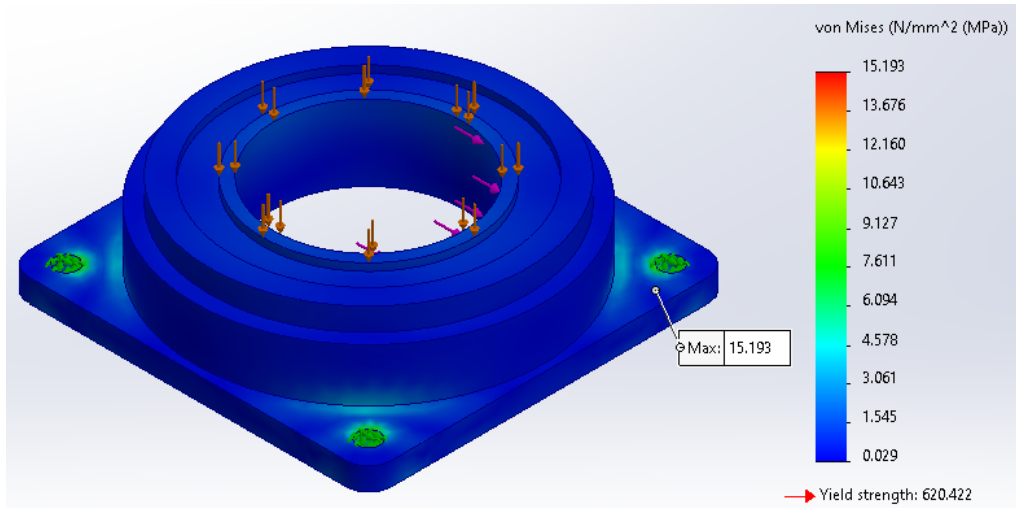
Simuleringen avbildet i figur 40 viser at spenningene blir mer jevnt fordelt i modulkroppen, med maks spenning på omtrent 4,9 MPa, som gir en sikkerhetsfaktor på 127,7. Dette viser at modulkroppen er meget godt egnet til å håndtere kreftene. En oversikt over verdiene i simuleringen er vist i tabell 11.

Tabell 11: Verdier i simuleringen til modulkroppen

Modulkropp simuleringer			
Material	Flytegrense [MPa]	Maks påført spenning [MPa]	SF
Legert stål	620,4	4,9	127,7

9.2.4 Flens og lager

Flensen og lageret måtte bli simplificert i simuleringen siden lageret har en kompleks geometri. Dermed vil spenningsfordelingen ikke bli helt nøyaktig, men det vil gi en god indikasjon om flensen tåler den totale belastningen. Materialet på begge delene er satt som legert stål.



Figur 41: Spenningsanalyse på flens og lager

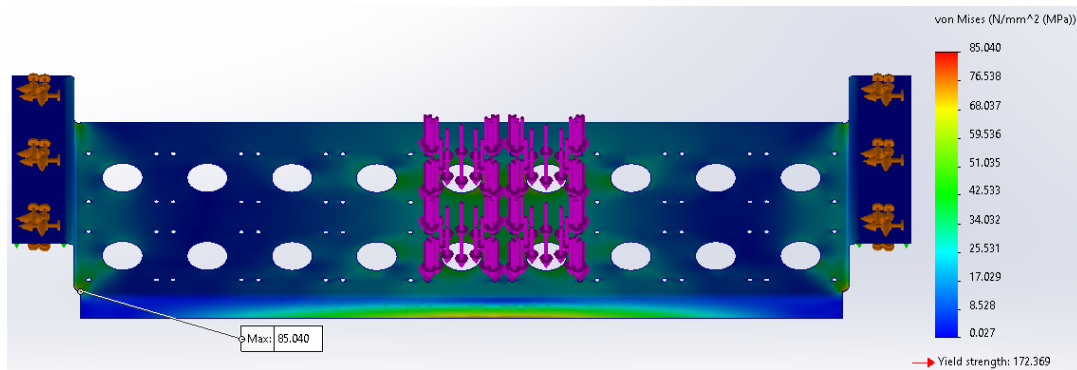
Simuleringen avbildet i figur 41 viser en maks spenning på omtrent 4,9 MPa i skruehullene, som er innenfor flytegrensen til legert stål med en sikkerhetsfaktor på 40,8. Det vil si at flensen er riktig dimensjonert. Lageret er gjort separate beregninger på i Appendix C, som viser at det vil tåle de aksiale og radiale kreftene. En oversikt over verdiene i simuleringen er vist i tabell 12.

Tabell 12: Verdier ved simuleringen av flensen

Flens simuleringer			
Material	Flytegrense [MPa]	Maks påført spenning [MPa]	SF
Legert stål	620,4	15,2	40,8

9.2.5 Bunnplaten

Til slutt er det bunnplaten som mottar krefter. Kraftene fra vekten og reimene virker nedover på overflaten, mens friksjonskreftene virker i skruehullene der flensen monteres. Materialet settes som AISI 316 rustfritt stål, siden dette er en vanlig standard på stålplater (AZO, 2005). I de tidligere simuleringene ble det gjort beregninger med 1/4 av de totale belastningene, mens i dette tilfellet vil alle kreftene fra pakken virke på platen. Kraftene er satt omtrent midt på platen, siden dette vil resultere i høyest spenninger.



Figur 42: Spenningsanalyse på bunnplaten

Simuleringen avbildet i figur 42 viser at det oppstår en maksimal spenning på omtrent 85,0 MPa. Flytegrensen på AISI 316 ligger på omtrent 172 MPa. Spenningsene som oppstår vil derfor være godt under flytespenningen, med en sikkerhetsfaktor på 2,0. Samtidig viser dette at det er bunnplaten som er det svakeste leddet i konstruksjonen, siden det er der de laveste sikkerhetsfaktorene oppstår. Dette skyldes momentet som skapes på grunn av avstanden til festepunktene som holder platen på plass. I tillegg vil maksspenningen oppstå i et hjørne, som er naturlig da hjørner og skarpe kanter skaper høye spenningskonsentrasjoner. En oversikt over verdiene i simuleringen er vist i tabell 13.

Tabell 13: Verdier ved simuleringen av bunnplaten

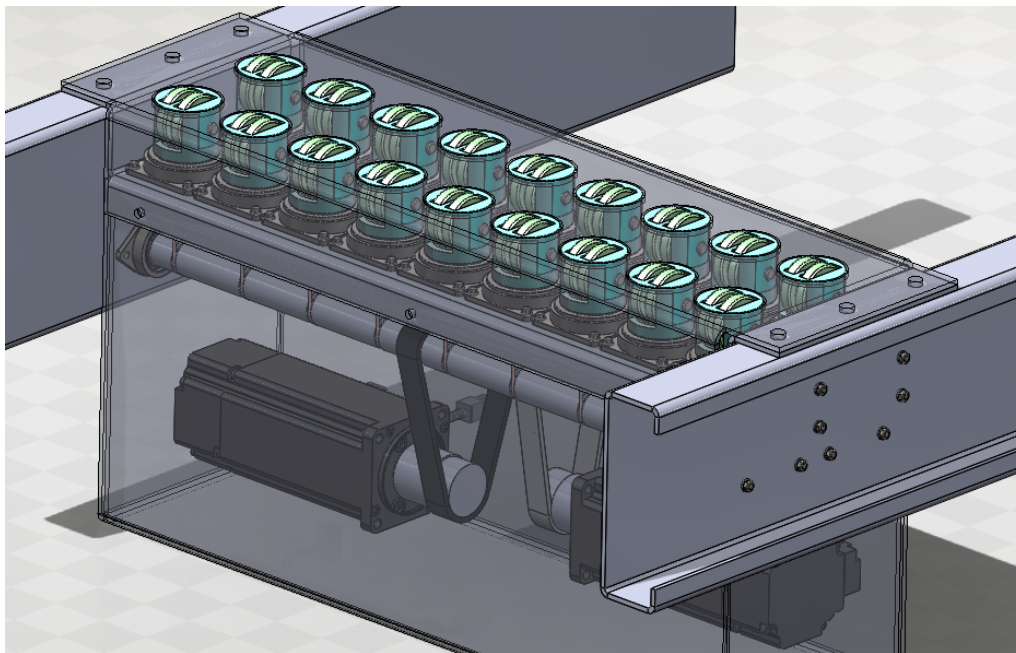
Bunnplate simuleringer			
Material	Flytegrense [MPa]	Maks påført spenning [MPa]	SF
AISI 316	172,4	85,0	2,0

10 Resultater

I dette kapitlet vil resultater fra design, simuleringer og beregninger bli presentert. Resultatene blir drøftet og diskutert i kapittel 11.

10.1 Design

Figur 43 viser den endelige sammenstillingen av konseptdesignet.



Figur 43: Sammenstilling av konseptdesignet

Ved å lage denne CAD-tegningen, har følgende blitt oppnådd:

- CAD-tegningen gir en visualisering av konseptet, som kan benyttes av framtidige aktører for å kartlegge konstruksjons- og vedlikeholdsvennligheten.
- Konseptet kan skaleres med ± 50 mm, da det er modulbasert med et mellomrom på 50 mm mellom sentrum på hver modul.
- Konseptet egnes til å rotere modulene 90° i begge retninger, som gir mer enn god nok fleksibilitet til å oppnå rotasjon på 60° i begge retninger.
- CAD-tegningen muliggjør at simuleringer kan bli utført, for å teste statiske belastninger på mekanismen.

10.2 Beregning

Tabell 14, 15 og 16 viser resultat av beregningene for utkastermekanismen. Fullstendige utregninger medfølger under Appendix A, B og C.

Tabell 14: Resultat av beregninger på drivmekanismen

Resultat av beregninger på drivmekanismen	
Beregnet egenskap	Verdi
Fart over transportbånd	0,6 m/s
Rotasjonshastighet til hjul på modul	360 rpm
Nødvendig friksjonskraft mellom pakke og hjul	28 N
Minimal vekt på pakke ved lavest friksjonskoeffisient	5,7 kg
Minimal vekt på pakke ved høyest friksjonskoeffisient	3,6 kg
Nødvendig dreiemoment for motor til rotasjonsmekanismen	0,90 Nm
Nødvendig effekt for motor til drivmekanismen	0,02 kW
Rotasjonshastigheten for motor til drivmekanismen	190 rpm

Tabell 15: Resultat av beregninger på rotasjonsmekanisme

Resultat av beregninger på rotasjonsmekanisme	
Beregnet egenskap	Verdi
Maks rotasjon	120°
Akselerasjon- og deakselerasjonstid	1/16 s
Nødvendig dreiemoment for motor til rotasjonsmekanismen	0,55 Nm
Nødvendig effekt for motor til rotasjonsmekanismen	0,005 kW
Rotasjonshastigheten for motor til rotasjonsmekanismen	92 rpm

Tabell 16: Resultat av levetidsberegninger på lager

Resultat av levetidsberegninger på lager	
Lager	Beregnet levetid [Driftstimer]
Lager til rotasjonsmekanismen	1198977
Lager til drivsmekanismen	953
Lager til modul	$1,06 \cdot 10^{11}$

Beregning av mekanismen har resultert i bedre forståelse av mekanismen, hvor følgende er blitt oppnådd:

- Estimering av motorkraft og rotasjonshastighet til de bevegelige delene
- Estimering av lagerlevetid til implementerte lagre
- Estimering av opplagringskreftene som lager grunnlag for videre simulering

10.3 Simulering

Tabell 17 viser de samlede resultatene fra simuleringene utført i kapittel 9.

Tabell 17: Oversikt over simuleringene utført i kapittel 9

Resultater fra simuleringene				
Del	Material	Flytegrense [MPa]	Maks spenning [MPa]	SF
Hjul	Nylon 101	60,0	2,5	24,0
Tapp	Legert stål	620,4	27,5	22,5
Modulkropp	Legert stål	620,4	4,9	127,7
Flens	Legert stål	620,4	15,2	40,8
Bunnplate	AISI 316	172,4	85,0	2,0

Resultatene fra disse simuleringene gir følgende informasjon:

- Konseptdesignet tåler de statiske belastningene fra pakkene, med utgangspunkt i problemstillingens vektverdi.
- Det svakeste leddet i konstruksjonen er bunnplaten, da delen kun har en sikkerhetsfaktor på 2,0 mot flytegrensen til AISI 316.

11 Diskusjon

11.1 Evaluering av konseptdesignet

I kapittel 7 ble det utarbeidet en CAD-modell med formål om å gi en visuell representasjon av konseptet, samt de mekaniske delene som inngår i mekanismen. Videre var det ønskelig å finne en løsning på hvordan de ulike delene skulle passe sammen, for å kunne få innsikt i konstruksjons- og vedlikeholdsvennligheten til konseptdesignet. For å verifisere at disse målene ble oppnådd, ble det tatt kontakt med ITOs kontaktperson for å få en vurdering av CAD-modellen. Det ble gitt uttrykk for tilfredshet med arbeidet som var utført, og modellen ble deretter sendt videre til konstruktørene.

En annen målsetting for konseptdesignet var å kunne skalere bredden med 50 mm i begge retninger. Etter evalueringen av konseptene i kapittel 5, ble det valgt en modulær tilnærming som gjør det mulig å oppnå denne skalerbarheten. Ved å ha en avstand på 50 mm mellom sentrum av modulene, vil det være enkelt å legge til flere moduler i bredden og dermed muliggjøre den ønskede skaleringen. Det kan også legges til eller trekkes fra rader, da dette ikke påvirker konseptet i stor grad.

Rotasjonsmekanismen til modulene ble implementert ved bruk av skruetannhjul og heliske tannhjul. Selv om det ikke er bevist at dette er den beste løsningen, viser den 3D-printede prototypen at rotasjonsmekanismen fungerer som ønsket. CAD-modellen og prototypen viser også at rotasjonen kan utføres opptil 90° i begge retninger, noe som er mer enn tilstrekkelig for å oppfylle målet om en rotasjon på 60° i begge retninger. Det er dermed grunn til å tro at denne løsningen er godt egnet for å oppnå det ønskede resultatet.

Når man ser på det videre arbeidet med konseptdesignet, må man ta hensyn til at det foreløpig kun er en CAD-modell. Det er derfor fortsatt uvisst om det vil være mulig å produsere og montere dette konseptet uten problemer. For å finne ut av dette, vil det være nødvendig å bygge en fullstendig prototype med riktige materialvalg og produksjonsmetoder for de mekaniske delene. En fullstendig prototype vil gi muligheten til å identifisere eventuelle feil eller utfordringer som ikke var åpenbare i CAD-modellen. Før en prototype kan bygges, vil det fremdeles være en rekke detaljer som burde fastsettes. Disse detaljene vil bli gått over i kapittel 13.

Det er derfor viktig å understreke at selv om konseptdesignet ser lovende ut på papiret, vil det fortsatt være nødvendig med en grundigere testing og evaluering av den faktiske prototypen før man kan konkludere med om dette konseptet er levedyktig eller ikke.

11.2 Evaluering av beregningene

Gjennomførte beregninger er gjort med et par antagelser, da det er sett bort fra luftmotstand og friksjonstap ved de bevegelige delene. Selv da det er tatt i bruk ulike lagre for å dempe friksjonstapet vil en liten del av energien gå tapt i drift. Det er derfor en usikkerhet knyttet til beregningene som er gjennomført. For å være sikker på at motoren har kapasitet nok til å drive de ulike systemene er det pålagt en sikkerhetsfaktor på 2,5. Dette vil medføre at et ideelt system kan belastet opp mot 2,5 ganger så tunge pakker uten kritisk funksjonssvikt.

Ved beregning av opplagringskreftene som beveger seg i systemet er det også gjort noen forenklinger. Det er antatt et stabilt system når modulene er ved maksimal belastning. I praksis så vil kreftene på modulene øke når pakkene er på vei inn over mekanismen, og reduseres når pakkene er på vei av. Ser man på belastningene ved hele tidsløpet vil derfor denne variere, hvor systemet ikke vil være i likevekt. Det kan derfor tenke seg at de statiske kreftene kan variere fra de faktiske kreftene som vil opptre.

Beregning av rotasjonshastighet for hjulene viser at hjulene må rotere med en svært høy hastighet for at pakkene skal ha nødvendig fart. Rotasjonshastigheten går ned om størrelsen på hjulene øker. Det kan derfor tenke seg at det vil være gunstig for mekanismen om størrelsen til hjulene øker, da dette vil slite mindre på lagrene til hjulene.

Det bemerkes også at minimal pakkevekt utkastermekanismen vil kunne håndtere er på 3,6 kg. Lettere pakker enn dette vil ikke oppnå ønsket friksjonskraft, som vil føre til at pakkene glipper mot underlaget. Dette kan føre til at pakkene ikke blir sortert riktig, og dermed en funksjonssvikt for utkastermekanismen. Lettere paker kan derimot sorteres ved å redusere maksimal kapasitet.

Ved levetidsberegning av lagrene implementert i mekanismen ble det gjort funn av en kritisk levetid. Levetiden på lagrene bruk til opplagring av drivmekanismen vil med 90 prosent sannsynlighet svikte etter omtrent 953 driftstimer. Dette er svært lavt for en utkastermekanisme som beregnes til å være i kontinuerlig drift. Dimensjonene til dette lageret burde derfor oppjusteres. Lageret brukt i rotasjonsmekanismen og modulen har vesentlig høy levetid, hvor modullageret er grovt overdimensjonert. Grunnet ønsket indrediameter vil derimot ikke lageret nedskaleres.

11.3 Evaluering av simuleringene

I kapittel 9 ble konseptdesignet testet mot de statiske belastningene som oppstår fra de passerende pakkene ved hjelp av simulering i SolidWorks. Selv om det ble gjort visse antakelser om materialer og fikseringspunkter, viser resultatene en høy sikkerhetsfaktor for de fleste delene. Dette gir en indikasjon på at konseptdesignet er dimensjonert riktig med hensyn til de statiske belastningene.

Bunnplaten er identifisert som det svakeste leddet i konstruksjonen, med en sikkerhetsfaktor på 2,0. Dette indikerer at det kan være nødvendig å utbedre bunnplaten for å øke konstruksjonens styrke. En mulig løsning kan være å endre tykkelsen eller materialet på platen, eller å avstive den for å redusere momentbelastningen. Man kan også avrunde hjørnet hvor maksspenningen oppstår, som vil føre til en jevnere spenningsbelastning. Videre arbeid kan fokusere på å evaluere ulike utbedringsalternativer for delene, og å vurdere kostnadseffektiviteten og praktiske utfordringer med hver av dem.

12 Konklusjon

Resultatene viser at det valgte konseptet er egnet til å løse problemstillingene som er satt. I tillegg vil ITO være et steg nærmere et produkt som kan bli produsert etter deres egne ønsker og krav.

Konseptevalueringen ble utført med tanke på fire vurderingskriterier: Kapasitet, universalitet, fleksibilitet og plasseffektivitet. Vurderingskriteriene var sentrale for å utvikle et konsept som løser problemstillingen, og tilfredstille flest mulig av ITOs ønsker. Her ble konsept 1 evaluert som best under alle fire vurderingskriteriene, hvor samlet poengsum lå på 38 av 40 mulige poeng. Det er derfor konkludert med at konsept 1 har størst potensiale for å løse problemstillingen. De resterende konseptene vil bli midlertidig sidelagt, men kan gjenopptas ved videre arbeid om ønskelig.

Konseptet ble videre utviklet til et tidlig utkast for et design. Dette utkastet ble designet i SolidWorks og hadde som hensikt å visualisere løsningen, men også å gi innsikt i produksjonsmetoder og vedlikeholdsvennligheten til konseptdesignet. Designet i SolidWorks hadde også den fordel at det kunne utføres simuleringer for å bekrefte designets dimensjoner. I tillegg ble en 3D-printet prototype designet og konstruert for å validere konseptdesignes mekaniske funksjonaliteter. CAD-modellen og prototypen oppnådde disse målene til en tilstrekkelig grad, men det gjenstår fortsatt mye arbeid for å konkludere om konseptdesignet er levedyktig eller ikke.

Det har blitt utført beregninger for hånd og ved hjelp av simuleringer i SolidWorks. Håndberegningene var sentrale for å finne riktig styrke på de elektriske motorene og levetid til lagerene, mens simuleringene testet om konstruksjonen tålte den statiske belastningen fra pakkene. På tross av usikkerhetene i beregningene, har de gitt resultater som kan benyttes for å velge riktige motorer og lagre for mekanismen. Resultatene viser derimot at dimensjonert lager til drivmekanismen har en lav levetid, på kun 953 timer. Det bemerkes også at minimal pakkevekt er på 3,6 kg, som vil begrense hva slags pakker utkastermekanismen kan håndtere ved en kapasitet på 3600 pakker i timen. Til slutt er det vist med simuleringer at konstruksjonen er godt egnet til å motstå de statiske belastningene fra pakkene.

På grunn av resultatene, vil det konkluderes med at delene er dimensjonert riktig i samsvar med ITOs ønsker, med unntak av lagerene til drivakslingen. I tillegg konkluderes det at prosjektet har løst problemstillingene som er satt, men det er fortsatt mye arbeid som gjenstår for å videreutvikle dette konseptet til et ferdigstilt produkt. Videre arbeid blir presentert i kapittel 13.

13 Videre arbeid

Arbeidet som er utført i denne rapporten viser at konseptdesignet egnes godt til å løse problemstillingen, men det er fremdeles flere aspekter som kan utbedres.

13.1 Reimdrift

Ved utviklet konseptdesign er det benyttet reimer, hvor reimene er plassert direkte på akslingene. Dette vil være en forenkling som må utbedres før produksjon. Design av reimskiver vil her være gunstig, hvor reimene ligger i sporene på skivene. Det vil også være gunstig å benytte seg av tannreimer, da tannreimer reduserer problemet med at reimene glipper. Videre vil det også være behov for en reimstrammingsløsning for at reimdriften skal fungere som tiltenkt. Alternativt vil det også være mulig å erstatte reimdriften med kjededrift, da funksjonaliteten er tilsvarende.

13.2 Valg av motorer

Det er gjort beregninger av nødvendig dreiemoment, effekt og rotasjonshastighet motorene må ha i det utviklede konseptdesignet. Det bemerkes derimot at utregnet rotasjonshastighet muligens ikke er gunstig ved drift av motorene. Som et resultat av dette kan det bli nødvendig å endre utvekslingsforholdet fra motoren til modulene. Dette vil igjen påvirke nødvendig motorkraft. Det vil også være behov for oppkobling av motorene, da de må samkjøre med resten av transportbanen.

13.3 Bestilling eller egenproduksjon

Gjennom utviklingen av konseptet ble det fastslått at noen deler vil bli produsert i eget lokale, mens andre blir bestillingsvarer. Grunnlaget for dette er at noen områder i konseptdesignet er forenklet slik at praktisk nødvendige deler, for eksempel små lagre i hjul, blir oversett. Disse delene må bli tatt hensyn til ved videre utviklinger og beregninger slik at de tilhørende delene blir riktig dimensjonert. Videre vil det være gunstig å kartlegge nøyaktig hva som er lønnsomt å produsere selv, og hvilke deler som blir bestillingsvarer.

13.4 Montering- og vedlikeholdsvennlighet

Under designfasen ble monterings- og vedlikeholdsvennlighet vurdert, men flere områder i designet er ennå ikke ferdigstilt. Hovedmålet med å forbedre monterings- og vedlikeholdsvennligheten er å sikre enkel tilgang til mekanismens deler eller redusere antall deler som må demonteres for å få tilgang til dem. Forbedring av monterings- og vedlikeholdsvennligheten kan gjøres ved å:

- Forbedre tilgangen til kritiske områder i mekanismen. Dette kan gjøres med å utforme avtakbare deksler, åpninger eller paneler som gjør det enklere å komme til viktige deler.
- Lage enkle instruksjoner og prosedyrer for montasje og vedlikehold.
- Tydelig merking av delene. Dette kan sikre at mekanismen blir enklere å montere slik at den ikke blir feilmontert.

13.5 Ferdigstilling av produkt

Ved utbedring av designet, nevnt i delkapitlene over, vil det være behov for å ferdigstille et nytt endelig konseptdesign. Det nye konseptdesignet skal da inkludere alle oppdateringene utarbeidet underveis. Dette muliggjør nye simuleringer av konseptdesignet. Videre er det ønskelig med ny prototype for å validere endelig design. Avslutningsvis vil produktet gjøres klar til produksjon.

Referanser

- a1sorter.com. (2023). Cross Belt Sorter [Hentet 13.04.23]. <https://www.a1sorter.com/en/product/cross-belt-sorter-2/>
- All3DP. (2023). PLA [Hentet 13.05.23]. <https://all3dp.com/2/what-is-pla-plastic-material-properties/>
- Alro. (udatert). Alro Plastics Product: Nylon 101 (Extruded) [Hentet 09.05.23]. https://www.alro.com/divplastics/PlasticsProduct_Nylon101.aspx
- Andersen, P. B. (2021). Automatisering [Hentet 24.03.23]. <https://snl.no/automatisering>
- AZO. (2005). Grade 316 Stainless Steel: Properties, Fabrication and Applications [Hentet 09.05.23]. <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=2868>
- Bar, E. M. S. (2022). Introduksjon til produktutvikling & Innovasjon - uke 34 [Forelesning 26.08.22].
- Dørum, A. (1985). *Dimensjonering av Maskindeler* (2. utgave). Universitetsforlaget AS.
- Dørum, A. (2001). *Maskindeler1* (1. versjon). Akademika.
- Engineering-ToolBox. (2004). Friction - Friction Coefficients and Calculator [Hentet 14.04.23]. https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html
- EngineersEdge. (udatert). Yield Strength - Strength (Mechanics) of Materials [Hentet 20.05.23]. https://www.engineersedge.com/material_science/yield_strength.htm
- Eppinger, S. D., & Ulrich, K. T. (2016). *Product design and development* (sixth edition). McGraw-Hill New York.
- falconautotech. (udatert). Skyvemekanisme [Hentet 03.05.23]. <https://www.falconautotech.com/cross-belt-sorter-loop/>
- falconautotech.com. (2023). Swivel Sorter [Hentet 13.04.23]. <https://www.falconautotech.com/swivel-sorter/>
- FN. (2023a). Bærekraftmål 12 [Hentet 20.04.23]. <https://www.fn.no/om-fn/fns-baerekraftsmaal/ansvarlig-forbruk-og-produksjon>
- FN. (2023b). Bærekraftmål 9 [Hentet 20.04.23]. <https://www.fn.no/om-fn/fns-baerekraftsmaal/industri-innovasjon-og-infrastruktur>
- FN. (2023c). FNs bærekraftsmål [Hentet 20.04.23]. <https://www.fn.no/om-fn/fns-baerekraftsmaal>
- Industriskolen. (2018a). Fresing [Hentet 12.05.23]. <https://ndla.no/subject:1:84d4651b-fc52-4876-a066-f8567ecf79a6/topic:33bfce1a-118c-4027-9b84-d84cff4d3e78/topic:db100753-3f48-4cd1-9626-6cb1faacb533/>
- Industriskolen. (2018b). Platebearbeiding [Hentet 12.05.23]. <https://ndla.no/article/10435>
- Intersystem. (udatert). Turntable IRVD/IKVD 80 [Hentet 01.03.23]. <https://www.intersystem.se/en/produkter/turntable-irvdikvd-80/>
- ITO. (udatert-a). Historie, ledende løsninger siden 1959. [Hentet 07.03.23]. <https://ito.no/om-oss>
- ITO. (udatert-b). Komplette systemer [Hentet 10.05.23]. <https://ito.no/vi-leverer/netthandel/effektive-losninger-netthandel>

-
- ITO. (2023a). Kunder [Hentet 02.05.23]. <https://ito.no/kundereferanser/page/2>
- ITO. (2023b). OmOss [Hentet 03.05.23]. <https://ito.no/om-oss/historie>
- itoh-denki.com. (2021). Pop-up: 30°/45° diverter module [Hentet 08.03.23]. <https://www.itoh-denki.com/wp-content/uploads/2021/05/Technical-document-POP-UP-EN.pdf>
- McKillip, J. (1987). Need analysis: Tools for the human service and education. *Applied Social Research Methods Series*.
- Meloeny, S. (2022). What is Industry 4.0? [Hentet 03.04.23]. <https://www.calsoft.com/what-is-industry-4-0/>
- Meriam, J. L., Kraige, L. G., & Bolton, J. N. (2020). *Engineering Mechanics Dynamics* (2. utgave). John Wiley & sons.
- motion06.at. (2022). High speed diverter HSD [Hentet 08.03.23]. <https://www.motion06.at/en/products/high-speed-diverter-hsd/>
- Olsen, A. (2022). Automatisering - Uke 42 & 43 [Forelesning 21.10.22 & 28.10.22].
- Regjeringen. (2021). Klimaendringer og norsk klimapolitikk [Hentet 20.04.23]. <https://www.regjeringen.no/no/tema/klima-og-miljo/innsiktsartikler-klima-miljo/klimaendringer-og-norsk-klimapolitikk/id2636812/>
- Sander, K. (2020). Fire industrielle revolusjoner [Hentet 03.04.23]. <https://estudie.no/fire-industrielle-revolusjoner/>
- Sander, K. (2022). Automatisering [Hentet 10.05.23]. <https://estudie.no/automatisering/>
- Simscale. (2023). VonMises [Hentet 16.05.23]. <https://www.simscale.com/docs/simwiki/fea-finite-element-analysis/what-is-von-mises-stress/>
- SKF. (udatert-a). Deep groove ball bearings - W 61700 [Hentet 05.05.23]. <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-W%2061700>
- SKF. (udatert-b). Deep groove ball bearings - W 61704 [Hentet 05.05.23]. <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-W%2061704>
- SKF. (udatert-c). Single row tapered roller bearing - 32005 X [Hentet 05.05.23]. <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/productid-32005%20X>
- Skjeggedal, O. (2018). Platebearbeiding [Hentet 12.05.23]. <https://snl.no/dreining>
- twi-global.com. (2023). LaserCutting [Hentet 13.04.23]. <https://www.twi-global.com/technical-knowledge/job-knowledge/cutting-processes-laser-cutting-052>

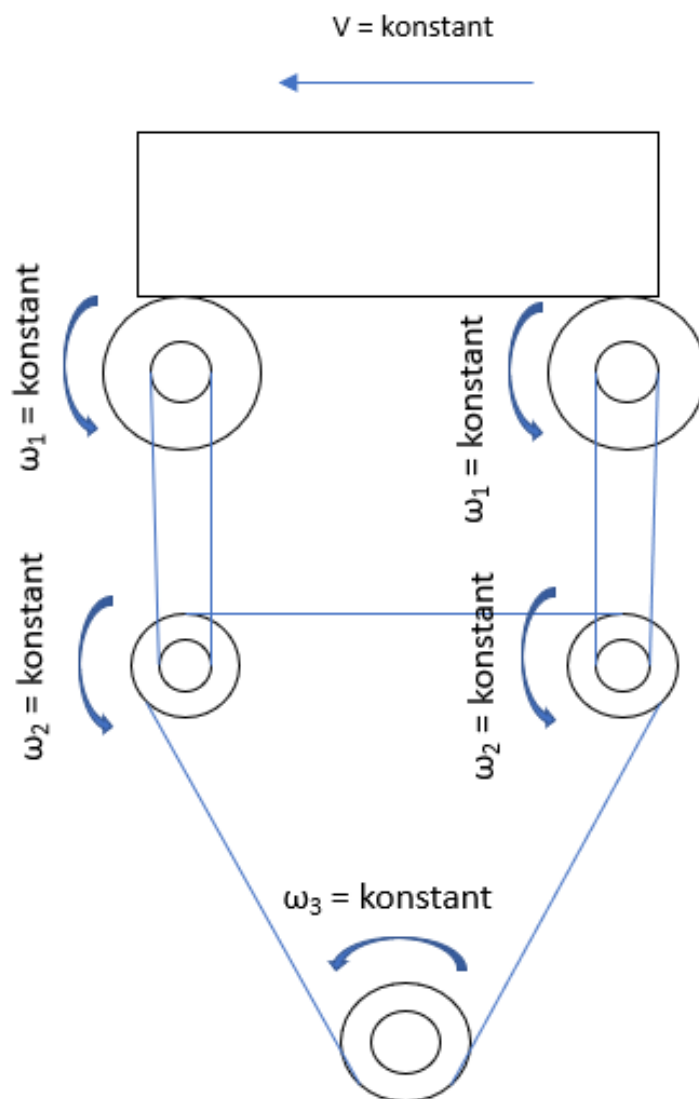
Appendix

Appendix			
Oversikt			#
A - Utregninger drivmekanisme	A	Visualisering av drivmekanismen	62
	A.1	FLD - Pakke	65
	A.2	FLD - Hjul	66
	A.3	FLD - Drivaksling	67
	A.4	FLD - Motoraksling	70
B - Utregninger rotasjonsmekanisme	B	Visualisering av rotasjonsmekanismen	72
	B.1	FLD - Modul	74
	B.2	FLD - Rotasjonsaksling	76
	B.3	FLD - Motoraksling	79
C - Utregninger lager	C	Levetid kilelager i modulen	82
	C.1	Levetid sporkulelager i rotasjonaksling	84
	C.2	Levetid sporkulelager i drivaksling	85
D - Maskintegninger	1	Modul sammenstilling	87
	2	Modulkropp	88
	3	Moduldeksel	89
	4	Hjul	90
	5	Modulflens	91
	6	Rotasjonsmekanisme	92
	7	Rotasjonsaksling	93
	8	Rotasjonsakslingflens	94
	9	Drivmekanisme	95
	10	Drivaksling	96
	11	Drivakslingflens	97
	12	Toppkasse	98
	13	Bunnplate	99
	14	Topplate	100

A Utregninger

A Utregning av delsystem 1 - Drivmekanismen

Figur A.1 illustrerer delene som blir drevet av motoren som forflytter pakkene fremover på mekanismen, omtalt som delsystem 1. Første del av utregningene vil omhandle dette delsystemet, mens delsystem 2, som innebærer rotasjonsmekanismen, vil beregnes under Appendix B.



Figur A.1: Drivmekanismen - Forenkling

Pakkene som flyttes over mekanismen vil ha tilnærmet lik konstant hastighet, selv om retningsvektoren endrer seg ved sortering til henholdsvis 30 og 60 grader. I tilfellene hvor pakkene skal passere mekanismen rett frem, anses derfor fartssvektoren som konstant under hele passeringen.

Første steg i utregningene blir å regne ut farten pakken vil ha over mekanismen ved bruk av likning 7. Her vil tiden være antall sekunder pakken må bruke over mekanismen, og strekningen vil være bredden til mekanismen pluss maksimal lengde til pakka. Dermed vil farten til pakken bli:

$$\underline{v} = \frac{0,30m + 0,156m}{0,75s} = 0,608m/s \approx \underline{0,6m/s}$$

For å regne ut nødvendig dreiemoment på drivende motor av delsystem 1 er det nødvendig å regne ut kraften hjulene må påføre pakkene for å akselerere pakkene ut til siden, hvor det tas utgangspunkt i 35 kg tunge pakker. Videre tas det utgangspunkt i sortering ved 60 grader mot høyre, hvor fartskomponentene for start og slutfart dekomponeres:

$$v_{0y} = 0,6m/s$$

$$v_{0x} = 0m/s$$

$$v_y = 0,6m/s \cdot \cos(60^\circ) = 0,3m/s$$

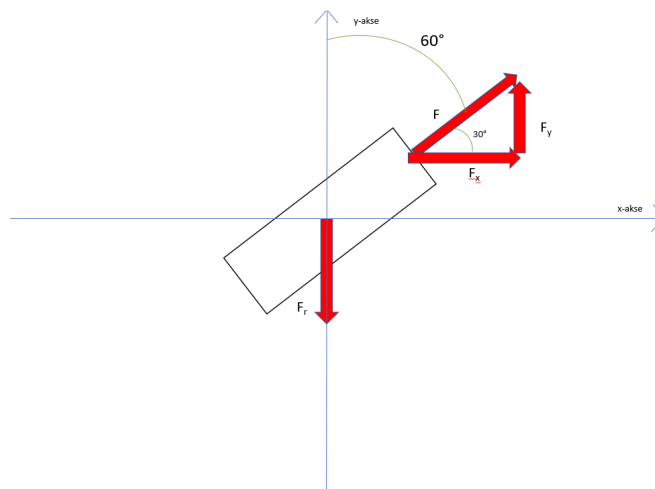
$$v_x = 0,6m/s \cdot \sin(60^\circ) = 0,5196m/s \approx 0,52m/s$$

Videre beregnes akselerasjonen i x- og y-retning ved bruk av likning 10, men for lineær akselerasjon:

$$a_x = \frac{0,5196m/s - 0}{0,75s} = 0,6928m/s^2 \approx 0,69m/s^2$$

$$a_y = \frac{0,3m/s - 0,6m/s}{0,75s} = -0,4m/s^2$$

Videre kan kreftene som virker på pakken fra hjulene dekomponeres, vist på figur A.2, for deretter å bruke likning 4 og 5 for å regne ut kraften F og F_r :



Figur A.2: Dekomponering av krefter på pakke

$$F_x = ma_x$$

$$F = \frac{m \cdot a_x}{\sin(60^\circ)}$$

$$\underline{F} = \frac{35kg \cdot 0,6928m/s^2}{\sin(60^\circ)} = 27,999N \approx \underline{28N}$$

$$F_y - Fr = ma_y$$

$$F_r = F \cdot \cos(60^\circ) - m \cdot a_y$$

$$\underline{F_r} = 28N \cdot \cos(60^\circ) - 35kg \cdot (-0,4m/s^2) = 27,999N \approx \underline{28N}$$

Friksjonskraften mellom hjulene og pakkene må være på minimum 28N for at pakken ikke skal glippe mot underlaget. Friksjonskoeffisient mellom plast og papp er på ca. 0,5-0,8 (Engineering-ToolBox, 2004). Kan nå regne ut letteste pakken som kan sorteres uten at den glipper mot underlaget, ved å sammenligne utregnet F_r med maksimal statisk friksjonskraft ved bruk av likning 11:

$$F_{smax} = \mu_s \cdot m \cdot g = F_r$$

$$m = \frac{F_r}{\mu \cdot g}$$

$$\underline{m} = \frac{28N}{0,5 \cdot 9,81m/s^2} = \underline{5,7kg}$$

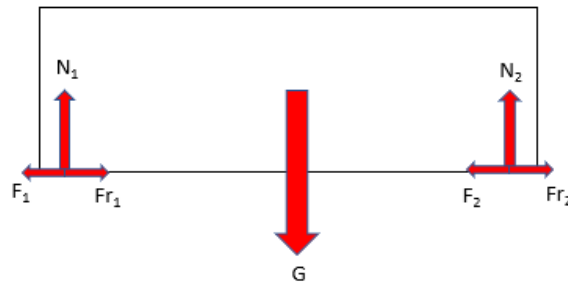
Ved å forbedre friksjonskoeffisienten, opp til 0,8, kan mekanismen håndtere lettere pakker:

$$\underline{\underline{m}} = \frac{28N}{0,8 \cdot 9,81m/s^2} = 3,568kg \approx \underline{\underline{3,6kg}}$$

Dersom det er ønskelig at mekanismen skal håndtere lettere pakker enn dette må friksjonskoeffisienten forhøyes eller akselerasjonen reduseres. Akselerasjonen kan reduseres ved å nedsette ønsket kapasitet, eller ved å korte ned på maksimal pakk lengde. Eventuelt kan maksimal utkasting reduseres til kun 30°.

Videre utregninger av kraftoverføring skjer ved situasjonen hvor pakken vil ha konstant fart rett frem, med andre ord ikke sortert til siden. Pakken som flyttes over mekanismen vil da ha konstant fart, og systemet antas derfor å være i tilnærmet stabil tilstand når den passerer. Dette er en forenkling av systemet, men forenkler utregningene av kreftene som beveger seg gjennom mekanismen. Systemet brytes ned i flere ulike FLD'er, vist på figurene som følger delkapitlene A.1, A.2, A.3 og A.4.

A.1 FLD - Pakke



Figur A.3: FLD - Pakke

Figur A.3 viser FLD av pakkene som beveger seg på mekanismen. I dette tilfellet vil farten for pakken være konstant, slik at pakken ikke har noen akselerasjon. Starter utregningene ved å regne ut gravitasjonskraften og normalkreftene, ved bruk av likning 2:

$$G = mg = 35\text{kg} \cdot 9,81\text{m/s}^2 = 343,35\text{N} \approx 343\text{N}$$

$$N_1 + N_2 - G = 0$$

$$\underline{N_1 = N_2 = 171,675\text{N} \approx 172\text{N}}$$

Har fra tidligere regnet ut $F_r = 28\text{N}$. Den totale friksjonskraften deles likt på de to radene med hjul i mekanismen, visualisert som F_{r1} og F_{r2} i figur A.3, slik at:

$$F_r = F_{r1} + F_{r2}$$

$$\underline{F_{r1} = F_{r2} = 0,5 \cdot (28\text{N}) = 14\text{N}}$$

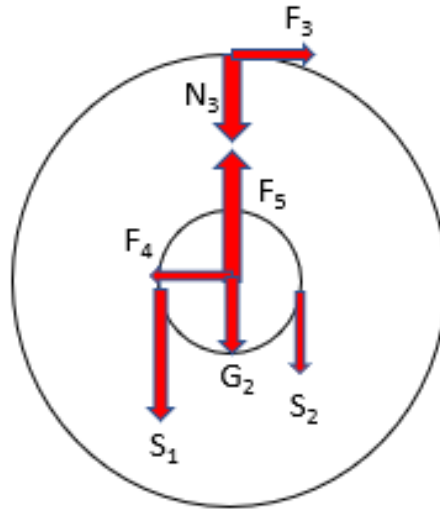
Videre benytter man likning 1 for å regne ut kreftene som virker på pakken fra hjulene, visualisert i figur A.3:

$$F_1 + F_2 - F_{r1} - F_{r2} = 0$$

$$\underline{F_1 = F_2 = 14\text{N}}$$

Kreftene F_1 og F_2 kan komme fra ukjent antall hjul. Videre beregninger gjøres derfor med antakelsen om at to hjul fra hver rad bærer pakken, minimum antall for å skape balanse for pakken. Denne antakelsen gjøres for å ta hensyn til verst mulig tilfelle.

A.2 FLD - Hjul



Figur A.4: FLD - Hjul

Figur A.4 viser FLD av hjulene. Hjulene roterer med konstant vinkelhastighet, og har derfor ingen vinkelakselerasjon. Fortsetter antakelsen om at pakken kun belaster to hjul per rad, slik at:

$$\underline{F_3} = \frac{F_2}{2} = \frac{14N}{2} = \underline{7N}$$

Forholdet mellom reimkreftene (fra hjul til drivaksling) regnes ut ved bruk av likning 15, visualisert i figur A.4. Her er friksjonskoeffisienten 0,20 (Engineering-ToolBox, 2004) og omslutningsvinkelen lik 180° (π radianer):

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{0,20 \cdot \pi} = 1,874 \approx 1,87$$

$$\underline{S_1 = 1,87 \cdot S_2}$$

Størrelsen på reimkreftene kan utregnes ved bruk av likning 3, hvor $r_1 = 7,5mm$ og $r_2 = 16mm$:

$$F_3 \cdot r_2 + S_2 \cdot r_1 - S_1 \cdot r_1 = 0$$

$$F_3 \cdot r_2 + \frac{S_1}{1,87} \cdot r_1 = S_1 \cdot r_1$$

$$S_1 = \frac{187}{87} \cdot F_3 \cdot \frac{r_2}{r_1}$$

$$\underline{S_1} = \frac{187}{87} \cdot 7N \cdot \frac{16 \cdot 10^{-3}m}{7,5 \cdot 10^{-3}m} = \underline{32,1N \approx 32N}$$

$$\underline{S_2} = \frac{32,1N}{1,874} = \underline{17,13N \approx 17N}$$

Vinkelhastigheten til hjulene regnes ut ved bruk av likning 8. Her vil v være farten til overflaten av hjulene, som er lik farten til pakken:

$$\underline{\omega_1} = \frac{0,6m/s}{16 \cdot 10^{-3}m} = \underline{37,5rad/s \approx 360rpm}$$

Videre kan opplagringskreftene, F_4 og F_5 , til hjulet regnes ut ved hjelp av ligning 1 og 2:

$$F_3 - F_4 = 0$$

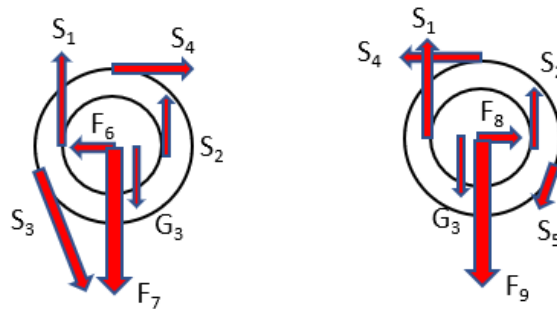
$$\underline{F_4 = F_3 = 7N}$$

$$F_5 - N_3 - G_2 - S_1 - S_2 = 0$$

$$F_5 = \frac{G}{4} + G_2 + S_1 + S_2$$

$$\underline{F_5} = \frac{35kg \cdot 9,81m/s^2}{4} + 13,10 \cdot 10^{-3}kg \cdot 9,81m/s^2 + 32,1N + 17,13N = \underline{135,20N \approx 135N}$$

A.3 FLD - Drivaksling



Figur A.5: FLD - Drivaksling

Figur A.5 viser FLD for de to drivakslingene, som er koblet sammen med en felles reim. Vinkelhastigheten er konstant for begge akslingene, slik at hverken har noen vinkelakselerasjon. Viktig å huske på at pakken er fordelt på to hjul på hver rad, slik at S_1 og S_2 blir dobbelt så store ved utregningene gjort på drivakslingene. I tillegg vil det også være reimkrefter fra reimene som ikke driver pakken frem, men disse utgjør ikke noe moment om sentrum av drivakslingen, da reimkreftene for disse er like store i begge retninger. Gjør først beregninger av drivakslingen til venstre, hvor første steg blir å regne ut forholdet mellom reimkreftene ved bruk av likning 15. Bruker også her en friksjonskoeffisient på 0,2, i tillegg til en omslutningsvinkel lik 120° ($2/3\pi$):

$$\frac{S_3}{S_4} = e^{0,20 \cdot \frac{2\pi}{3}} = 1,520 \approx 1,52$$

$$\underline{S_3 = 1,52 \cdot S_4}$$

Videre brukes likning 3 for å løse likningen med tanke på S_3 , visualisert til venstre i figur A.5. Her er $r_3 = 7,5\text{mm}$ og $r_4 = 10\text{mm}$. S_1 og S_2 multipliseres her med 2, da akslingen driver pakken med 2 hjul hver:

$$2 \cdot S_1 \cdot r_3 + S_4 \cdot r_4 - S_3 \cdot r_4 - 2 \cdot S_2 \cdot r_3 = 0$$

$$2 \cdot S_1 \cdot r_3 + \frac{S_3}{1,52} \cdot r_4 = S_3 \cdot r_4 + 2 \cdot S_2 \cdot r_3$$

$$S_3 = \frac{76}{13} \cdot (S_1 \cdot \frac{r_4}{r_3} - S_2 \cdot \frac{r_4}{r_3})$$

$$\underline{S_3} = \frac{76}{13} \cdot (32,1\text{N} \cdot \frac{7,5 \cdot 10^{-3}\text{m}}{10 \cdot 10^{-3}\text{m}} - 17,13\text{N} \cdot \frac{7,5 \cdot 10^{-3}\text{m}}{10 \cdot 10^{-3}\text{m}}) = \underline{65,64\text{N} \approx 66\text{N}}$$

$$\underline{S_4} = \frac{S_3}{1,52} = \frac{65,64\text{N}}{1,52} = \underline{43,18\text{N} \approx 43\text{N}}$$

Videre kan opplagringskreftene, F_6 og F_7 , regnes ut ved bruk av likning 1 og 2:

$$S_4 + S_3 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) - F_6 = 0$$

$$F_6 = S_4 + S_3 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right)$$

$$\underline{F_6} = 43,18\text{N} + 65,64\text{N} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) = \underline{76\text{N}}$$

Her vil mekanismen også ha 7 par med reimer som virker på drivakslingen med krefter i positiv y-retning, hvorav de vil være like store, omtalt her som S_0 . Massen til drivakslingene er på 1,084kg, lest av på SolidWorks:

$$2 \cdot S_1 + 2 \cdot S_2 + 7 \cdot S_0 - G_3 - S_3 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) - F_7 = 0$$

$$F_7 = 2 \cdot S_1 + 2 \cdot S_2 + 7 \cdot S_0 - G_3 - S_3 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right)$$

$$F_7 = 64,2\text{N} + 34,26\text{N} + 7 \cdot (32,1\text{N} + 17,13\text{N}) - 1,084\text{kg} \cdot 9,81\text{m/s}^2 - 65,64\text{N} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right)$$

$$\underline{F_7} = \underline{375,59\text{N} \approx 376\text{N}}$$

Regner så ut reimkreftene på drivhjulet visualisert til høyre i figur A.5 ved bruk av likning 3. Også her er $r_3 = 7,5\text{mm}$, $r_4 = 10\text{mm}$, samt S_1 og S_2 er dobbelt så store :

$$2 \cdot S_1 \cdot r_3 + S_5 \cdot r_4 - S_4 \cdot r_4 - 2 \cdot S_2 \cdot r_3 = 0$$

$$2 \cdot S_1 \cdot r_3 + S_5 \cdot r_4 = S_4 \cdot r_4 + 2 \cdot S_2 \cdot r_3$$

$$S_5 = \frac{S_4 \cdot r_4 + 2 \cdot S_2 \cdot r_3 - 2 \cdot S_1 \cdot r_3}{r_4}$$

$$S_5 = \frac{43,18N \cdot 10 \cdot 10^{-3}m + 2 \cdot 17,13N \cdot 7,5 \cdot 10^{-3}m - 2 \cdot 32,1N \cdot 7,5 \cdot 10^{-3}m}{10 \cdot 10^{-3}m}$$

$$\underline{S_5 = 20,725N \approx 21N}$$

Videre kan opplagringskreftene, F_8 og F_9 , regnes ut ved bruk av likning 1 og 2:

$$F_8 - S_4 - S_5 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) = 0$$

$$F_8 = S_4 + S_5 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right)$$

$$\underline{F_8 = 43,18N + 20,725N \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) = 53,54N \approx 54N}$$

Også her vil mekanismen ha 7 reimer som virker på drivakslingen med krefter i positiv y-retning, hvorav de vil være like store, omtalt her som S_0 , i tillegg vil massen også være på 1,084kg:

$$2 \cdot S_1 + 2 \cdot S_2 + 7 \cdot S_0 - G_3 - S_5 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) - F_9 = 0$$

$$F_9 = 2 \cdot S_1 + 2 \cdot S_2 + 7 \cdot S_0 - G_3 - S_5 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right)$$

$$F_9 = 2 \cdot 32,1N + 2 \cdot 17,13N + 7 \cdot (32,1N + 17,13N) - 1,084kg \cdot 9,81m/s^2 - 20,725N \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right)$$

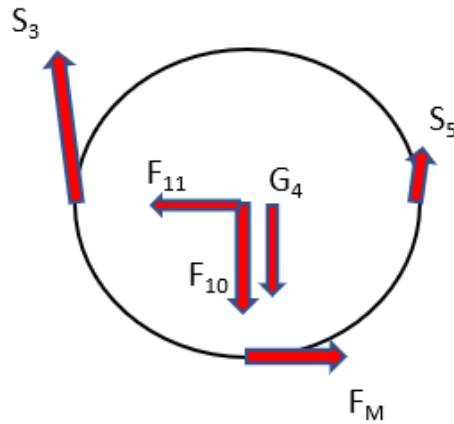
$$\underline{F_9 = 414,49N \approx 415N}$$

Vinkelhastigheten til drivakslingen kan regnes ut ved bruk av likning 16. Strikken mellom hjulene og drivakslingene vil være av typen flatreim, som vil si at det er forventet med et hastighetstap på 3-6 prosent. Vi kalkulerer dermed for 6 prosent hastighetstap:

$$\frac{\omega_1}{0,94 \cdot \omega_2} = \frac{r_3}{r_1}$$

$$\underline{\omega_2 = \frac{\omega_1 \cdot r_1}{0,94 \cdot r_3} = \frac{37,5rad/s \cdot 7,5 \cdot 10^{-3}}{0,94 \cdot 7,5 \cdot 10^{-3}} = 39,89rad/s \approx 40rad/s}$$

A.4 FLD - Motoraksling



Figur A.6: FLD - Motoraksling

Figur A.6 viser FLD av akslingen som er montert på motoren som driver drivmekanismen. Vinkelhastigheten vil være konstant også her, slik at vinkelakselerasjonen vil være null.

Kan nå regne ut nødvendig kraft motoren må produsere for å oppnå likevekt ved bruk av likning 14:

$$F_M = S_3 - S_5$$

$$\underline{F_M} = 43,18N - 20,725N = \underline{22,46N \approx 23N}$$

Videre kan opplagringskreftene, F_{10} og F_{11} , på motorakslingen regnes ut ved bruk av likning 1 og 2. Massen til motorakslingen er på 0,24kg, lest av på SolidWorks:

$$S_3 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) + S_5 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) - F_{10} - G_4 = 0$$

$$F_{10} = S_3 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) + S_5 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) - G_4$$

$$\underline{F_{10}} = 43,18N \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) + 20,725N \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) - 0,24kg \cdot 9,81m/s^2 = \underline{29,60N \approx 30N}$$

$$S_5 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) + F_M - F_{11} - S_3 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) = 0$$

$$F_{11} = S_5 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) + F_M - S_3 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right)$$

$$\underline{F_{11}} = 20,725 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) + 22,46N - 43,18 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) = \underline{3,013N \approx 3N}$$

Vinkelhastigheten til drivakslingen kan regnes ut ved bruk av likning 16, hvor $r_5 = 16mm$. Reimen mellom drivakslingene og motoren vil være av typen flatreim, som vil si at det er forventet med et hastighetstap på 3-6 prosent. Vi kalkulerer dermed for 6 prosent hastighetstap:

$$\frac{\omega_2}{0,94 \cdot \omega_3} = \frac{r_5}{r_3}$$
$$\omega_3 = \frac{\omega_2 \cdot r_3}{0,94 \cdot r_5} = \frac{39,89rad/s \cdot 7,5 \cdot 10^{-3}}{0,94 \cdot 16 \cdot 10^{-3}} = 19,89rad/s \approx \underline{\underline{20rad/s \approx 190rpm}}$$

Til slutt kan nødvendig dreiemoment og effekt på motoren beregnes ved bruk av likning 12 og 13. For at motoren skal håndtere belastningen greit inkluderes en sikkerhetsfaktor på 2,5:

$$M = f_s \cdot F_M \cdot r_5$$

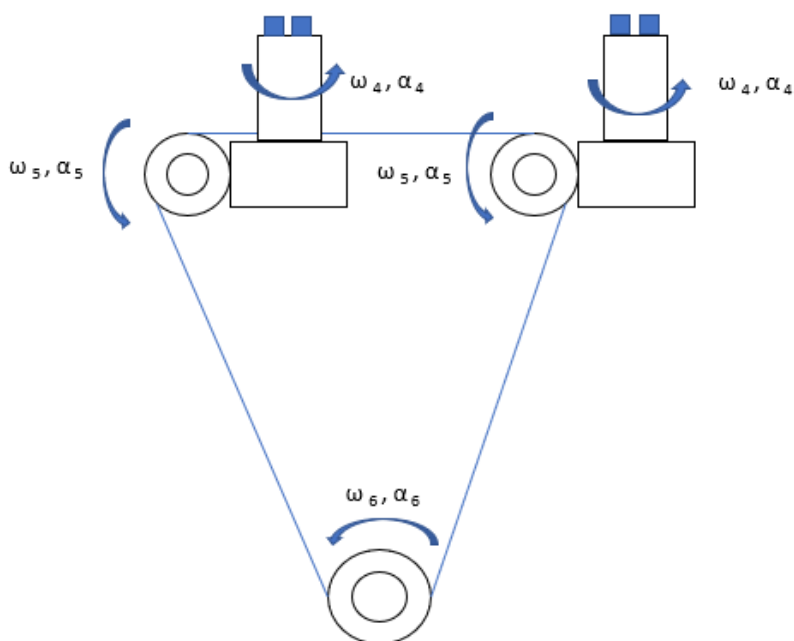
$$\underline{\underline{M = 2,5 \cdot 22,46N \cdot 16 \cdot 10^{-3}m = 0,898Nm \approx 0,90Nm}}$$

$$P = M \cdot \omega_3$$

$$\underline{\underline{P = 0,898Nm \cdot 20rad/s = 17,97W \approx 0,02kW}}$$

B Utregning av delsystem 2 - Rotasjonsmekanismen

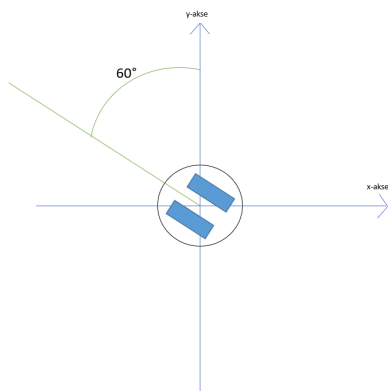
Figur B.1 illustrerer en forenkling av delsystem 2 - rotasjonsmekanismen.



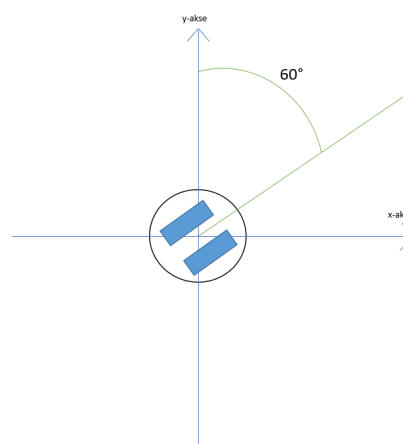
Figur B.1: Rotasjonsmekanisme - forenkling

Rotering av modulene vil skje i tidsrommet mellom pakkene, slik at kreftene fra pakken ikke vil påvirke mekanismen når modulene roterer. I motsetning til delsystem 1, så vil ikke motoren her gå med konstant fart. For å regne ut nødvendig dreiemoment og vinkelhastighet må en derfor regne ut nødvendig akselerasjon modulene må ha for å kunne fullføre rotasjonen sin i løpet av sitt tidsintervall.

Størst mulig rotasjon vil være når modulene beveger seg fra 60° mot venstre til 60° mot høyre, og motsatt, vist i figur B.2 og B.3.



Figur B.2: Modul - maks rotasjon mot venstre



Figur B.3: Modul - maks rotasjon mot høyre

Dermed vil maks rotasjon av mekanismen være:

$$\underline{\Delta\theta} = 60^\circ + 60^\circ = 120^\circ = 120^\circ \cdot \frac{\pi}{180} = \underline{\underline{\frac{2}{3}\pi}}$$

Figur B.4 viser plot av hastigheten for en elmotor som en funksjon av tiden.



Figur B.4: Modul - Plot av vinkelhastighetsforandring som funksjon av tiden

Mekanismen har en akselererings- og deakselereringsfase, som hver antas å være 25 prosent av den totale tiden:

$$\underline{t_{aks} = t_{deaks} = t \cdot 0,25 = 0,25s \cdot 0,25 = \underline{\underline{1/16s \approx 0,063s}}}$$

Integralet under fartsgrafen samsvarer med endring i strekning, vist ved likning 9. Maks rotasjonshastighet kan dermed regnes ut ved:

$$A = b \cdot h - 2 \cdot (0,5 \cdot b_1 \cdot h)$$

$$\Delta\theta = t \cdot \omega_4 - (t_{aks} \cdot \omega_4)$$

$$\frac{2}{3} \cdot \pi = 0,25s \cdot \omega_4 - (1/16s \cdot \omega_4)$$

$$\underline{\underline{\omega_4 = 11,17rad/s \approx 11,2rad/s}}$$

Nødvendig akselerasjon til modulene kan deretter regnes ut ved bruk av likning 10:

$$\alpha_{aks} = \frac{\omega_4 - \omega_{04}}{t_{aks}}$$

$$\underline{\alpha_{aks}} = \frac{11,2rad/s - 0}{1/16s} = 179,2rad/s^2 \approx \underline{180rad/s^2}$$

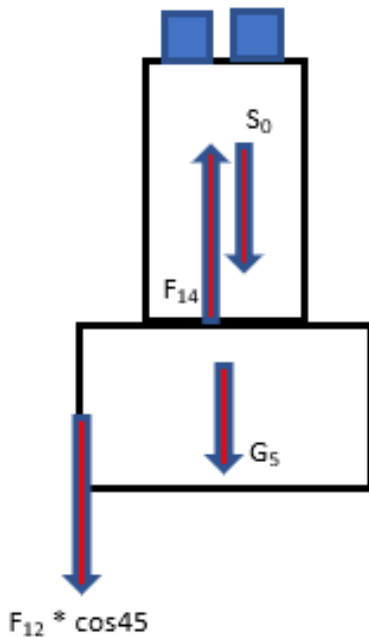
$$\alpha_{deaks} = \frac{\omega_{04} - \omega_4}{t_{deaks}}$$

$$\underline{\alpha_{deaks}} = \frac{0 - 11,2rad/s}{1/16s} = -179,2rad/s^2 \approx \underline{-180rad/s^2}$$

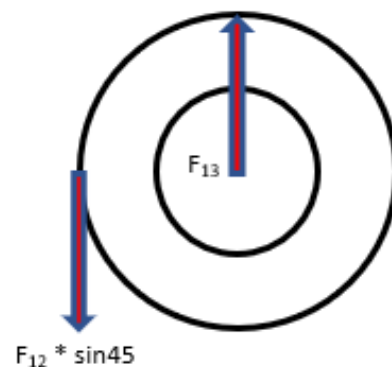
Videre deles rotasjonsmekanismen opp i FLD'er, vist i delkapittel B.1, B.2 og B.3. Videre utregninger vil gjøres for akselereringsfasen, men vil i prinsippet være lik ved deakselerering.

B.1 FLD - Modul

Figurene B.5 og B.6 viser FLD for modulene. Ved rotasjon blir modulene påvirket av to eksterne krefter (som stammer fra motoren og reimkraftem S_0), i tillegg til gravitasjonskraften og opplagringskreftene. Kraften F_{12} vil her ha to komponenter, grunnet bruk av 45 graders heliske tannhjul. Kraften S_0 vil her være reimkraften som virker på modulen når pakkene ikke befinner seg på mekanismen.

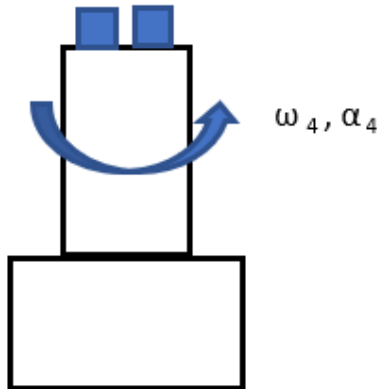


Figur B.5: FLD modul - Sett fra siden (xz-plan)

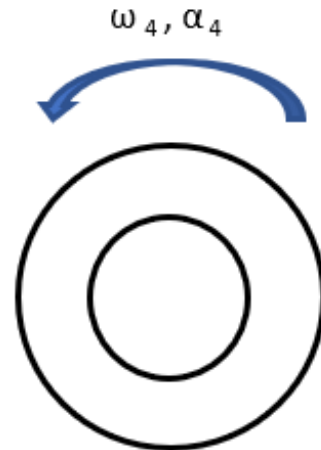


Figur B.6: FLD modul - Sett ovenifra (xy-plan)

Modulene vil ved rotasjon ikke ha konstant vinkelfart, hvor figur B.7 og B.8 illustrerer vinkelfart og vinkelakselerasjon for modulene ved kinetiske diagram.



Figur B.7: Modul - Kinetisk diagram (xz-plan)



Figur B.8: Modul - Kinetisk diagram (xy-plan)

Modulene blir akselerert av den eksterne kraften F_{12} fra motoren, slik at F_{12} kan regnes ut ved bruk av likning 6, visualisert på figur B.6. Kraften S_0 vil ikke bidra til akselerasjonen, da denne kraften ikke virker langs xy-planet. Her er $r_6 = 20,5\text{mm}$. Tregghetsmomentet til hele modulen leses av på SolidWorks, hvor $I = 57112,90\text{g} \cdot \text{mm}^2$.

$$F_{12} \cdot \sin(45) \cdot r_6 = I\alpha_4 = I\alpha_{aks}$$

$$F_{12} = \frac{I\alpha_{aks}}{\sin(45) \cdot r_6}$$

$$F_{12} = \frac{57112,90\text{g} \cdot \text{mm}^2 \cdot 180\text{rad}/\text{s}^2}{\sin(45) \cdot 20,5\text{mm}}$$

$$\underline{F_{12}} = \frac{57112,90 \cdot 10^{-9}\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 180\text{rad}/\text{s}^2}{\sin(45) \cdot 20,5 \cdot 10^{-3}\text{m}} = \underline{0,709\text{N} \approx 0,71\text{N}}$$

Videre brukes likning 2 for å regne ut opplagingskraften, F_{13} , i xy-planet, vist på figur B.6:

$$F_{13} - F_{12} \cdot \sin(45) = 0$$

$$F_{13} = F_{12} \cdot \sin(45)$$

$$\underline{F_{13}} = 0,709 \cdot \sin 45 = 0,501\text{N} \approx \underline{0,5\text{N}}$$

Til slutt kan opplagringskraften, F_{14} , i xz-planet utregnes ved bruk av likning 2, vist på figur B.5, hvor massen til hele modulen er 0,254kg:

$$F_{14} - F_{12} \cdot \cos(45) - G_5 - S_0 = 0$$

$$F_{14} = F_{12} \cdot \sin(45) + G_5 + S_0$$

$$\underline{F_{14}} = 0,709N \cdot \sin(45) + 0,254kg \cdot 9,81m/s^2 + (32,1N + 17,13N) = 52,22N \approx \underline{52N}$$

B.2 FLD - Rotasjonsaksling

Første steg i utregningen av rotasjonsakslingen blir å regne ut vinkelhastighet og vinkelakselerasjonen til rotasjonsakslingen, ved bruk av formel 10 og 16:

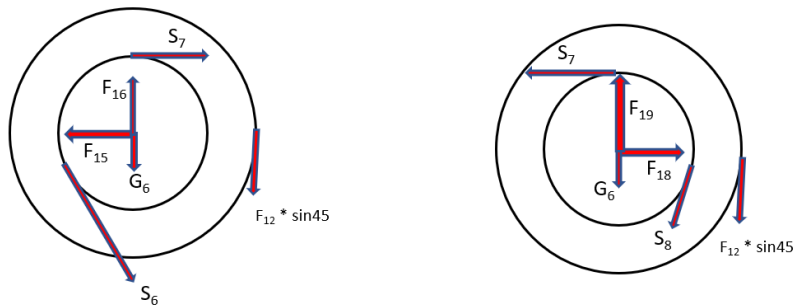
$$\frac{z_5}{z_4} = \frac{\omega_4}{\omega_5}$$

$$\underline{\omega_5} = 11,17rad/s \cdot \frac{26}{10} = 29,042rad/s \approx \underline{29rad/s}$$

$$\alpha_5 = \frac{\omega_5 - \omega_{05}}{t_{aks}}$$

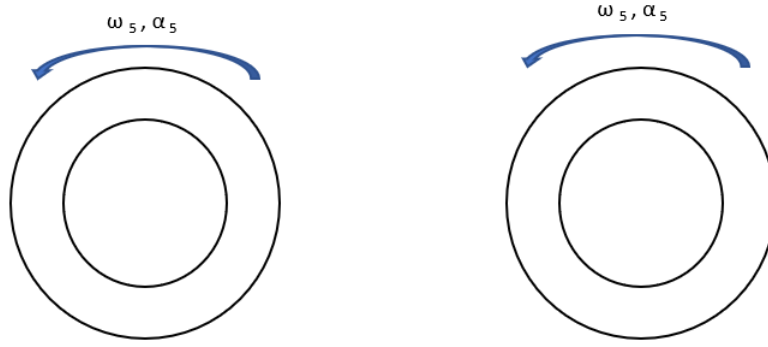
$$\underline{\alpha_5} = \frac{29rad/s - 0}{1/16s} = 464,67rad/s^2 \approx \underline{465rad/s^2}$$

Figur B.9 viser rotasjonsakslingene sett på tvers, med påvirkende krefter.



Figur B.9: FLD - Rotasjonsaksling

Rotasjonsakslingene vil ved rotasjon ikke ha konstant vinkelfart, hvor figur B.10 illustrerer vinkelfart og vinkelakselerasjon for rotasjonsakslingene ved et kinetiske diagram.



Figur B.10: Kinetisk diagram - Rotasjonsaksling

Starter med venstre aksling, for deretter å løse høyre aksling. Starter med å finne forholdet mellom reimkreftene ved bruk av likning 15, hvor friksjonskoeffisienten er 0,20 (Engineering-ToolBox, 2004) og omslutningsvinkelen er 120° ($2\pi/3$):

$$\frac{S_6}{S_7} = e^{0,20 \cdot \frac{2\pi}{3}} = 1,520 \approx 1,52$$

$$\underline{S_6 = 1,52 \cdot S_7}$$

Deretter kan verdi for S_6 og S_7 regnes ut ved bruk av likning 6, med $r_7 = 5mm$ og $r_8 = 7mm$. Da akslingen skal rotere 9 moduler hver, må $F_{12} \cdot \sin(45)$ multipliseres med 9. Treghetsmomentet leses av på SolidWorks, hvor $I = 5157,74g \cdot mm^2$:

$$S_6 \cdot r_7 - S_7 \cdot r_7 - 9 \cdot F_{12} \cdot \sin(45) \cdot r_8 = I\alpha_5$$

$$S_6 \cdot r_7 - \frac{S_6}{1,52} \cdot r_7 - 9 \cdot F_{12} \cdot \sin(45) \cdot r_8 = I\alpha_5$$

$$S_6 \cdot r_7 - \frac{S_6}{1,52} \cdot r_7 = I\alpha_5 + 9 \cdot F_{12} \cdot \sin(45) \cdot r_8$$

$$S_6 = \frac{38}{13 \cdot r_7} \cdot (I\alpha_5 + 9 \cdot F_{12} \cdot \sin(45) \cdot r_8)$$

$$\underline{S_6} = \frac{38}{13 \cdot 5mm} \cdot (5157,74g \cdot mm^2 \cdot 464,67rad/s^2 + 9 \cdot 0,71N \cdot \sin(45) \cdot 7mm)$$

$$S_6 = \frac{38}{13 \cdot 5 \cdot 10^{-3}} \cdot (5157,74 \cdot 10^{-9}kg \cdot m^2 \cdot 464,67rad/s^2 + 9 \cdot 0,71N \cdot \sin(45) \cdot 7 \cdot 10^{-3})$$

$$\underline{S_6 = 19,89N \approx 20N}$$

$$\underline{S_7} = \frac{S_6}{1,52} = \frac{19,89N}{1,52} = 13,09N \approx \underline{13,1N}$$

Videre kan opplagringskreftene, F_{15} og F_{16} , regnes ut ved bruk av likning 1 og 2, hvorav massen til drivakslingene er 0,615kg:

$$S_7 + S_6 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) - F_{15} = 0$$

$$F_{15} = S_7 + S_6 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right)$$

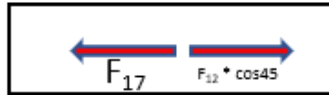
$$\underline{F_{15}} = 13,09N + 19,89N \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) = \underline{23,035N \approx 23N}$$

$$F_{16} - G_6 - S_6 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) - 9 \cdot F_{12} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{4}\right) = 0$$

$$F_{16} = G_6 + S_6 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) + 9 \cdot F_{12} \cdot \sin\left(\frac{\pi}{4}\right)$$

$$\underline{F_{16}} = 0,615kg \cdot 9,81m/s^2 + 19,89N \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) + 9 \cdot 0,71N \cdot \sin\left(\frac{\pi}{4}\right) = \underline{27,78N \approx 28N}$$

Det vil også oppstå opplagringskrefter i langsgående retning, vist på figur B.11.



Figur B.11: FLD - Rotasjonsaksling (langsgående retning)

Opplagringskraften, F_{17} , utregnes ved bruk av likning 1:

$$F_{17} - 9 \cdot F_{12} \cos\left(\frac{\pi}{4}\right) = 0$$

$$\underline{F_{17}} = 9 \cdot 0,71N \cdot \cos\left(\frac{\pi}{4}\right) = 4,52N \approx \underline{4,5N}$$

Opplagringskraften i langsgående retning vil være like for begge akslingene, da disse er uavhengige av reimkreftene.

Videre benyttes likning 6 for å regne ut reimkraften S_8 , vist til høyre i figur B.9, hvor også her $F_{12} \cdot \sin(45)$ multipliseres med 9. Trehetsmoment til akslingene leses av på SolidWorks, hvor $I_2 = 5157,74g \cdot mm^2$:

$$S_7 \cdot r_7 - S_8 \cdot r_7 - 9 \cdot F_{12} \cdot \sin(45) \cdot r_8 = I_2 \alpha_5$$

$$S_8 = \frac{S_7 \cdot r_7 - I_2 \alpha_5 - 9 \cdot F_{12} \cdot \sin(45) \cdot r_8}{r_7}$$

$$S_8 = \frac{13,09N \cdot 5mm - 5157,74g \cdot mm^2 \cdot 464,67rad/s^2 - 9 \cdot 0,71N \cdot \sin(\frac{\pi}{4}) \cdot 7mm}{5mm}$$

$$S_8 = \frac{13,09N \cdot 5 \cdot 10^{-3}m - 5157,74 \cdot 10^{-9}kg \cdot m^2 \cdot 464,67rad/s^2 - 9 \cdot 0,71N \cdot \sin(\frac{\pi}{4}) \cdot 7 \cdot 10^{-3}m}{5 \cdot 10^{-3}m}$$

$$\underline{S_8 = 6,285N \approx 6,3N}$$

Videre kan opplagringskreftene, F_{18} og F_{19} , til høyre rotasjonsaksling regnes ut ved bruk av likning 1 og 2:

$$F_{18} - S_7 - S_8 \cdot \sin(\frac{\pi}{6}) = 0$$

$$F_{18} = S_7 + S_8 \cdot \sin(\frac{\pi}{6})$$

$$\underline{F_{18} = 13,09N + 6,285N \cdot \sin(\frac{\pi}{6}) = 16,23N \approx 16N}$$

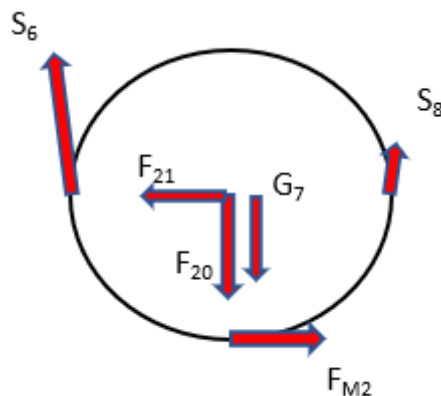
$$F_{19} - G_6 - S_8 \cdot \cos(\frac{\pi}{6}) - 9 \cdot F_{12} \cdot \sin(\frac{\pi}{4}) = 0$$

$$F_{19} = G_6 + S_8 \cdot \cos(\frac{\pi}{6}) + 9 \cdot F_{12} \cdot \sin(\frac{\pi}{4})$$

$$\underline{F_{19} = 0,615kg \cdot 9,81m/s^2 + 6,285N \cdot \cos(\frac{\pi}{6}) + 9 \cdot 0,71N \cdot \sin(\frac{\pi}{4}) = 15,99N \approx 16N}$$

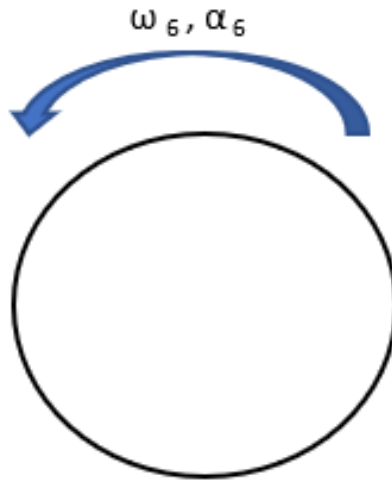
B.3 FLD - Motoraksling

Figur B.12 viser FLD for motorakslingen som driver rotasjonsmekanismen.



Figur B.12: FLD - Motoraksling

Motorakslingen vil ved rotasjon ikke ha konstant vinkelfart, hvor figur B.13 illustrerer vinkelfart og vinkelakselerasjon for motorakslingen ved et kinetiske diagram.



Figur B.13: Kinetisk diagram - Motoraksling

Første steg i utregningen av motorakslingen blir å regne ut vinkelakselerasjonen til rotasjonsakslingen, ved bruk av formlene 10 og 16, hvor $r_7 = 5\text{mm}$ og $r_9 = 16\text{mm}$. Reimen mellom rotasjonsakslingene og motoren vil være av typen flatreim, som vil si at det er forventet med et hastighetstap på 3-6 prosent. Vi kalkulerer dermed for 6 prosent hastighetstap:

$$\frac{\omega_5}{0,94 \cdot \omega_6} = \frac{r_9}{r_7}$$

$$\omega_6 = \frac{\omega_5 \cdot r_7}{0,94 \cdot r_9} = \frac{29,042\text{rad/s} \cdot 5 \cdot 10^{-3}\text{m}}{0,94 \cdot 16 \cdot 10^{-3}\text{m}} = \underline{9,65\text{rad/s} \approx 92\text{rpm}}$$

$$\alpha_6 = \frac{\omega_6 - \omega_{06}}{t_{aks}}$$

$$\alpha_6 = \frac{9,65\text{rad/s} - 0}{1/16\text{s}} = 154,4\text{rad/s}^2 \approx \underline{155\text{rad/s}^2}$$

Nødvendig kraft fra motoren kan regnes ut ved bruk av likning 6. Tregghetsmomentet og massen til motorakslingen leses av på SolidWorks, hvor $I_3 = 9,80\text{g} \cdot \text{mm}^2$ og masse lik $0,24\text{kg}$:

$$F_{M2} \cdot r_9 + S_8 \cdot r_9 - S_6 \cdot r_9 = I_3 \alpha_6$$

$$F_{M2} \cdot r_9 = S_6 \cdot r_9 - S_8 \cdot r_9 + I_3 \alpha_6$$

$$F_{M2} = S_6 - S_8 + \frac{I_3 \alpha_6}{r_9}$$

$$F_{M2} = 19,89\text{N} - 6,285\text{N} + \frac{9,80 \cdot 10^{-9}\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 154,4\text{rad/s}^2}{16 \cdot 10^{-3}\text{m}}$$

$$\underline{F_{M2} = 13,64\text{N} \approx 14\text{N}}$$

Videre kan opplagringskreftene, F_{20} og F_{11} , på motorakslingen regnes ut ved bruk av likning 1 og 2:

$$S_6 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) + S_8 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) - F_{20} - G_7 = 0$$

$$F_{20} = S_6 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) + S_8 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) - G_7$$

$$\underline{F_{20}} = 19,89N \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) + 6,285N \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) - 0,24kg \cdot 9,81m/s^2 = \underline{10,733N \approx 11N}$$

$$S_8 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) + F_{M2} - F_{21} - S_6 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) = 0$$

$$F_{21} = S_8 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) + F_{M2} - S_6 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right)$$

$$\underline{F_{21}} = 6,285N \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) + 13,60N - 19,89N \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) = \underline{1,818N \approx 1,8N}$$

Til slutt kan nødvendig dreiemoment og effekt på motoren beregnes ved bruk av likning 12 og 13. For at motoren skal håndtere belastningen greit inkluderes en sikkerhetsfaktor på 2,5:

$$M_2 = f_s \cdot F_{M2} \cdot r_9$$

$$\underline{M_2} = 2,5 \cdot 13,60N \cdot 16 \cdot 10^{-3}m = \underline{0,546Nm \approx 0,55Nm}$$

$$P_2 = M_2 \cdot \omega_6$$

$$\underline{P_2} = 0,546Nm \cdot 9,65rad/s = \underline{5,27W \approx 0,005kW}$$

C Utregning av lagerlevetid

Lagerberegningene gjøres på bakgrunn av utregnede opplagringskrefter gjort i Appendix A og B, da lagerene vil bistå til opplagring av spesifikke maskinkomponenter. Ved utregning av lagerlevetid er det bruk av verdier fra SKF for de respektive lagerene. I tilfellene hvor data ikke finnes for de nøyaktige dimensjonene, er det benyttet verdier for liknende lager.

C.1 Levetid for kulelager til rotasjonsmekanismen

Lageret brukt til opplagring av rotasjonsmekanismen har en indre diameter $d = 10mm$, med en ytre diameter $D = 15mm$. Tabeller brukt ved utregning hentes fra SKF (SKF, udatert-a). Utregning av opplagringskreftene kulelagrene skal håndtere ligger under vedlegg B.2.

Lagerene påkoblet rotasjonsmekanismen vil oppleve aksiale og radiale krefter, fordelt på 2 kulelagre. Den venstre akslingen, vist på figur B.9, vil oppleve større radiale krefter, slik at beregningene gjøres med tanke på denne. De radiale kreftene vil virke i to retninger, og komponeres sammen, slik at de radiale og aksielle krefter på hvert av de to lagrene beregnes til å være:

$$F_{1a} = \frac{F_{17}}{2} = \frac{4,52N}{2} = 2,26N$$
$$F_{1r_{maks}} = \frac{\sqrt{(F_{15})^2 + (F_{16})^2}}{2} = \frac{\sqrt{(23N)^2 + (28N)^2}}{2} = 18,12N \approx 18N$$

Rotasjonsakslingene vil ikke ha konstant vinkelhastighet, da disse akselereres og deakse-leres ved drift. Det blir derfor tatt utgangspunkt i maksimal vinkelhastighet:

$$\underline{n_1} = \omega_5 \cdot \frac{60}{2\pi} = 29rad/s \cdot \frac{60}{2\pi} = 276,93rpm \approx \underline{277rpm}$$

Tabellen i SKF gir (SKF, udatert-a):

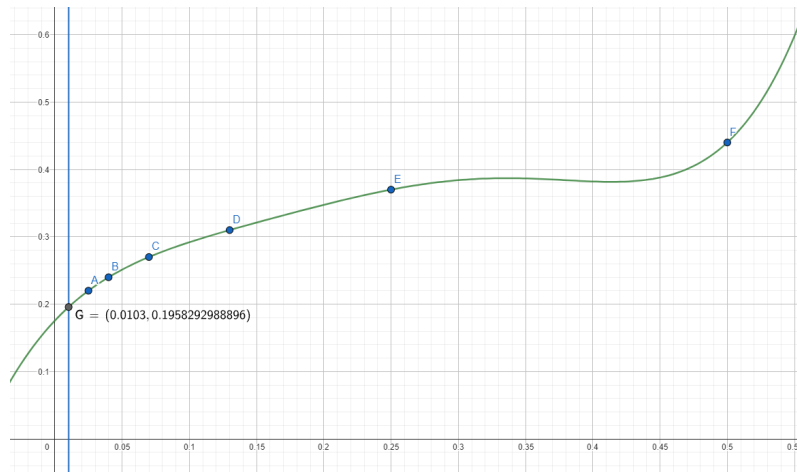
$$C1 = 0,488kN = 488N$$

$$C1_0 = 0,22kN = 220N$$

Videre brukes likning 21 for å regne ut forhold mellom aksielle krefter og statisk bæretall for lageret:

$$\frac{F_{1a}}{C1_0} = \frac{2,26N}{0,22kN} = 0,0103$$

Tabell vist i figur 36 inkluderer ikke så lave verdier som utregnet ovenfor. Det er derfor valgt å plote verdiene manuelt, og tilnærme en funksjon, for deretter å lese av funksjonsverdi for 0,0103 vist i figur C.1:



Figur C.1: Plot av funksjonen av forholdet mellom F_a/C_o og e . Her vil x-aksen representere F_a/C_o mens y-aksen representerer e

Avlesning av graf vist i figur C.1 gir $e \approx 0,20$

Regner deretter ut forholdet mellom aksial-/ radial belastning:

$$\frac{F1_a}{F1_{r_{maks}}} = \frac{2,26N}{18N} = 0,126$$

Da $F_a/F_r < e$ gjelder følgende likning 20 for ekvivalent dynamisk last:

$$P1 = F1_{r_{maks}}$$

Levetiden til lageret kan dermed regnes ut ved bruk av likning 17 og 18:

$$L1_{10} = (C1/P1)^p$$

$$L1_{10} = \left(\frac{488N}{18N}\right)^3 = 19927 \quad [\text{millioner omdreininger}]$$

$$L1_{10h} = \frac{10^6 \cdot L1_{10}}{60 \cdot n_1}$$

$$\underline{\underline{L1_{10h}}} = \frac{10^6 \cdot 19927}{60 \cdot 277} = \underline{\underline{1198977}} \quad [\text{driftstimer}]$$

C.2 Levetid for kulelager til drivmekanismen

Lageret brukt til opplagring av drivmekanismen har en indre diameter $d = 20mm$, med en ytre diameter $D = 27mm$. Tabeller brukt ved utregning hentes fra SKF (SKF, udatert-b). Utregning av opplagringskreftene kulelagrene skal håndtere ligger under vedlegg A.3.

Lagerene påkoblet drivmekanismen vil kun oppleve radiale krefter, fordelt på de 2 kulelagre. Den høyre drivakslingen, vist på figur A.5, vil oppleve høyest belastning, slik at beregningene gjøres med tanke på denne. De radiale kreftene som virker på de to kulelagrene beregnes til å være:

$$\underline{F_2} = \frac{\sqrt{(F_8)^2 + (F_9)^2}}{2} = \frac{\sqrt{(54N)^2 + (415N)^2}}{2} = 209,25N \approx \underline{209N}$$

Rotasjonshastigheten vil her være konstant på:

$$\underline{n_2} = \omega_2 \cdot \frac{60}{2\pi} = 40rad/s \cdot \frac{60}{2\pi} = 381,97rpm \approx \underline{382rpm}$$

Tabellen i SKF gir (SKF, udatert-b):

$$C_2 = 0,585kN = 585N$$

$$C_{2_0} = 0,39kN = 390N$$

Levetiden til lageret kan dermed regnes ut ved bruk av likning 17 og 18:

$$L_{2_{10}} = (C_2/P_2)^p = (C_2/F_2)^p$$

$$L_{2_{10}} = \left(\frac{585N}{209,25N}\right)^3 = 21,85 \quad [millioner omdreininger]$$

$$L_{2_{10h}} = \frac{10^6 \cdot L_{2_{10}}}{60 \cdot n_2}$$

$$\underline{\underline{L_{2_{10h}}} = \frac{10^6 \cdot 21,85}{60 \cdot 382} = \underline{\underline{953}} \quad [driftstimer]}$$

C.3 Levetid for lager brukt i modul

Lageret brukt i design av konsept er et konisk formet lager med en indre diameter $d = 25mm$, med en ytre diameter $D = 42mm$. Tabeller brukt ved utregning hentes fra SKF (SKF, udatert-c). Utregning av opplagringskreftene kulelagrene skal håndtere ligger under vedlegg B.1, da modulen kun vil rotere mellom pakkene.

Lagerene påkoblet modulene vil oppleve aksiale og radiale krefter. De radiale og aksielle kreftene vil da bli:

$$\underline{F3_a} = F_{14} = \underline{52N}$$

$$\underline{F3_r} = F_{13} = \underline{0,5N}$$

Rotasjonsakslingene vil ikke ha konstant vinkelhastighet, da disse akselereres og deakse-lereres ved drift. Det blir derfor tatt utgangspunkt i maksimal vinkelhastighet:

$$\underline{n_3} = \omega_4 \cdot \frac{60}{2\pi} = 11,17rad/s \cdot \frac{60}{2\pi} = 111,82rpm \approx \underline{112rpm}$$

Tabellen i SKF gir (SKF, udatert-c):

$$C3 = 33,2kN = 33200N$$

$$C3_0 = 32,5kN = 325000N$$

$$e3 = 0,43$$

$$Y3 = 1,4$$

Bruker likning 19 for å beregne ekvivalen dynamisk lagerlast:

$$P3 = X3 \cdot F3_r + Y3 \cdot F3_a$$

$$\underline{P3} = 1 \cdot 0,5N + 1,4 \cdot 52N = \underline{73,3N}$$

Levetiden til lageret kan dermed regnes ut ved bruk av likning 17 og 18:

$$L3_{10} = (C3/P3)^p$$

$$L3_{10} = \left(\frac{33200N}{73,3N}\right)^{10/3} = 713587165,4 \quad [millioner omdreininger]$$

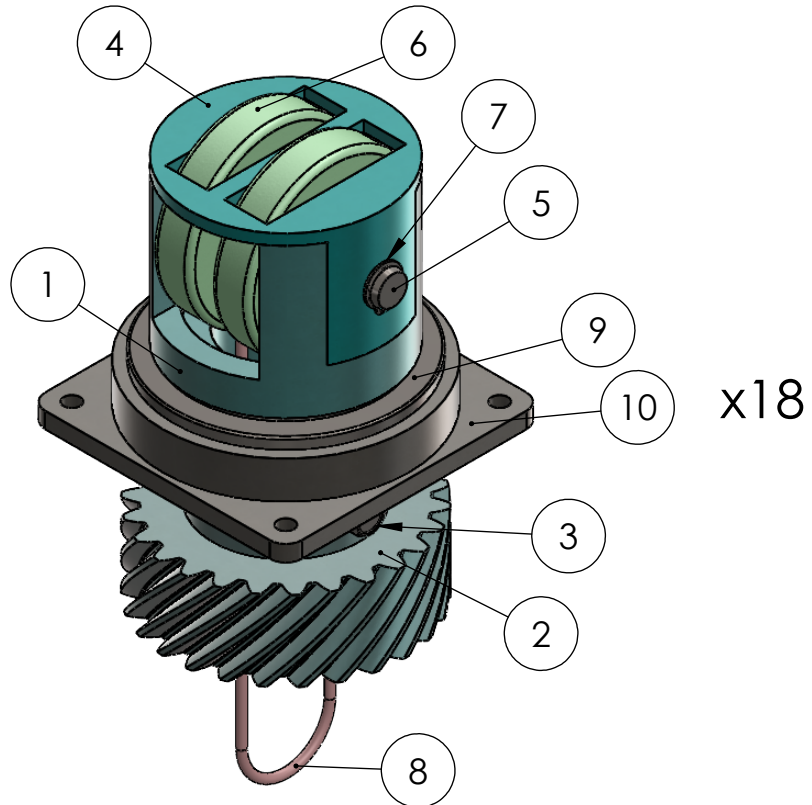
$$L3_{10h} = \frac{10^6 \cdot L3_{10}}{60 \cdot n_3}$$

$$\underline{\underline{L3_{10h}}} = \frac{10^6 \cdot 713587165,4}{60 \cdot 112} = \underline{\underline{1,06 \cdot 10^{11}}} \quad [driftstimer]$$


D Maskintegninger

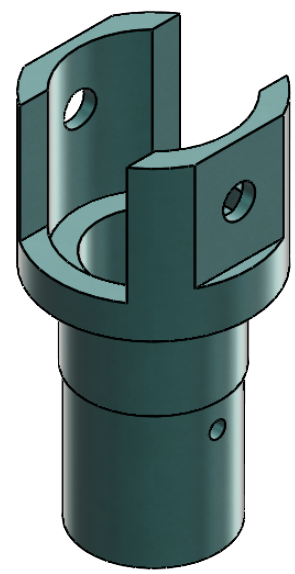
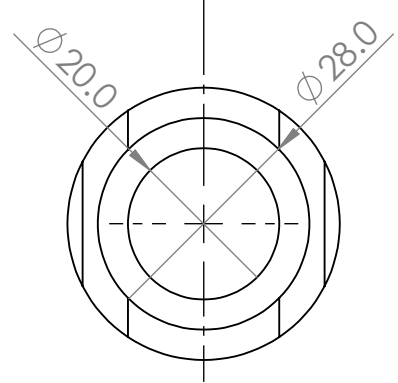
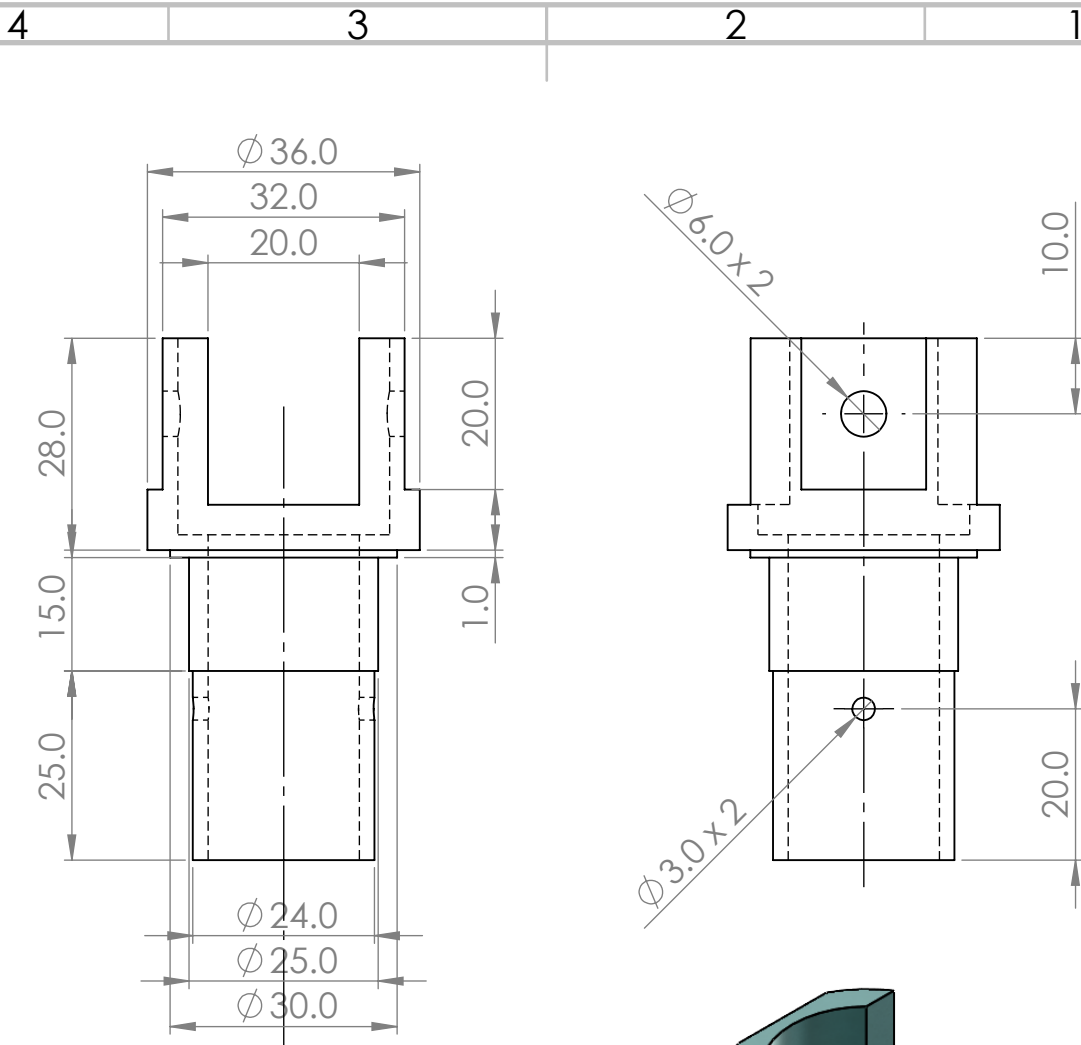
Tabell D.1: Oversikt over maskintegninger for utkastermekanismen


Maskintegninger		
Tegningens navn	Tegningens nummer	Sidetall
Modul Sammenstilling	1	87
Modulkropp	2	88
Moduldeksel	3	89
Hjul	4	90
Modulflens	5	91
Rotasjonsmekanisme	6	92
Rotasjonsaksling	7	93
Rotasjonsakslingflens	8	94
Drivmekanisme	9	95
Drivaksling	10	96
Drivakslingflens	11	97
Toppkasse	12	98
Bunnplate	13	99
Topplate	14	100



ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	Modulkropp		1
2	ISO - RH Helical gear 1.125M 20T 45HA 20PA 30FW --- 10B10H40L10.0N	Helisk tannhjul	1
3	B18.6.7M - M3 x 0.5 x 4 Indented HHMS -- 4N	Skrue	2
4	Moduldeksel		1
5	BS EN ISO 8734 - 6 x 40 - A - St	Tapp	1
6	Hjul		1
7	B27.7M - 3AM1-6	Festing	2
8	Drivstrikk		1
9	AFBMA 19.1.2 - J2BD025 - 22,SI,NC,22	Konisk rullelager	1
10	Modulflens		1

DESIGNER: Mikael Bertheussen	MATERIAL:	DATE: 04.05.2023
	PART NAME: Modul sammenstilling	
	SYSTEM: Utkastermekanisme	
SCALE:1:1	SHEET 1 OF 5	



DESIGNER: Mikael Bertheussen	MATERIAL: Legert stål	DATE: 04.05.2023
	PART NAME: Modulkropp	
	SYSTEM: Utkastermekanisme	
SCALE:1:1	SHEET 2 OF 5	

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

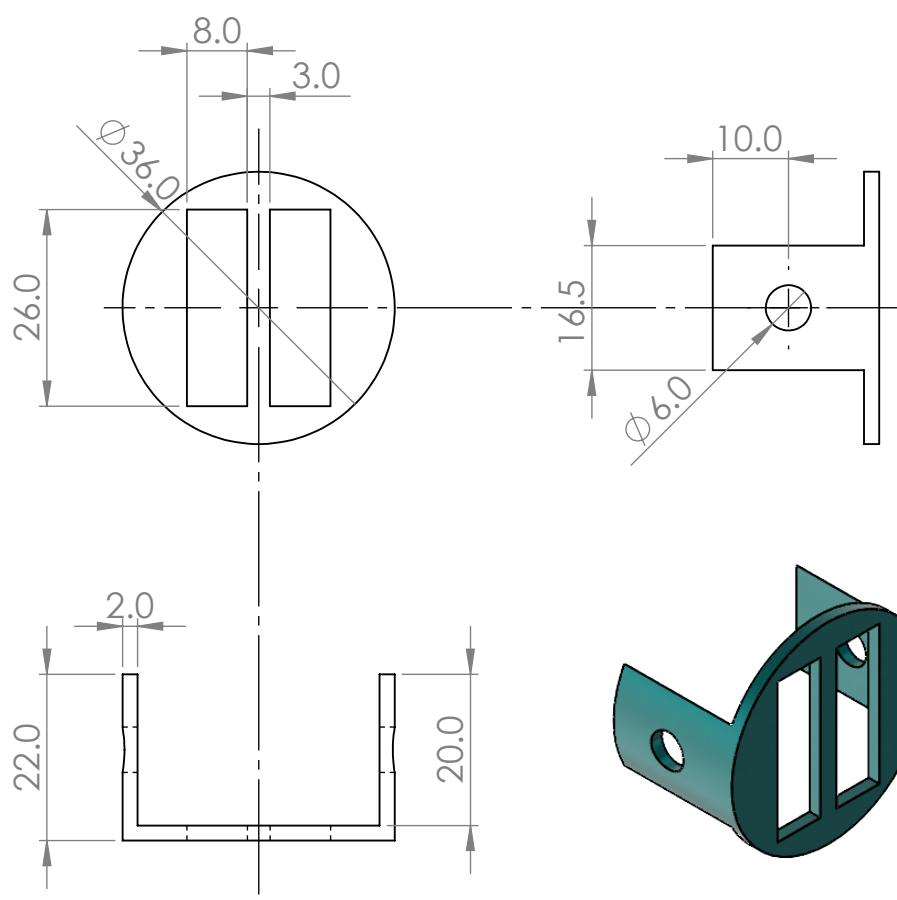
C


B

B

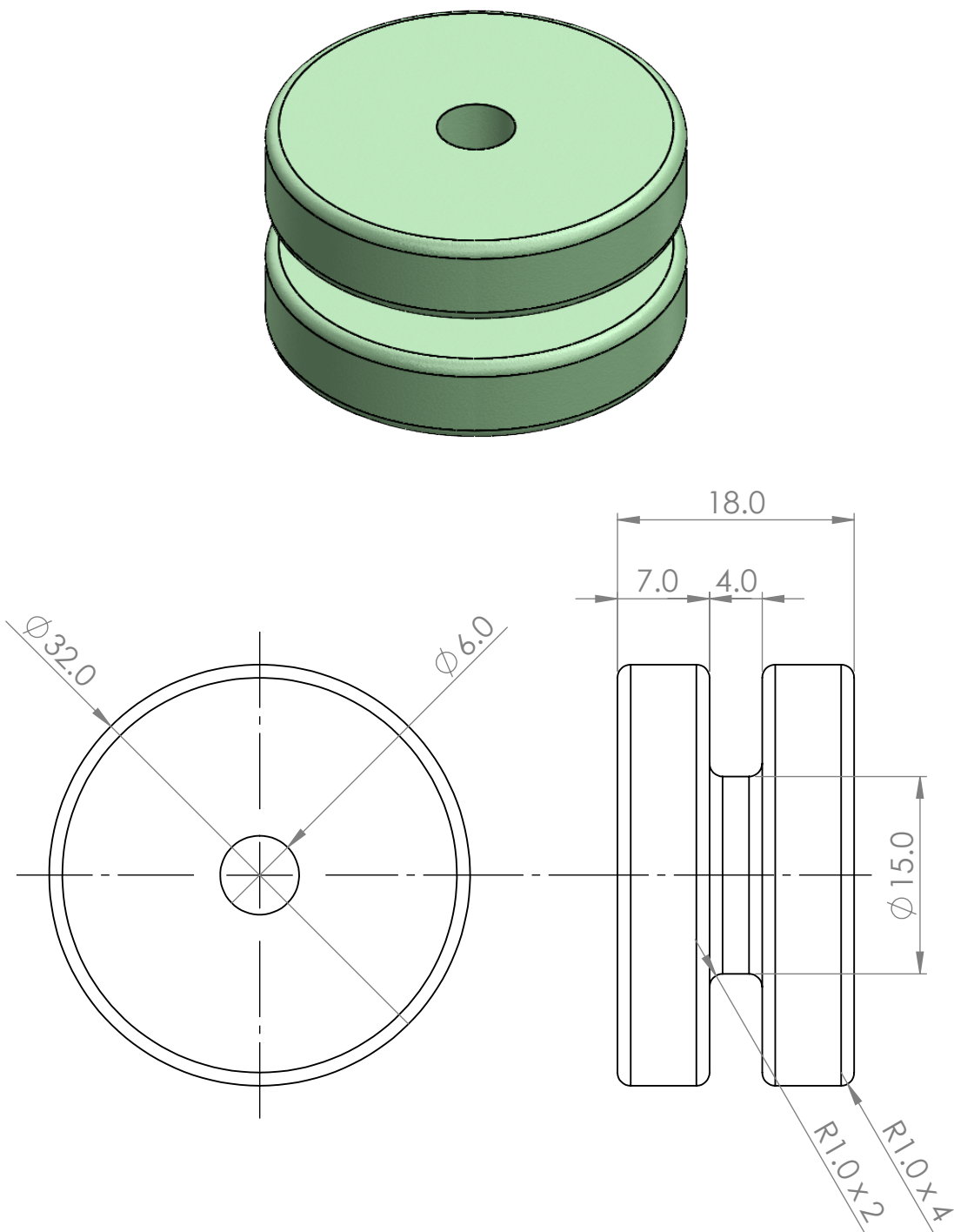
A


A

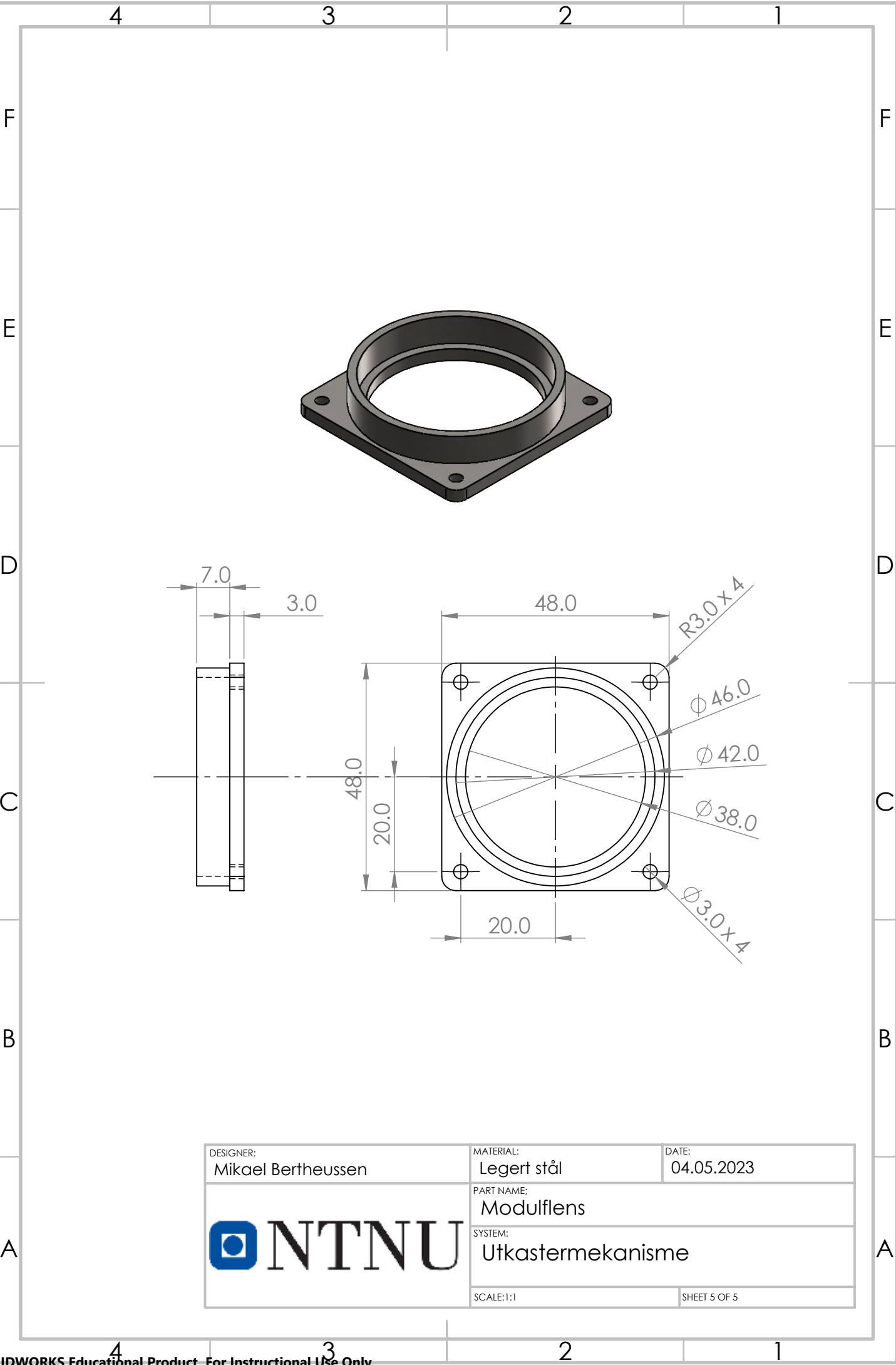



DESIGNER: Mikael Bertheussen	MATERIAL: Legert stål	DATE: 04.05.2023
 NTNU	PART NAME: Moduldeksel	
	SYSTEM: Utkastermekanisme	
SCALE:1:1		SHEET 3 OF 5

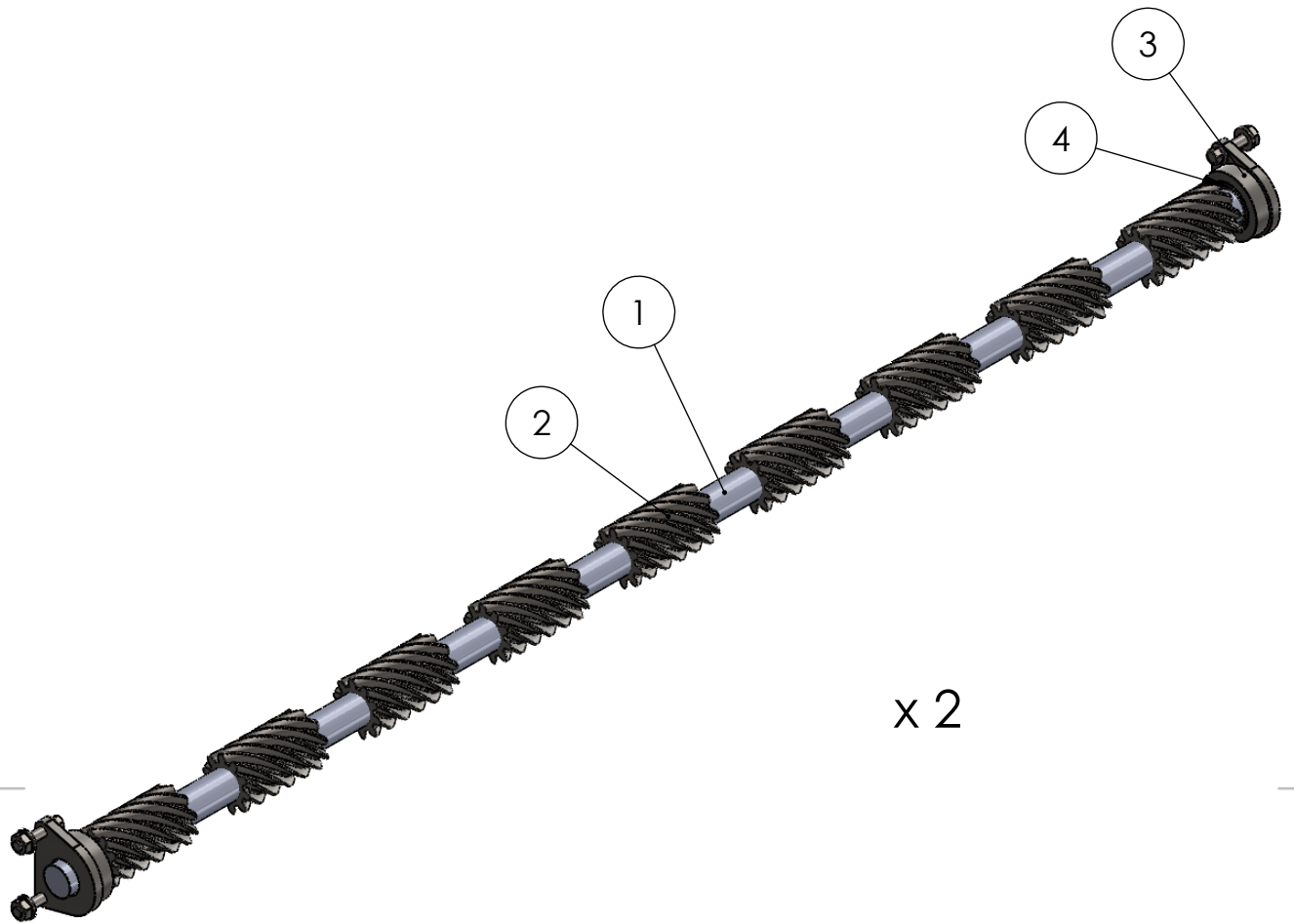
4 3 2 1




DESIGNER: Mikael Bertheussen	MATERIAL: Nylon 101	DATE: 04.05.2023
	PART NAME: Hjul	
	SYSTEM: Utkastermekanisme	
SCALE:2:1	SHEET 4 OF 5	

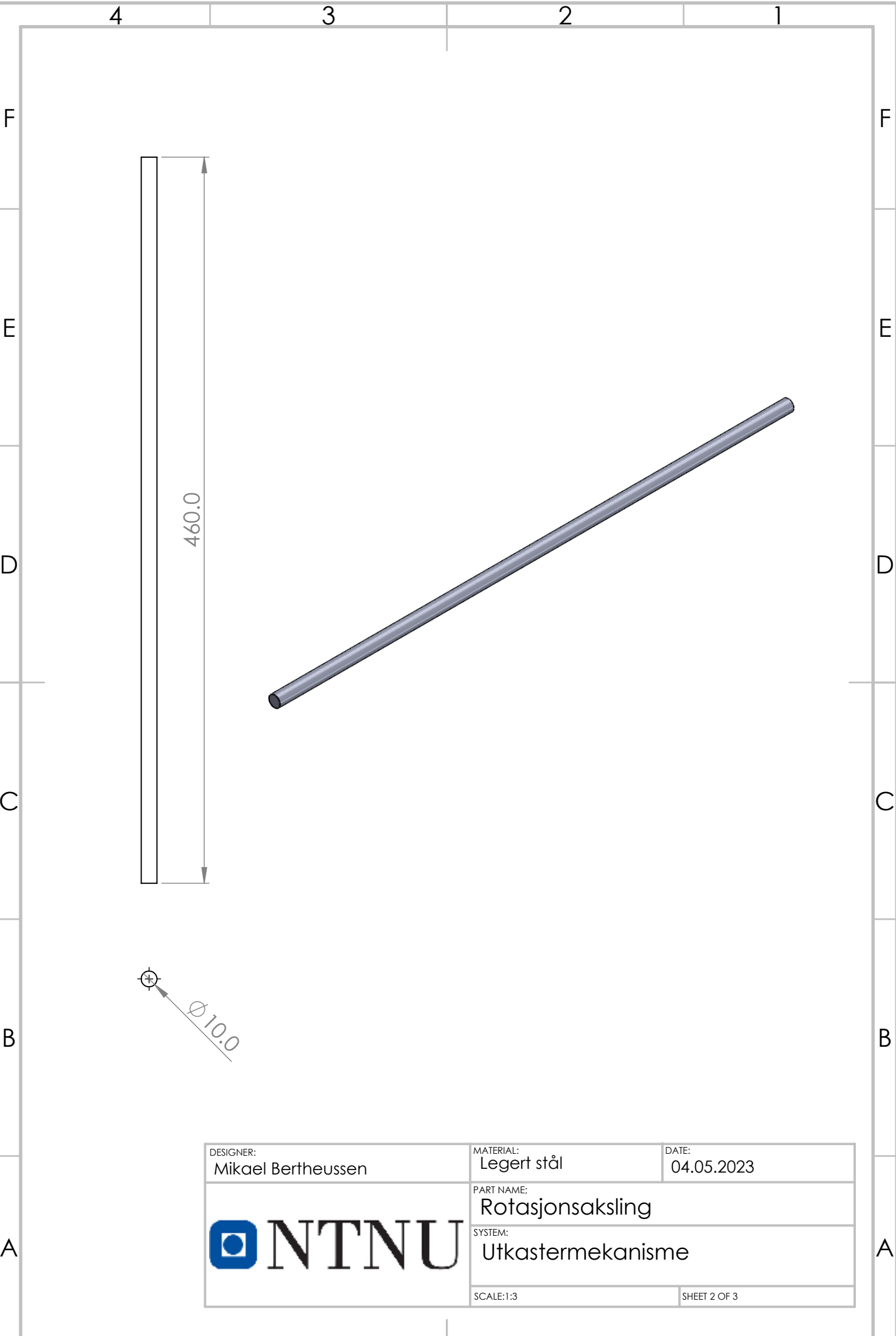



DESIGNER: Mikael Bertheussen	MATERIAL: Legert stål	DATE: 04.05.2023
	PART NAME: Modulflens	
	SYSTEM: Utkastermekanisme	
SCALE:1:1		SHEET 5 OF 5

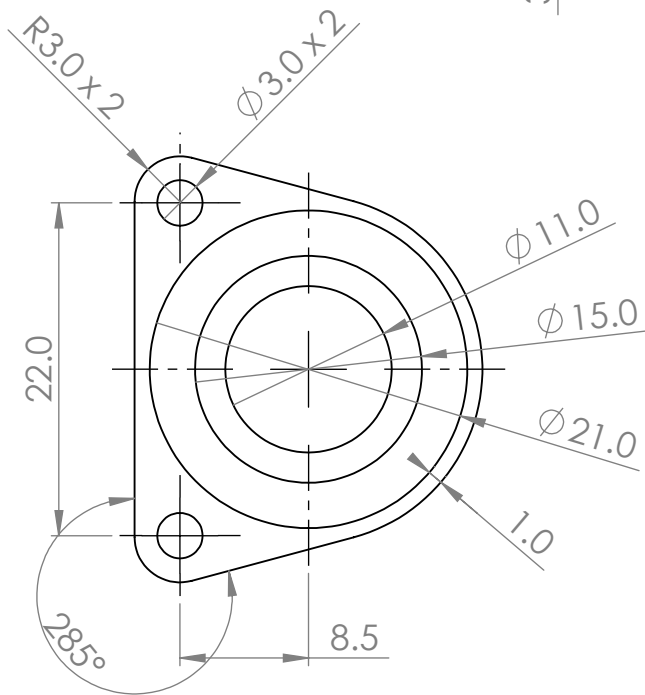
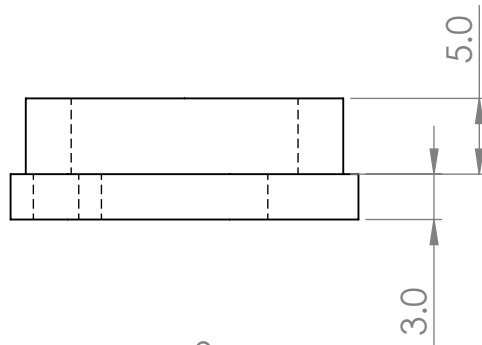
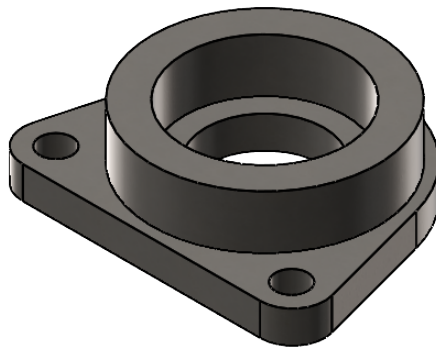



ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	Rotasjonsaksling		1
2	ISO - RH Helical gear 1.125M 10T 45HA 20PA 30FW --- 10B10H40L10.0N	Helisk tannhjul	9
3	Rotasjonsakslingflens		2
4	AFBMA 20.1 - 37-10 - 20,SI,NC,20_68	Kulelager	2

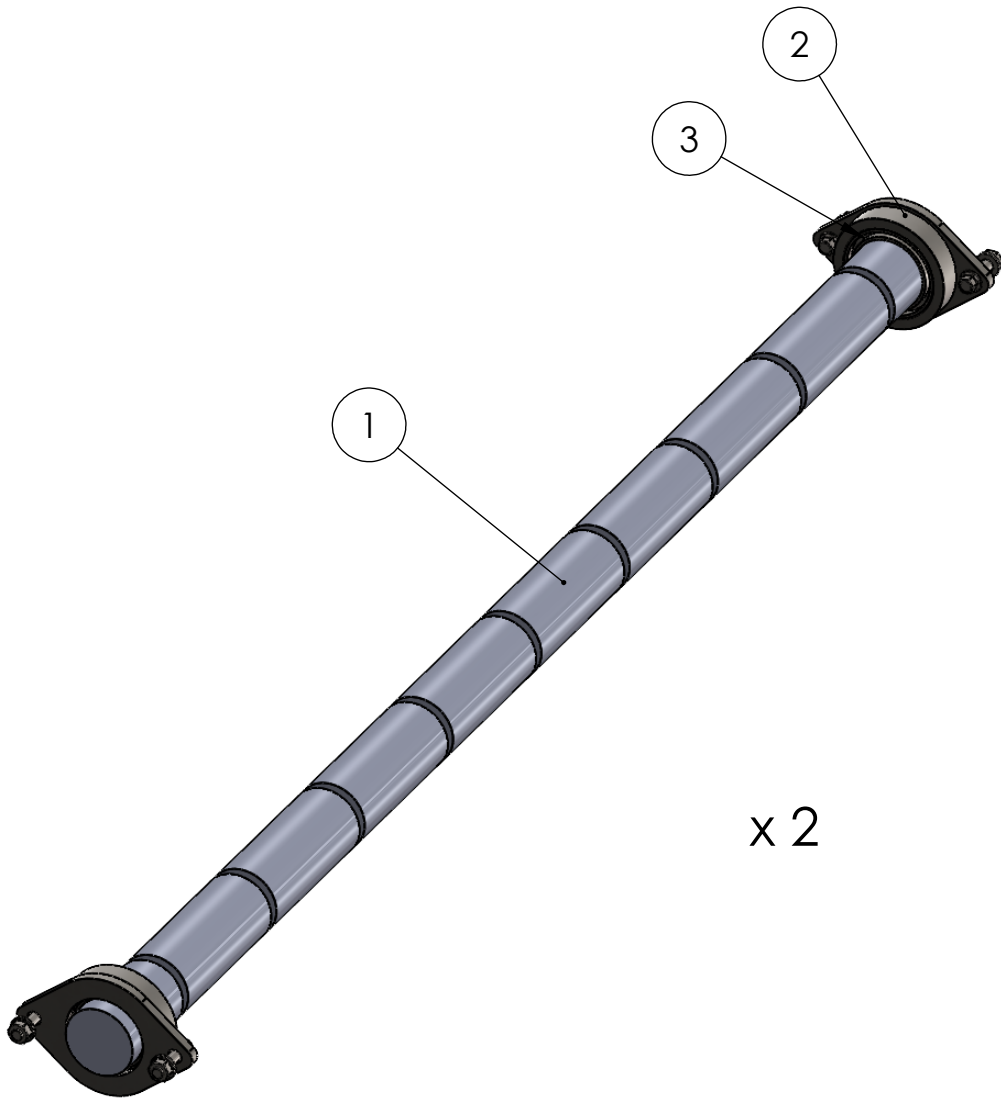
DESIGNER: Mikael Bertheussen	MATERIAL:	DATE: 04.05.2023
	PART NAME: Rotasjonsmekanisme	
	SYSTEM: Utkastermekanisme	
SCALE:1:2	SHEET 1 OF 3	




DESIGNER: Mikael Bertheussen	MATERIAL: Legert stål	DATE: 04.05.2023
	PART NAME: Rotasjonsaksling	
	SYSTEM: Utkastermekanisme	
SCALE:1:3	SHEET 2 OF 3	

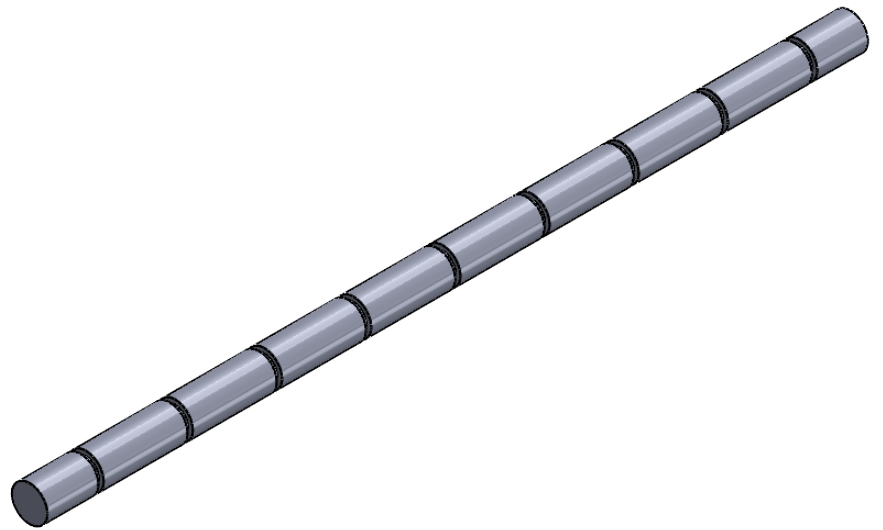
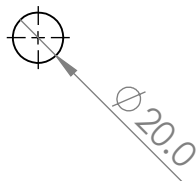
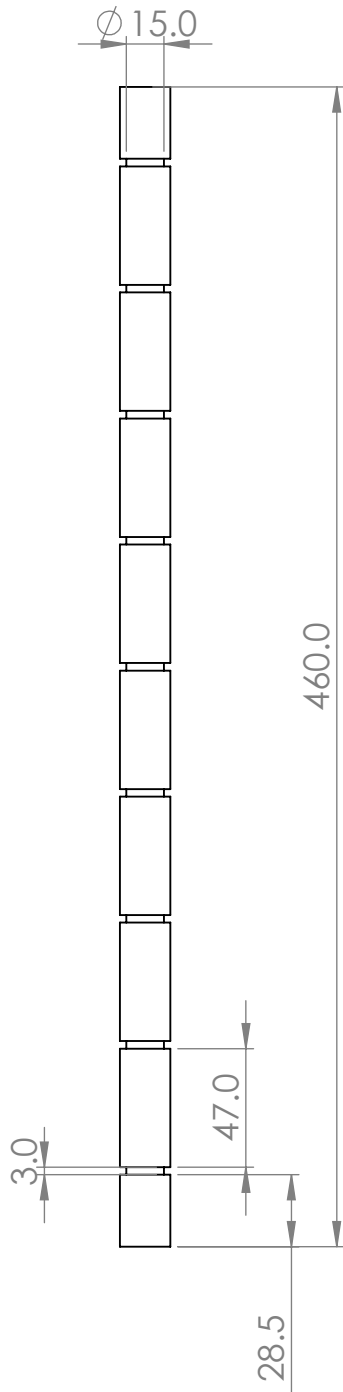



DESIGNER: Mikael Bertheussen	MATERIAL: Legert stål	DATE: 04.05.2023
 NTNU	PART NAME: Rotasjonsakslingflens	
	SYSTEM: Utkastermekanisme	
SCALE:2:1		SHEET 3 OF 3



ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	Aksling drivende		1
2	Rotasjonsakslingflens		2
3	AFBMA 20.1 - 47-20 - 28,SI,NC,28_68	Kulelager	2

DESIGNER: Mikael Bertheussen	MATERIAL:	DATE: 04.05.2023
	PART NAME: Drivmekanisme	
	SYSTEM: Utkastermekanisme	
SCALE:1:2	SHEET 1 OF 3	



DESIGNER: Mikael Bertheussen	MATERIAL: Legert stål	DATE: 04.05.2023
 NTNU	PART NAME: Drivaksling	
	SYSTEM: Utkastermekanisme	
SCALE:1:3	SHEET 2 OF 3	

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

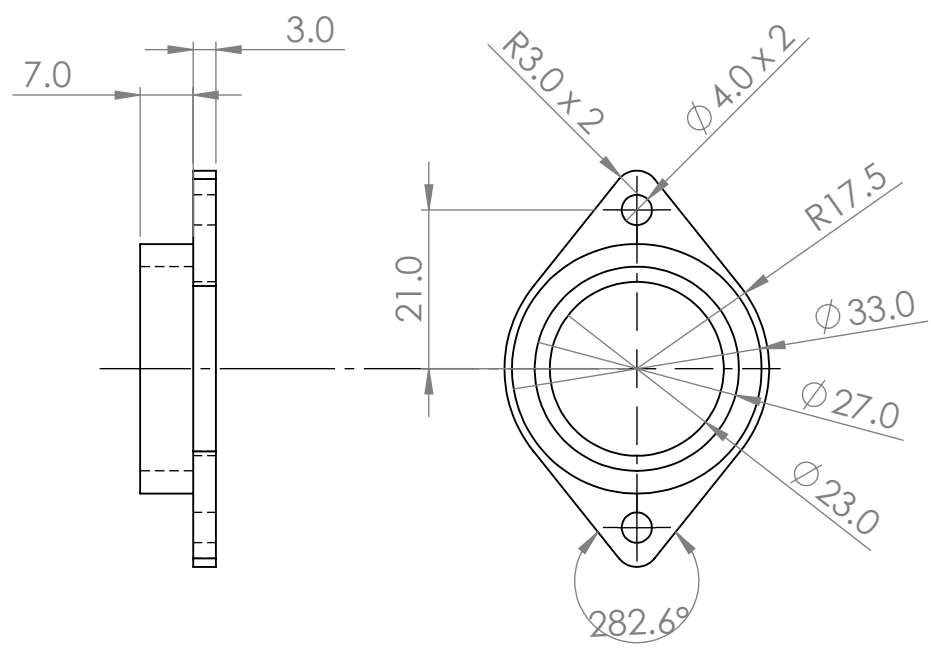
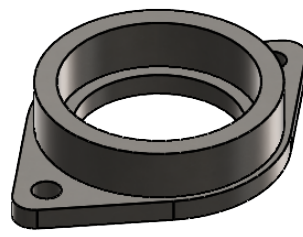
C


B

B

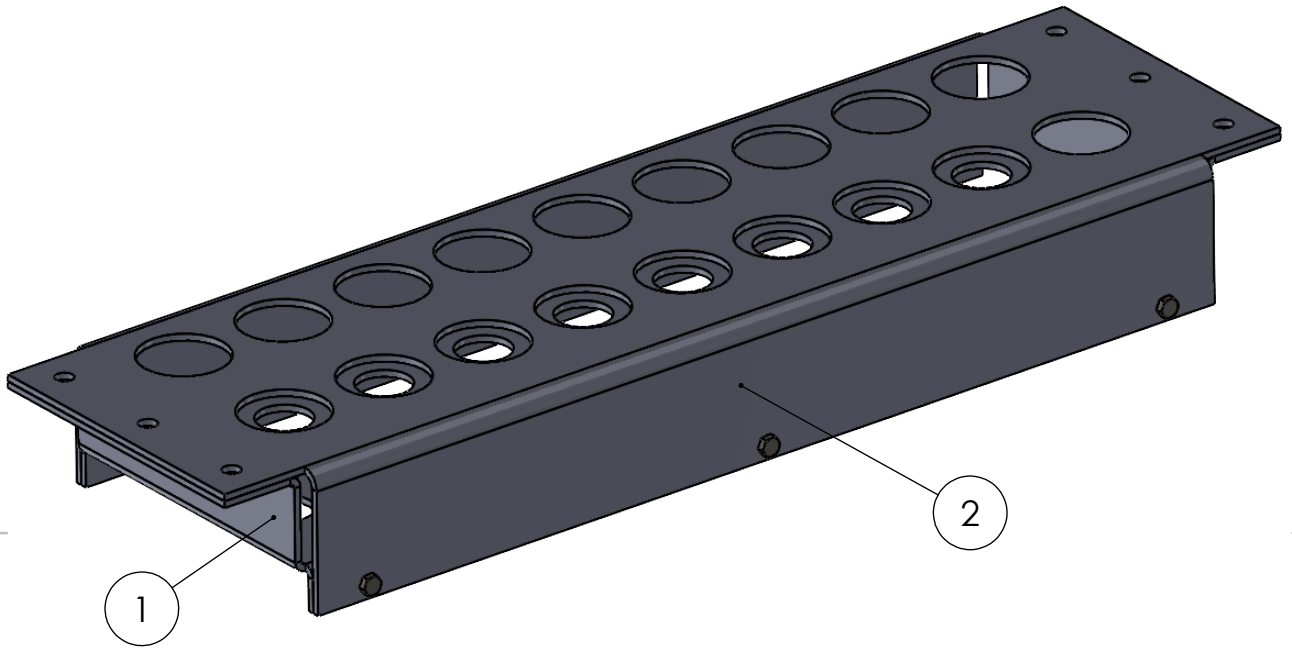
A

A




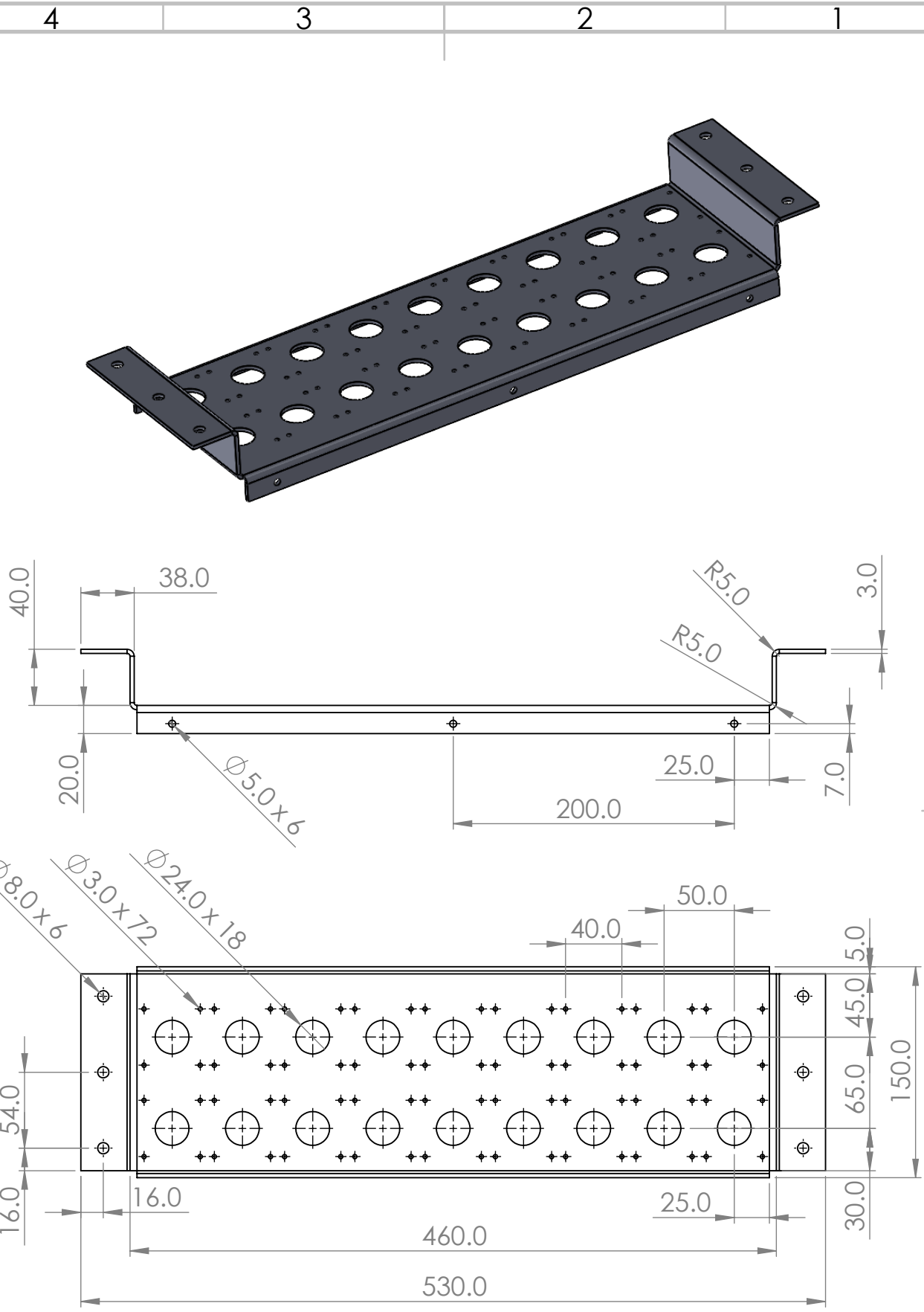
DESIGNER: Mikael Bertheussen	MATERIAL: Legert stål	DATE: 04.05.2023
	PART NAME: Drivakslingflens	
	SYSTEM: Utkastermekanisme	
SCALE:1:1		SHEET 3 OF 3

4 3 2 1



ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	Bunnplate		1
2	Topplate		1

DESIGNER: Mikael Bertheussen	MATERIAL: AISI 316	DATE: 04.05.2023
		PART NAME: Toppkasse
		SYSTEM: Utkastermekanisme
SCALE 1:3		SHEET 1 OF 3



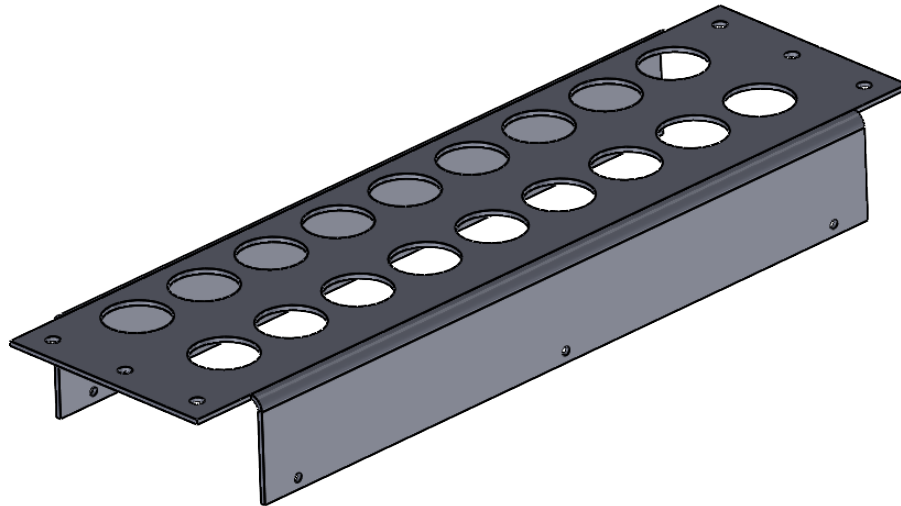
DESIGNER: Mikael Bertheussen	MATERIAL: AISI 316	DATE: 04.05.2023
PART NAME: Bunnplate		
SYSTEM: Utkastermekanisme		
SCALE:1:4		SHEET 2 OF 3



4 3 2 1

F

F

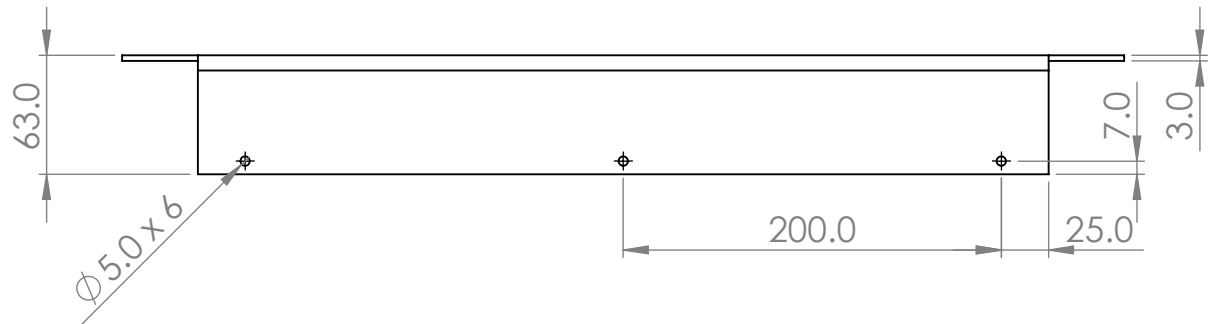


E

E

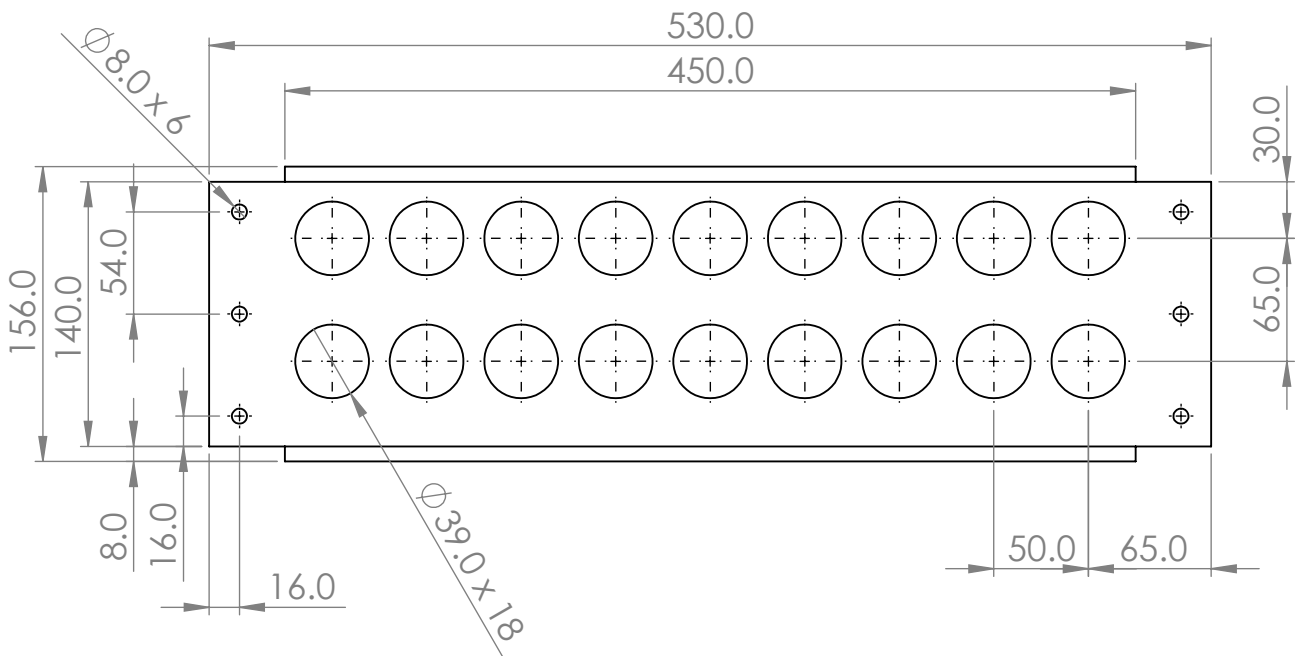
D

D



C

C



B

B

A

A

DESIGNER: Mikael Bertheussen	MATERIAL: AISI 316	DATE: 04.05.2023
PART NAME: Topplate		
SYSTEM: Utkastermekanisme		
SCALE:1:4		SHEET 3 OF 3

4 3 2 1

