

Marina Hole
Daniel Sandaas
Ole Adrian Vaaland

Utforming av spoleapparat for forspenning av ståltau på vinsj

Design of Device for Spooling a Winch with Back
Tension

Bacheloroppgave i BIMASKIN
Veileder: Sigmund Arntsønn Tronvoll, NTNU
Medveileder: Lars Walle, Axess Technologies AS
Mai 2023

Marina Hole
Daniel Sandaas
Ole Adrian Vaaland

Utforming av spoleapparat for forspenning av ståltau på vinsj

Design of Device for Spooling a Winch with Back
Tension

Bacheloroppgave i BIMASKIN
Veileder: Sigmund Arntsønn Tronvoll, NTNU
Medveileder: Lars Walle, Axess Technologies AS
Mai 2023

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



Kunnskap for en bedre verden

Tittel Utforming av spoleapparat for forspenning av ståltau på vinsj	Prosjektnr. MTP-K-2023-09
Title Design of Device for Spooling a Winch with Back Tension	
Forfattere: Marina Hole Daniel Sandaas Ole Adrian Vaaland	Dato for levering: 22.05.23 Gradering Åpen / Lukket Åpen
Studium: Maskiningeniør, BIMASKIN	
Studieretning: Maskinkonstruksjon	
Veileder internt: Sigmund Arntsønn Tronvoll	
Oppdragsgiver: Axess Technologies AS	
Oppdragsgivers kontaktperson: Lars Walle	
Sammendrag: Prosjektgruppen har designet et spoleapparat som tillater at en vinsj kan spoles med forspenning i ståltauet. Dette reduserer risikoen for at ståltauet kan grave seg ned i underliggende lag på vinsjen når den er i drift og trekker tungt. Enderesultatet er et konseptuelt design av spoleapparatet og er et godt utgangspunkt for videre utvikling. Denne oppgaven er gitt av Axess Technologies AS. Abstract: The group has designed a device that allows a winch to be spooled with back tension. This reduces the risk of the wire rope digging into underlying layers of rope when the winch is heavily loaded. The result is a conceptual design of the device and serves as a good starting point for further development of the device. The task was assigned to the group by Axess Technologies AS.	
Stikkord: Spoleapparat Forspenning Modellering Konseptuelt design	Keywords: Spooling Device Back Tension Modeling Conceptual design

Forord

Denne oppgaven fungerer som avsluttende bacheloroppgave for tre studenter ved Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet i Trondheim. Oppgaven markerer avslutningen på studentenes bachelorutdanning ved Institutt for maskinteknikk og produksjon. Bacheloroppgaven er skrevet våren 2023 og omfatter 20 studiepoeng.

Bacheloroppgaven er gitt av Axess Technologies AS i Molde og tar utgangspunkt i en utfordring som er relevant for dem. Oppgaven omhandler utvikling av et spoleapparat som skal brukes til å forspenne et ståltau på en vinsj.

Prosjektet har vært svært lærerikt og har vært med på å utfordre studentene på flere områder. Gruppen har tilegnet seg mye ny kunnskap både når det gjelder å utvikle et produkt fra bunnen av og det å samarbeide mot et felles mål.

Gruppen ønsker å rette en takk til veileder Sigmund Arntsønn Tronvoll ved NTNU og Lars Walle ved Axess Technologies AS for et godt samarbeid og verdifulle innspill under prosjektperioden.

Marina Hole

Marina Hole

Daniel Sandaas

Daniel Sandaas

Ole Adrian Vaaland

Ole Adrian Vaaland

Sammendrag

Målet med dette prosjektet har vært å utvikle et apparat som kan brukes til å spole et ståltau over på en vinsj med tilstrekkelig forspenningskraft. Dette reduserer risikoen for at ståltauet graver seg ned i underliggende lag av tau når vinsjen er i bruk og trekker tungt. Oppgaven er gitt til gruppen av Axess Technologies AS på forespørsel etter at en av gruppemedlemmene hadde sommerjobb der sommeren 2022. Bedriften ønsket seg et spoleapparat som kunne løse dette problemet og som i tillegg kunne benyttes til flere ulike typer spoleoperasjoner.

I tillegg til å designe, beregne og modellere dette spoleapparatet, har gruppen også gjennomgått flere ulike konsepter for å forsikre seg om at den endelige løsningen faktisk var den mest egnede. For å kunne jobbe systematisk har gruppen benyttet seg av to teoretiske fremgangsmetoder for konseptutvikling. Dette har vært viktige hjelpemidler for å holde prosessen ryddig og for å kunne jobbe skjematisk gjennom hele prosjektet. Gruppen har også måtte gjøre seg kjent med relevante standarder samt lære seg å bruke disse riktig.

Arbeidet startet med å begrense oppgaven og sette et tydelig mål for resultat. Dette var viktig med tanke på at oppgaven skulle la seg utføre på den gitte tidsperioden. Videre ble problemdefineringsvektlagt for å virkelig forstå omfanget og for å kunne sette tydelige rammer og kriterier for hva gruppen faktisk skulle produsere. Denne fasen gikk over i en konseptutviklingsfase der de aktuelle konseptene ble utformet ved bruk av kriteriene som ble satt under problemdefineringsvekt. Det best egnede konseptet ble valgt for videre utvikling og har blitt beregnet og modellert.

Av komponentene i spoleapparatet er det trommel, ramme og drivlinje som vektlegges mest. Gruppen gjorde et viktig funn underveis i prosjektet som gjorde at det måtte gjøres endringer i det valgte konseptet. Det viste seg at trommel på spoleapparatet ikke ville fungere slik som først tenkt. Det ble da satt i gang en ny prosess for å løse dette problemet uten at det skulle gå for mye utover det allerede utførte arbeidet. Som et viktig hjelpemiddel i denne prosessen ble det 3D-printet forskjellige typer tromler slik at gruppen kunne teste ut de nye alternativene i praksis.

Det endelige resultatet presenterer et konseptuelt design av et spoleapparat. Dette apparatet baserer seg på funksjonen til en kapstan-vinsj, men til forskjell blir det her benyttet to tromler for å få ønsket funksjon. Som en del av spoleapparatets egenskaper skal det også kunne benyttes til ulike typer ståltaudiametere. Et konseptuelt design betyr at denne løsningen skal fungere godt som ett startpunkt for videre utvikling av spoleapparatet. Det er blitt gjort forenklinger og antagelser underveis, disse bør derfor utforskes ved eventuelt videre arbeid.

Gruppen har tro på at resultatet de har kommet frem til, tilfredsstillende det målet de hadde satt seg. Det er blitt gjort gode vurderinger og alle komponenter er blitt designet ut fra gjeldende standarder. Arbeidet som er blitt lagt ned, i tillegg til spoleapparatets funksjon og utseende, vil fungere som gode grunnlag for videre utvikling.

Abstract

The goal of this project has been to develop a device for spooling of wire rope onto a winch with the correct amount of back tension. This is to reduce the risk of the rope burying itself into underlying layers of rope when the winch is under heavy load. The problem was given by Axess Technologies AS after a request by one of the group members whom had had a summer internship there the summer of 2022. Axess Technologies had been considering such a device for a while, that could help solve this problem, but also be used for different kind of spooling operations.

In addition to design, calculate and modeling of the device, the group has also considered several different concepts to make sure that the chosen device was the best option. The group has used two different types of theoretical progress methods for concept development to be able to work systematically. This has served as a great aid to keep the process orderly and schematically throughout the duration of the project. The group also had to familiarise themselves with relevant standards as well as learn how to use these correctly.

The work started with limiting the task and setting a clear goal for the result. This was important in view of the group being able to complete the task within the given timeframe. Furthermore, problem definition was emphasized in order to really understand the scope of the problem and to be able to set clear frameworks and criteria for what the group was supposed to produce. This phase transitioned into a concept development phase where the relevant concepts were designed using the criteria set during the phase of problem definition. The most suitable concept was selected for further development and has been calculated and modelled.

Of all the components of the device, the design of the drum, frame and drive train was emphasised the most. During the testing and development of this work, the group discovered conditions with the original concept that forced changes in the initial design. In short, faults with the spooling behavior made the concept impossible to realize. After this realization, a new process was initiated with a focus on keeping as much of the already completed work unchanged. An important aid and tool in this process was the 3D printing of different drums, which were done to test the new alternatives in real life.

The final result presents a conceptual design of the device. This device is based on the function of a capstan winch, only for this device there are two drums used to achieve the desired function. As part of the device's functions, it will also be able to be used for different types of wire rope diameters. A conceptual design means that this solution should work well as a starting point for further development of the spooling device. Simplifications and assumptions has been made along the way, these should therefore be explored in any further work.

The group feel certain that the result that has been put forward fulfils the objective that had been set. The considerations done has been well thought out, and the components of the device are designed with current standards in mind. All of the work done, including the functionality and appearance of the device, will function as the foundation of future development.

Innhold

Figurer	viii
Tabeller	ix
Akronymer	x
Symbolliste	xi
1 Introduksjon	1
1.1 Bakgrunn for oppgaven	1
1.2 Problemdefinering	1
1.3 Disponering av rapporten	2
1.4 Oppbevaring og fildeling	2
1.5 Utfordringer undervegs	2
1.6 Målsetning og begrensninger	3
2 Rammer for oppgaven	4
3 Teori	5
3.1 Bjelker	5
3.1.1 Knekking og vipning	5
3.1.2 Utbøying	5
3.2 Ståltau	6
3.2.1 Oppbygning av ståltau	6
3.3 Friksjon	7
3.3.1 Friksjon mellom tau og trommel	7
3.3.2 Euler-Eytelwein	8
3.4 Trommel	9
3.4.1 Krefter på trommel	9
3.4.2 Diameter og skall	11
3.4.3 Flenser	11
3.4.4 Taulag	12
3.4.5 Vindinger og bredde	13
3.4.6 Spor	13
3.5 Anløpsvinkel	14
3.5.1 Metoder for å redusere vinkel	15

3.6	Korrekt bruk av ståltau	16
3.7	Dimensjonering av aksling	18
3.8	Drivlinje	19
3.8.1	Motor	19
3.8.2	Brems	20
3.8.3	Gir	21
4	Metode	23
4.1	Konseptutviklingsmetodikk	23
4.2	Gruppens fremgangsmetode	24
4.3	Benyttede programvarer	25
5	Konsepter	26
5.1	Kriterier	26
5.2	Konsept 1	26
5.3	Konsept 2	28
5.4	Konsept 3	30
5.5	Sammenligning av konsepter	31
5.6	Valg av konsept	31
6	Design av konsept	32
6.1	Alternative tromler	33
6.1.1	Konisk trommel	33
6.1.2	Konkav trommel	34
6.1.3	Studie på friksjon ved sideforflytning	35
6.1.4	Dobbeltrommel	37
6.2	Design av ramme	39
6.3	Design av system for forspenningskraft	41
6.4	Sammenstilling	45
7	Beregning og dimensjonering	48
7.1	Dimensjonering av trommel	48
7.2	Dimensjonering av aksling og lager	50
7.3	Beregning av ramme	53
7.3.1	Bjelkeberegninger	53
7.4	Drivlinje	58
7.4.1	Tannhjulsutveksling	58

7.4.2	Motor	60
7.4.3	Holdebremse	61
8	Simuleringer	63
8.1	Trommel	63
8.2	Ramme	65
9	Resultater	68
9.1	Trommel	68
9.2	Aksling og lager	68
9.3	Ramme	69
9.4	Drivlinje	70
9.5	Sammenstilling	70
10	Diskusjon	71
11	Konklusjon	76
	Referanseliste	77
	Vedlegg	79
A	Tegning	80
A.1	GA Tegning	80
B	Datablad	81
B.1	Casar Ståltau: Eurolift	81
C	Diagram	82
C.1	Kontakt forhold for tannhjul	82

Figurer

3.1	Oppbygning ståltau.	6
3.2	Leggeretning ståltau.	7
3.3	Tverrsnitt av ståltau.	7
3.4	Tau som ligger i et spor og normalkreftene mellom de.	8
3.5	Langs y-aksen vises krefter som en kraft T_H på 1 N klarer å holde igjen ved ulike verdier for friksjonskoeffisienten μ per vinding langs x-akse.	9
3.6	Krefter og tautrykket på trommel.	10
3.7	Illustrasjon av tverrsnittet til ei trinse, med halsvinkel θ_g , delingsdiameter D_p , flensdiameter D_F og flenshøyde h_F . De samme symbolene gjelder for en trommel.	12
3.8	Illustrasjoner på spor typer for trommel.	13
3.9	Anløpsvinkel β mellom akse fra trommelsenter og tau.	14
3.10	Birdcaging.	15
3.11	Mekanismer LeBus leverer for å kompensere anløpsvinkel.	16
3.12	Spoleretning påvirket av leggeretning.	17
3.13	Kraftpyramide forspenning.	17
3.14	Ordnet kraftpyramide forspenning.	18
3.15	Typisk aksling utsatt for spenninger fra radialkraften F_r virkende på en avstand l_a fra opplagring, og tangentialkraften F_t virkende på en radius r_a	19
3.16	Nomenklatur av rettskåret gir.	21
4.1	De seks fasene av produktutvikling.	23
4.2	Produktsyntese. Modell over designprosessen med de tilhørende fasene.	24
5.1	Illustrasjon av Konsept 1 med spoleretning mot høyre.	26
5.2	Illustrasjon av konsept 2 med spoleretning mot høyre.	28
5.3	Illustrasjon av konsept 3.	30
6.1	Oppførsel til tau på trommel med heliksspor, spoleretning oppover.	32
6.2	Første utkast av kapstan med spiralspor.	33
6.3	Konisk trommel.	34
6.4	Konkav trommel.	35
6.5	Normalkraften N og dens komponenter $N_{\bar{x}}$ og $N_{\bar{y}}$ i et plan rotert en vinkel φ , og friksjonskraft f på en skråstilt flate.	36
6.6	Kontaktpunkt mellom tau som ligger inntil hverandre.	36
6.7	Løsning med dobbeltrommel.	37
6.8	«Exploded view» av trommel med parallellspor og akslingflenser.	39
6.9	Rammen som ble designet til konsept 1.	40
6.10	Håndtegning for rammen til det endelige konseptet.	40

6.11	Design av ramme til endelig konsept.	41
6.12	Hydraulikkskjema.	43
6.13	Forspennings-og-bremsekraftdiagram	44
6.14	Sammenstilling av spoleapparatet.	45
6.15	Spoleapparat plassert i en 10 ft container. Sett fra langsiden.	46
6.16	Spoleapparat plassert i en 10 ft container. Sett fra kortsiden.	47
7.1	Oversikt over avstander i spoleprosess. Spoleretning mot høyre.	48
7.2	Illustrasjon av trommel opplagret mellom lagerhus og kreftene de imellom.	51
7.3	Bjelke med egenlast.	54
7.4	Bjelke med nyttelast.	54
7.5	Bjelke med moment fra forspenningen.	54
7.6	Enkel illustrasjon av løft ved hjelp av kran.	57
7.7	Last som angriper midt på bjelken.	57
7.8	Avstander for tannhjulsutvekslingen.	58
7.9	Dimensjonering av tannhjul.	60
8.1	Oppsett av trommelsimulering.	63
8.2	Von Mises og sikkerhetsfaktor resultater i trommel og akslingflens fra simulering.	64
8.3	Deformasjoner på trommel.	65
8.4	Von Mises spenninger i sidestøtten.	65
8.5	Sikkerhetsfaktor i sidestøtten.	66
8.6	Sikkerhetsfaktor i rammen.	66
8.7	Forflytning i rammen oppgitt i mm.	67

Tabeller

2.1	Innvendige dimensjoner av 10 ft fraktcontainer i henhold til ISO 668.	4
3.1	Tautype faktor i henhold til ISO.	11
3.2	Overslags faktorer for aksling.	19
3.3	Dimensjonering av tannhjul.	22
5.1	Kriterier for utvikling av konsept.	26
5.2	Karaktergiving for konsept 1.	27
5.3	Karaktergiving for konsept 2.	29
5.4	Karaktergiving for konsept 3.	30
5.5	Samlede karakterer for de tre konseptene.	31
6.1	Karaktergiving for nytt konsept.	38

6.2	Forklaring til hydraulikkskjema.	42
7.1	Verdier brukt for dimensjonering av aksling og lager.	51
7.2	Anbefalte verdier fra SKF for statisk sikkerhetsfaktor S_0 for kulelager ved lave hastigheter eller sporadiske laster.	52
7.3	Vekt av komponenter brukt i beregninger	53
7.4	Dimensjonering av tannhjul.	59
7.5	Verdier og antagelser brukt i beregninger, holdebremser.	62
8.1	Data brukt i simulering av trommel.	64
9.1	Dimensjonsresultater for trommel.	68
9.2	Spenningsresultater for trommel.	68
9.3	Resultater for aksling- og lagerberegninger med valg.	69
9.4	Dimensjoner til valgt lagerhus.	69
9.5	Dimensjoner og vekt til fullstendig ramme.	69
9.6	Dimensjoner og vekt til spoleapparat.	70

Akronymer

CAD Dataassistert konstruksjon (eng. Computer Aided Design)

CAE Dataassistert Ingeniørarbeid (eng. Computer Aided Engineering)

COG Massesenter (eng. Center of Gravity)

FAC Anløpsvinkelkompensator (eng. Fleet Angle Compensator)

GA General Assembly

GCD Største Felles Divisor (eng. Greatest Common Divisor)

IWRC kjerne av et uavhengig ståltau (eng. independent wire rope core)

MGW Maksimal bruttovekt (eng. Maximum Gross Weight)

PID Proporsjonal, integral og derivasjon

WLL Maksimal Arbeidslast (eng. Work Load Limit)

Symbolliste

Symbol	Beskrivelse	Enhet
ω	Vinkelhastighet	s^{-1}
α	Stigningsvinkelen til tauspor	deg
β	Anløpsvinkel	deg
θ	Vinkel	rad
C	Faktor avhengig av antall taulag på trommel, fra DNV-ST-0378	—
d	Nominell diameter til ståltau	mm
D_F	Flensdiameter til trommel	mm
D_p	Stigningsdiameter til trommel; senter til senter avstand til tau på trommel	mm
η	Virkningsgrad	—
γ_{M0}	Partialfaktor for material	—
S_F	Sikkerhetsfaktor	—
N	Normalkraft	N
h_D	Valgfaktor for trommel	—
h_r	Tautypefaktor	—
i_z	Tregghetsradius	mm
λ	Slankhet	—
L_k	Knekk lengde	mm
μ	Friksjonskoeffisient	—
n_1	Antall taulag på trommel	—
n_w	Antall tauvindinger rundt trommel	—
N_R	Dimensjonerende knekkapasitet	MPa
a	Senter til senter avstand mellom tau på samme lag, også stigning på spor	mm
r_g	Sporradius	mm
r_M	Middelradius til midten av trommelskall	mm
t	Tykkelse	mm

Symbol	Beskrivelse	Enhet
σ_b	Bøyestress	MPa
σ_{eq}	Sammensatte eller jevnførende spenninger	MPa
σ_θ	Tangentiellstress i trommelskall	MPa
σ_y	Flytgrense	MPa
T	Taukraft	N
T_H	Kraft som holder igjen	N
τ	Torsjonsmoment	N mm
v	Hastighet	m s ⁻¹
$W_{y,pl}$	Plastisk motstandsmoment	mm ³
χ	Reduksjonsfaktor	—

1 Introduksjon

Denne oppgaven fungerer som avsluttende bacheloroppgave for tre studenter på maskiningeniørstudiet med fordypning i maskinkonstruksjon. Oppgaven er gitt av Axess Technologies AS i Molde etter at en av gruppe-medlemmene hadde sommerjobb hos dem sommeren 2022. Gruppen ønsket en oppgave som tok utgangspunkt i et aktuelt problem for bedriften.

1.1 Bakgrunn for oppgaven

Materialhåndtering og tunge løfteoperasjoner er en stor del av hverdagen til Axess Technologies. Løfteoperasjoner som blir utført på en installasjon, som for eksempel på en plattform offshore, er ofte tilknyttet strenge tidsrammer. Uplanlagte stopp i driften vil derfor føre til større økonomiske konsekvenser og tapt produksjon. God planlegging og godt utført forarbeid er derfor viktig i mange operasjoner. Problemstillingen stiller høye krav til gruppe-medlemmene både når det gjelder å gjøre seg kjent med gjeldende regelverk, gjøre nødvendige beregninger og simuleringer, og kunne modellere produktet. Gruppen ønsker i tillegg å legge stor vekt på produktutvikling gjennom hele prosjektet.

1.2 Problemdefinering

Under en «riser pull-in»-operasjon ble lasten på ståltauet på vinsjen så stor at den gravde seg ned i underliggende taulag på trommelen. Dette resulterte i at ståltauet kilte seg fast og vinsjen kunne hverken heve eller senke ståltauet. Dette er et kjent problem som kan oppstå dersom ståltauet ikke er spolt på vinsjen med tilstrekkelig forspenning. Det finnes allerede flere ulike typer spoleapparater som er designet for å løse dette problemet, men Axess Technologies har hatt vanskeligheter med å implementere disse i egen drift, blant annet på grunn av størrelsen på apparatet. De ønsker seg et eget spoleapparat da slike type spoleoperasjoner er en oppgave de ofte utfører. Gruppen skal derfor utvikle et spoleapparat som tillater at vinsjen enkelt kan spoles med riktig forspenning og som møter kravene til bedriften.

Axess Technologies ønsker seg et apparat som kan brukes til å spole vinsjer til ulike operasjoner. Dette betyr også at spoleapparatet må kunne brukes til å spole ulike ståltaudimensjoner. Spoleapparatet skal kunne håndteres og transporteres til tross for at det ofte må plasseres på områder med dårlig krandekning. Det er også ønskelig at apparatet skal kunne transporteres i en standard offshore container.

Det har ikke blitt satt av midler til å produsere løsningen gruppen presenterer. Oppgaven lener seg derfor i stor grad på simuleringer og modelleringer. Etter samtale med veilder fra NTNU og kontaktperson fra Axess Technologies, ble det bestemt at konseptutvikling skulle vektlegges. Dette kommer til uttrykk gjennom oppgaven da det vil bli presentert flere mulige konsepter, som på hver sin måte løser problemet. Konseptenes styrker og svakheter vurderes og sammenlignes før det til slutt blir gjort en konklusjon på hvilket konsept som skal videreutvikles. Målet er å levere et konseptuelt design av spoleapparatet.

1.3 Disponering av rapporten

Rapporten er bygd opp med en innledende del, hoveddel og en avsluttende del. Den innledende delen har som hensikt å gi bedre forståelse for oppgaven og for hvordan gruppen har jobbet gjennom prosjektet. Denne delen består av kapitlene:

- **Rammer for oppgaven** — Beskriver kort hvilke avgrensninger gruppen har forholdt seg til gjennom hele prosjektet.
- **Teori** — Tar for seg de viktigste aspektene i forhold til utvikling av de mest kritiske komponentene.
- **Metode** — Beskriver hvordan gruppen har jobbet gjennom prosjektet for å nå målet.

Hoveddelen er direkte knyttet til problemløsning og består av kapitlene:

- **Konsepter** — Forklarer de forskjellige konseptene og utviklingen av dem. Her blir best egnet konsept valgt for videre utvikling.
- **Design av konsept** — Leder frem til endelig design av konseptet.
- **Beregning og dimensjonering** — Tar for seg tilhørende beregninger.
- **Simuleringer** — Presenterer simuleringene som har blitt gjort.

Avslutningen har til hensikt å presentere resultatene fra hoveddelen og diskutere disse. Til slutt blir rapporten oppsummert i en konklusjon.

- **Resultater** — Presenterer de viktigste resultatene fra hoveddelen.
- **Diskusjon** — Diskuterer resultatene og tar for seg diskusjon rundt det endelige konseptet. Hva som bør gjøres i videre arbeid blir også nevnt her.
- **Konklusjon** — Oppsummerer hva gruppen har kommet frem til gjennom prosjektet.

1.4 Oppbevaring og fildeling

Studentene har hatt en gruppe i Microsoft Teams for deling av filer på tvers av gruppemedlemmene. Gruppen har også hatt en OneDrive mappe opprettet av kontaktperson hos Axess Technologies for deling av bilder og relevante standarder.

1.5 Utfordringer undervegs

Den første, og kanskje viktigste, utfordringen var å begrense oppgaven til et omfang som ville være overkommelig, men som samtidig ville være en god utfordring. Gruppemedlemmene har lite til ingen erfaring med å konseptutvikle et produkt fra bunnen av, og det var derfor vanskelig å anslå hvor mye tid som skulle settes av til dette. Det har også oppstått endringer av konseptet undervegs i prosjektet som igjen har ført til at det har måtte blitt gjort endringer i andre aspekter. I tillegg til dette har det også blitt gjort stadige små endringer i konfigurasjoner på diverse komponenter, som igjen har ført til endringer i beregninger i mange ledd.

1.6 Målsetning og begrensninger

Gruppen forstod tidlig i prosjektet at innholdet i oppgaven kunne bli så stort at den ikke ville la seg løse på den tilgjengelige tiden. Konseptutvikling kan være en tidkrevende prosess, og på bakgrunn av at gruppen ønsket å fokusere på dette i de fleste ledd, ble det også helt avgjørende å sette tydelige mål for hvordan det endelige resultatet skulle se ut. Dette ble diskutert både med veileder og kontaktperson for å bli enig om hva som ville være et realistisk resultat.

Overordnet har gruppen som mål å levere et konseptuelt design som presenterer et fungerende konsept. Designet skal være en sammensatt 3-dimensjonal modell av flere komponenter. Av komponentene blir det lagt størst vekt på utforming av trommel og aksling. Rammen, som fungerer som fundament for spoleapparatet, skal gjøre det mulig å transportere og håndtere apparatet. Det skal velges motor og brems ut fra hvilke krefter som trer i kraft. I tillegg skal det gis et forslag på type opplagring av tromlene.

Alle beregninger som skal gjøres har som mål å gjøre modellen mest mulig realistisk. Det er mange komponenter som skal beregnes og mange av disse komponentene skal også vurderes opp mot andre mulige løsninger. Samtidig ønsker gruppen å gjøre gode vurderinger som samsvarer med tilhørende standarder. Gruppen er derfor avhengig av å kunne gjøre forenklinger og antagelser for å kunne levere det avtalte resultatet.

2 Rammer for oppgaven

Dette kapitlet tar for seg hvilke rammer gruppen har forholdt seg til gjennom hele prosjektet, både ved utvikling av konseptet og helt frem mot ferdigstilling av modellen.

Spoleapparatet skal som nevnt i Seksjon 1.2 designes for å kunne spole flere ståltaudimensjoner. Med oppgaveteksten ble det også gitt en ståltauspesifikasjon som ofte brukes til den type vinsj som oppgaven er gitt for, denne kan ses i Vedlegg B.1. Dimensjonerende spesifikasjoner:

- Diameter — 56 mm
- Lengde — 500 m
- Leggeretning — Venstreslått, Rotasjonsresistent
- Vekt — 15,75 kg/m
- Bruddgrense — 1960 N/mm²
- Ståltauet er innsatt med smøremiddel

Spoleapparatet skal designes for dette ståltauet, men det skal kunne benyttes for alle ståltau med mindre diameter og uavhengig av leggeretningen.

For transport av spoleapparatet er det ønskelig å benytte lukkede containere. Innvendige mål og *Maksimal bruttovekt* (eng. *Maximum Gross Weight, MGW*) til en standard 10 ft fraktcontainer kan leses av fra Tabell 2.1 og er hentet fra ISO 668 (2020).

Tabell 2.1: Innvendige dimensjoner av 10 ft fraktcontainer i henhold til ISO 668.

Dimensjon	Verdi	Enhet
Bredde	2330	mm
Lengde	2802	mm
Høyde	2134	mm
MGW	10 160	kg

Spoleapparatet skal designes for å kunne brukes offshore. Dette stiller krav til materialkvalitet og kvalitetssikring av bærende konstruksjoner. NORSOK N-004 (2022) er blitt brukt til bestemmelse av designklasse for spoleapparatet. Designklasse velges ut fra antatt konsekvens ved brudd, og den gir videre føringer for valg av materialkvalitet. Etter samtale med kontaktperson, ble designklasse 3 valgt som gjeldende klassifisering og for material ble konstruksjonsstålet S355 valgt. For senere beregninger betyr dette at en materialfaktor på $\gamma_{m0} = 1,15$ skal benyttes.

3 Teori

3.1 Bjelker

Bjelker er mye brukt i diverse konstruksjoner og de kjennetegnes gjerne ved at de er mye lengre enn de er høye, tykke og brede. En bjelkeprofil har gjerne en sterk og en svak akse, det vil si at bjelken yter større motstand mot bøyning om den sterke akse enn om den svake (UiT, u.å.).

Annet arealmoment er et matematisk hjelpemiddel som sier noe om hvordan arealet er fordelt i forhold til enten y- eller z-aksen. Dette kan beregnes ved hjelp av Ligning 3.1 og 3.2, men det finnes også flere gode tabeller som angir disse verdiene for hver bjelkeprofil. Disse verdiene sier også noe om hva som er bjelkens sterke og svake akse.

$$I_y = \int z^2 dA \quad (3.1)$$

$$I_z = \int y^2 dA \quad (3.2)$$

3.1.1 Knekking og vipping

Knekking og vipping er to situasjoner som kan oppstå for bjelker som er utsatt for ytre påkjenninger. Knekking er typisk for lange og slanke bjelker som blir utsatt for trykkrefter og kan beregnes ved hjelp av en prosedyre for knekkberegning (Dørum, 2006b). Staven bøyer seg ut og mister bæreevnen. Vipping kan defineres som sidevegs utknekking av bjelker. Bjelken vil altså oppleve en rotasjon om x-aksen, bjelkens lengdeakse. Vipping er typisk for lengre bjelker som blir utsatt for moment i begge ender og som mangler avstivning i sideretningen. En enkel og rask metode for å kontrollere en bjelke for vipping, er å utføre en «forenklet vippek kontroll» med følgende prosedyre hentet fra Dørum (2006b):

1. Bøyesspenning midt i trykkflensen beregnes, og tilhørende aksialkraft finnes ved å multiplisere spenningen med trykkflensens areal.

$$N = \sigma_b \cdot b \cdot t_f \quad (3.3)$$

2. Slankhet beregnes. Her brukes arealet av trykkflensen pluss 1/3 av stegarealet på trykksiden av bjelken:

$$\lambda = \frac{L_k}{i_z} \quad (3.4)$$

3. Knekk-kapasiteten beregnes. Ved lastangrep på overflensen skal kapasiteten reduseres med 5%.

$$N_R = \frac{\sigma_y \cdot \chi \cdot A_{\text{flens}}}{\gamma_{M0}} \quad (3.5)$$

4. Kapasiteten kontrolleres

$$\frac{N}{N_R} \leq 1,0 \quad (3.6)$$

Dersom bjelken oppfyller kravene etter forenklet kontroll, vil det ikke være nødvendig å utføre en ordinær vippek kontroll for bjelken (Dørum, 2006b).

3.1.2 Utbøyning

Opplagrede bjelker som er utsatt for ytre krefter vil også oppleve nedbøyninger. For en fritt opplagret bjelke med en kraft rettet nedover som virker midt på bjelken, kan nedbøyningen, u , beregnes

ved hjelp av Ligning 3.7 (Johannesen, 2002).

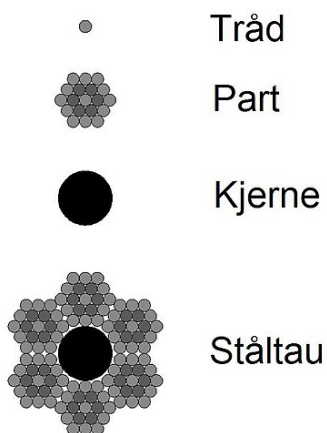
$$u = \frac{P \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad (3.7)$$

Her er P den påkjente kraften, L lengden til bjelken, E stålets elastisitetsmodul og I er bjelkens annet arealmoment.

3.2 Ståltau

Begrepet ståltau er et begrep som dekker et bredt spekter av mekaniske verktøy laget for løftejobber og generelt materialhåndtering. Ståltau er i seg selv et komplisert og sammensatt verktøy med flere bevegelige deler, som beveger seg unisont. En forutsetning for å oppnå ønsket funksjon er klaringen, som er avhengig av fyllingsgraden, mellom de individuelle bestanddelene som ståltauet er bygget opp av. Denne klaringen gir bevegelsesfrihet slik at ståltauet kan bevege seg og justere seg under last.

Et typisk ståltau er bygget opp av individuelle ståltråder sammensatt til en kordel. Deretter er et antall koderler spunnet rundt en senterkjerne til et ferdig ståltau. Se Figur 3.1 der kordel er navngitt som «part».



Kilde: Jansen (2007)

Figur 3.1: Oppbygning ståltau.

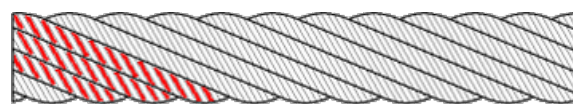
3.2.1 Oppbygning av ståltau

Ståltrådene og de ytre kordellene har oftest sirkulær profil. Det er stor grad av tilpasning og valgfrihet når det kommer til oppbygning av ståltau, alt for å sikre at ståltauet er godt egnet til sitt bruksområde.

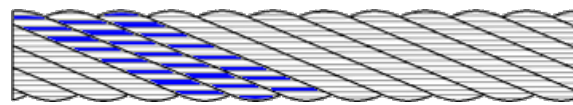
Et annet viktig skille, hva angår oppbygning av ståltau er om ståltauet er langslått eller krysslått, samt leggeretningen. Leggeretningen kan være høyre eller venstre orientert. Forskjellen på langslått og krysslått ståltau er orienteringen av kordellene.

«Langslått» er den vanligste typen legging. I dette tilfellet er de individuelle ståltrådene som kordellene består av, orientert på tvers av lengderetningen til ståltauet, illustrert ved Figur 3.2a.

For et «krysslått» ståltau ligger ståltrådene i samme retning som lengderetningen til ståltauet, illustrert ved Figur 3.2b.



(a) Langslått.



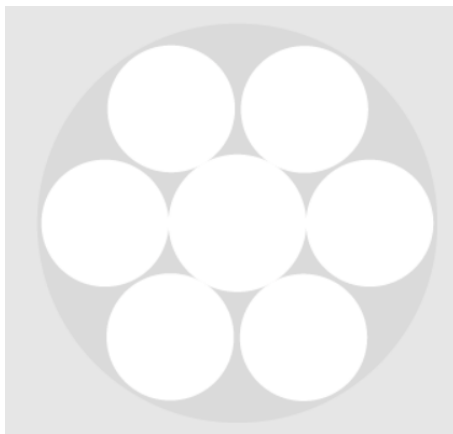
(b) Krysslått.

Kilde: Wajda (2014)

Figur 3.2: Leggeretning ståltau.

Ulik oppbygning av ståltauet gir ulike karakteristikk. Langslåtte ståltau er mer resistente mot klemkrefter, mens et krysslått ståltau er generelt sett et mer fleksibelt ståltau i tillegg til at det er bedre egnet for heiseoperasjoner der ståltauet kun har bevegelsesfrihet i én akse. (Loosco, 2022).

Fyllingsgraden defineres som forholdet mellom det faktiske tverrsnittsarealet til ståltauet og arealet til tenkt sirkulært tverrsnitt som omslutter ståltauet. Høyere fyllingsgrad gir et ståltau som i seg selv er stivere og har høyere egenvekt. Figur 3.3 viser tverrsnittet av et ståltau der kordellene er de hvite sirklene omsluttet av den mørke grå sirkelen som tilsvarer den nominelle diameteren.



Kilde: verope (u.å.)

Figur 3.3: Tverrsnitt av ståltau.

Generelt sett er de ulike karakteristikkene til et ståltau en vurderingssak ut fra hva ståltauet skal brukes til og hvilke påkjenninger det kommer til å bli utsatt for.

3.3 Friksjon

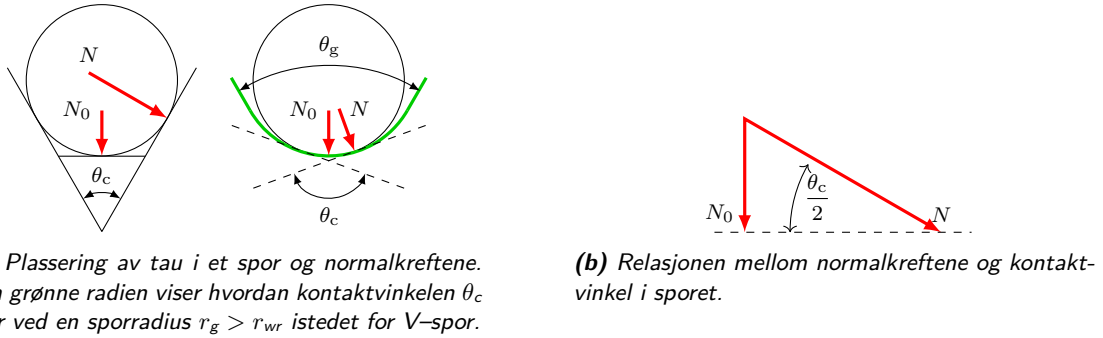
Friksjon kan påvirke bevegelsen av tauet på trommel og både tauets og trommelens levetid. Det er derfor viktig å være klar over hvilke friksjonskrefter som er tilstede mellom ståltau og trommel.

3.3.1 Friksjon mellom tau og trommel

Ved bruk av spor kan det oppstå høyere friksjonskrefter om tauet har kontakt med flere flater som ikke er direkte under tauet. Det kan sees i Figur 3.4a, hvor en normalkraft N_0 virker på flaten direkte under tauet og en avledet normalkraft N virker på flaten hvor tauet tangerer med sporhalsen som står i en kontaktvinkel $\theta_c = \theta_g$. Den grønne radien viser hvordan kontaktflaten

øker ved bruk av et spor med radius $r_c > r_{wr}$ istedet for et V-spor. Uten spor vil vinkelen være 180° .

I Figur 3.4b vises relasjonen mellom normalkreftene og sporets vinkel, fra det kan man utlede normalkraften ved Ligning 3.8 og videre friksjonskoeffisienten ved Ligning 3.9. Et ideelt tau vil holde seg helt rundt, da vil tauet kun ha ett punkt som er i kontakt med overflaten, det vil si $\theta_c = 180^\circ$, men i realiteten vil tauet sige litt ut og gi en litt høyere kontaktvinkel. En kontaktvinkel $\theta_c > 164^\circ$ vil gi en friksjonskoeffisient under 1% større en koeffisienten mellom trommel og tau, eller $\mu \approx \mu_0 \forall \theta_c > 164^\circ$.



Figur 3.4: Tau som ligger i et spor og normalkreftene mellom de.

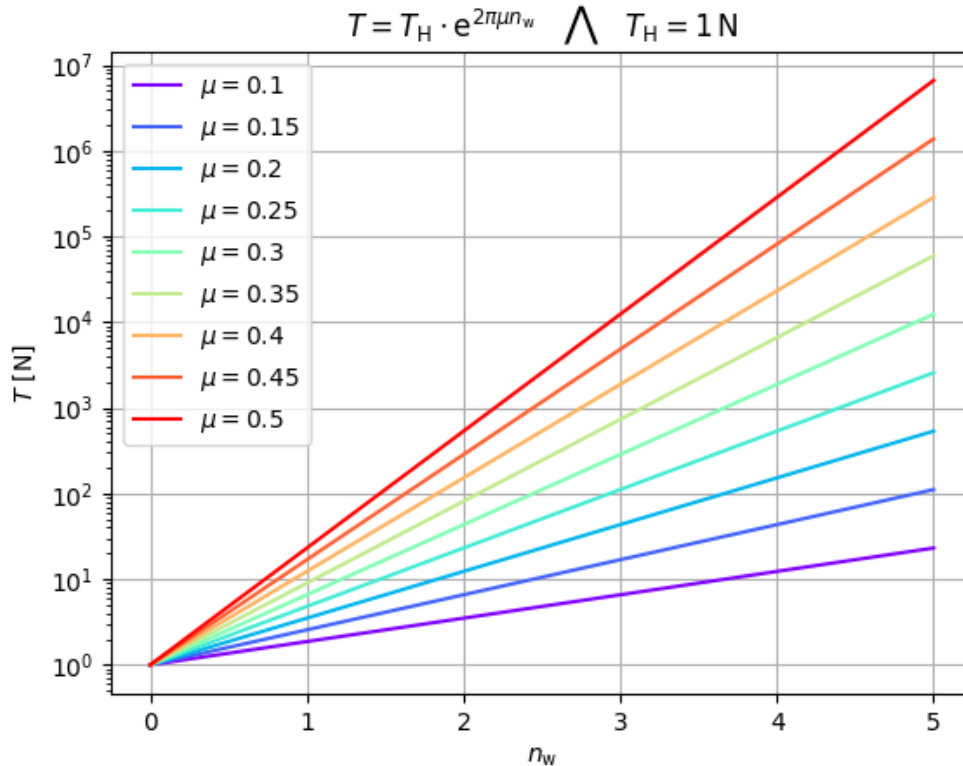
$$N = \frac{N_0}{\sin\left(\frac{\theta_c}{2}\right)} \quad (3.8)$$

$$\mu_0 = \frac{\mu}{\sin\left(\frac{\theta_c}{2}\right)} \quad (3.9)$$

3.3.2 Euler-Eytelwein

Tau som ligger rundt et objekt vil bli påvirket av en friksjonskraft, og for hver runde tauet går rundt, vil denne øke. Ved bruk av Euler-Eytelwein-ligningen, Ligning 3.10, kan man finne hvor mye krefter T_H som trengs for å holde igjen en kraft på T ved en valgt friksjonskoeffisient μ og antall runder rundt en sylinder θ i radianer. Friksjonskoeffisienten mellom ståltau og trommelskall vil variere mye på bakgrunn av faktorer som; material, temperatur og smøring på tau (Chang *et al.*, 2022). I Figur 3.5 kan en se hvordan en kraft T_H på 1 N klarer å holde igjen ulike krefter langs y-aksen ved forskjellig antall vindinger langs x-akse og ulike friksjoner på trommelskall, $\theta = 2\pi n_w$.

$$T = T_H \cdot e^{\theta\mu} \quad (3.10)$$



Figur 3.5: Langs y -aksen vises krefter som en kraft T_H på 1 N klarer å holde igjen ved ulike verdier for friksjonskoeffisienten μ per vinding langs x -akse.

3.4 Trommel

En tautrommel eller vinsj er en sylinder konstruert for å lagre tau som fiber- eller ståltau i ett eller flere lag i et løftesystem. De kan også benyttes til å multiplisere krefter for å holde eller hale tau som en kapstan. Forskjellige bruksområder og vinsjtyper har ulike kriterier på trommelens utforming; skal det for eksempel være flere lag med tau, endring i taudiameter og -lengde, den skal brukes til løfteoperasjoner osv., må trommelen tilpasses deretter.

Den typiske vinsj består av en hul sylinder med flenser, sirkulære plater, på endene for å unngå at tauet glir av i aksialretning. Strukturen er utformet for å håndtere bøyemoment, skjærkrefter og torsjon fra spenningene påført av det omliggende tauet (Skarbøvik, 2021).

3.4.1 Krefter på trommel

En trommel vil bli utsatt for ulike krefter blant annet bøy og torsjon, Ligning 3.11 og 3.12 er utarbeidet fra annet arealmoment for en hul sylinder og gir henholdsvis bøyespenningen og torsjonsspenningen i trommelskallet. Ved å sette inn Ligning 3.13 eller 3.14 for y får en Ligning 3.15 og 3.16 for spenningene i ytre trommel diameter og Ligning 3.17 og 3.18 for indre trommel diameter. T er kraften tauet blir dratt med fra trommel, D er trommeldiameter, t er tykkelse til trommelskallet, $L_{\text{maks.}}$ er kraftarm, og r_p er delingsradien (avstand fra trommelakse til senter av tauet som blir dratt av trommel).

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{64T \cdot L_{\text{maks.}} \cdot y}{\pi D^4 \left(1 - \left(1 - \frac{t}{2}\right)^4\right)} \quad (3.11)$$

$$\tau = \frac{T_M}{W_P} = \frac{32T \cdot r_p \cdot y}{\pi D^4 \left(1 - \left(1 - \frac{t}{2}\right)^4\right)} \quad (3.12)$$

$$y_o = \frac{D}{2} \quad (3.13)$$

$$y_i = \frac{D}{2} - t = y_o \left(1 - \frac{2t}{D}\right) \quad (3.14)$$

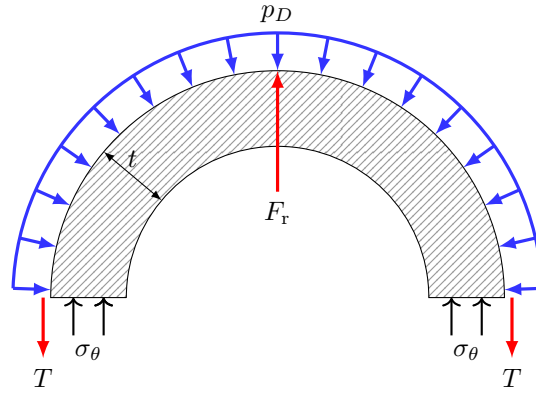
$$\sigma_{b,o} = \frac{32T \cdot L_{\text{maks.}}}{\pi D^3 \left(1 - \left(1 - \frac{t}{2}\right)^4\right)} \quad (3.15)$$

$$\tau_o = \frac{16T \cdot r_p}{\pi D^3 \left(1 - \left(1 - \frac{t}{2}\right)^4\right)} \quad (3.16)$$

$$\sigma_{b,i} = \sigma_{b,o} \left(1 - \frac{2t}{D}\right) \quad (3.17)$$

$$\tau_i = \tau_o \left(1 - \frac{2t}{D}\right) \quad (3.18)$$

Trommelen vil også bli utsatt for et trykk p_D fra tauet som ligger om trommelens periferi som illustrert i Figur 3.6, hvor et tau er lagt rundt trommel med en gitt kraft som fører til en radiell motkraft og et trykk på skallet som gir tangentiellspenninger σ_θ . Den radielle motkraften kan finnes ved Ligning 3.19 og videre finner man tautrykket fra Ligning 3.20, hvor trommelbredden L er avhengig av antall vindinger n_w og avstanden a mellom hver taulengde, og r er trommelens radius.



Figur 3.6: Krefter og tautrykket på trommel.

$$\sum F = 0 : F_r - 2T \cdot n_w = 0 \Leftrightarrow F_r = 2T \cdot n_w \quad (3.19)$$

$$p_D = \frac{F_r}{D \cdot L} = \frac{T}{r \cdot a} \quad (3.20)$$

Ved å ta arealet fra skalltykkelsen på hver side, skallengden og radialkraften som påvirker dette området, kan man finne tangentiellspenningen i trommelens skallet som gitt i Ligning 3.21.

$$\sigma_\theta = \frac{F_r}{2t \cdot L} = \frac{T}{t \cdot a} \quad (3.21)$$

3.4.2 Diameter og skall

Delingsdiameteren D_p — avstanden mellom tauets senter på ene siden av trommelen til den andre siden — skal i henhold til ISO 16625 (2013) være som gitt i Ligning 3.22, hvor d er den nominelle diameteren til tauet, h_D er en valgfaktor for trommel gitt av forholdet mellom trommelens delingsdiameter og tauets nominelle diameter D_p/d , og tautype faktoren h_r gitt av Tabell 3.1. Trommeldiameter D er gitt i Ligning 3.23.

Valgfaktoren h_D skal være minst 11,2 til 28 alt etter bruksområde. For trommel som blir brukt til offshore løfteoperasjoner skal den i henhold til DNV-ST-0378 (2019) ikke være mindre en 18.

$$D_p \geq d \cdot h_D \cdot h_r \quad (3.22)$$

$$D = D_p - d = d(h_D - 1) \quad (3.23)$$

Tabell 3.1: Tautype faktor, h_r , i henhold til ISO 16625 (2013, s. 6).

Antall ytrelag i tau	Tautypefaktor
3	1,25
4 til 5	1,15
6 til 10	1,00
8 til 10 – plastikkimpregnert	0,95
$10 \leq$ – rotasjonsresistant	1,00

Fra et mekanisk ståsted vil trommelskallet i følge Mupende og Otto (2003) representere et lukket, sirkulærsylindrisk, elastiskmontert og isotrop kropp hvor oppførselen til spenningene kan forklares med lineær bøyeteori. Det forutsetter blant annet at skalltykkelsen ikke endres under last, deformasjonene er lave i forhold til skalltykkelsen og at skalltykkelsen t er lav i forhold til middelradien r_m som gitt i Ligning 3.24, det vil si radien til midt i skallet.

$$0,05 \leq \frac{t}{r_m} \leq 0,15 \quad (3.24)$$

Med mindre omfattende tester er gjennomført, skal ikke det tangentielle stresset σ_θ i skallet være mindre en som gitt i Ligning 3.25 i følge DNV-ST-0378 (2019), hvor a er senter til senter avstanden mellom tau på samme lag, t er skalltykkelsen og C er en faktor avhengig av antall taulag. Det tangentielle stresset skal heller ikke overgå 85 % av materialets flytgrense σ_y som vist i Ligning 3.26.

$$\sigma_\theta = C \cdot \frac{T}{a \cdot t} \quad (3.25)$$

$$\sigma_\theta \leq 0,85 \cdot \sigma_y \quad (3.26)$$

3.4.3 Flenser

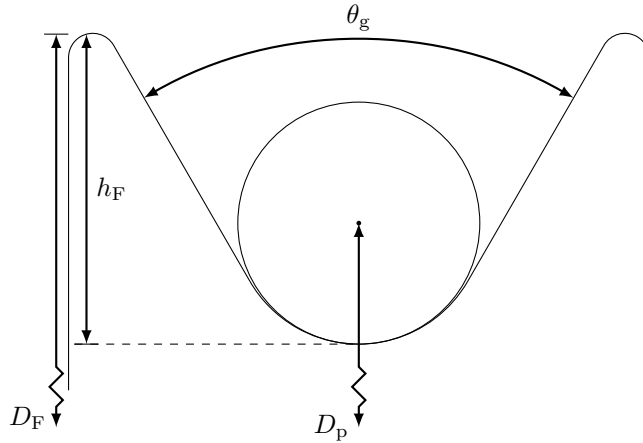
For å unngå at tauet glir av trommel i aksjellretning, konstrueres det flenser. Disse skal være av en viss høyde for at tauet ikke skal kunne gli eller hoppe over, eller bygge seg opp langs flensen for så å gli over. I følge ISO 16625 (2013) skal flenshøyden være minst 0,5 ganger den nominelle taudiameteren over det øverste taulaget, som gir en flensdiameter D_F som vist i Ligning 3.27, der n_1 er antall taulag trommel er utformet for.

For offshore konstruksjoner som følger standarden DNV-ST-0378 (2019), så skal flenshøyden minst være 2,5 ganger den nominelle taudiameteren over senter på det øverste laget trommel er utformet

for. Det gir en flensdiameter som vist i Ligning 3.28, med mindre taugarde er utformet for å unngå at tau går over. Figur 3.7 viser en illustrasjon på flenshøyde og tau.

$$D_F \geq D + 2(n_1 \cdot d + 0,5 \cdot d) = D_p + 2d \cdot n_1 \quad (3.27)$$

$$D_F \geq D_p + 2((n_1 - 1) \cdot d + 2,5 \cdot d) = D_p + d(2 \cdot n_1 + 3) \quad (3.28)$$



Figur 3.7: Illustrasjon av tversnittet til ei trinse, med halsvinkel θ_g , delingsdiameter D_p , flensdiameter D_F og flenshøyde h_F . De samme symbolene gjelder for en trommel.

Flensen for trinser følger samme standarder som for vinsj, men har maksimalt ett lag med tau. Det gir en flensdybde h_F fra bunn av spor i Ligning 3.29 eller Ligning 3.30 for henholdsvis ISO og DNV standard. Fra ISO 16625 (2013) skal sidene opp fra sporet på trinsen, halsvinkelen θ_g , være mellom 45° til 60° med senterlinje midt i sporet, den burde være større desto nærmere anløpsvinkelen er sitt maksimale på enten 2° eller 4° for å unngå at tau blir dratt for høyt opp langs flens.

$$h_F \geq 1,5d_{wr} \quad (3.29)$$

$$h_F \geq 3,0d_{wr} \quad (3.30)$$

3.4.4 Taulag

Det optimale for en vinsj for tauets levetid vil å være en bred trommel som kan holde hele tau-lengden i ett lag, men i praksis er ikke alltid det mulig med tanke på arealbruk og for å holde anløpsvinkelen innenfor kravene. For å løse dette problemet kan man utforme trommelen for å ta flere lag med tau, bakdelen med denne løsningen er at slitasje på tauet øker på grunn av kontakt med underliggende lag. For å orientere taulengdene bedre, kan trommelskall med spor benyttes.

For vinsjer med flere enn tre lag for offshore bruk som følger DNV-ST-0378 (2019), hvor ståltauet har *kjerne av et uavhengig ståltau* (eng. *independent wire rope core, IWRC*), så må en av følgende betingelser være oppfylt:

- Spoleapparat er brukt.
- Trommel har spor.
- Anløpsvinkel, β , er innenfor 2° .
- Splitttrommel er brukt.
- Separat friksjonstrommel er montert.

3.4.5 Vindinger og bredde

Bredden på trommel er avhengig av senter-til-senter avstanden a mellom taulengder og antall vindinger tauet går rundt n_w som gitt i Ligning 3.31. For en trommel som skal holde igjen tauet, likt en kapstan, må minste antall vindinger regnes ut. Dette gjøres ved hjelp av Ligning 3.10 som gir Ligning 3.32, hvor T er taukraften som drar, T_H er kraften som holder igjen og μ er friksjonskoeffisienten mellom trommel og taulengde.

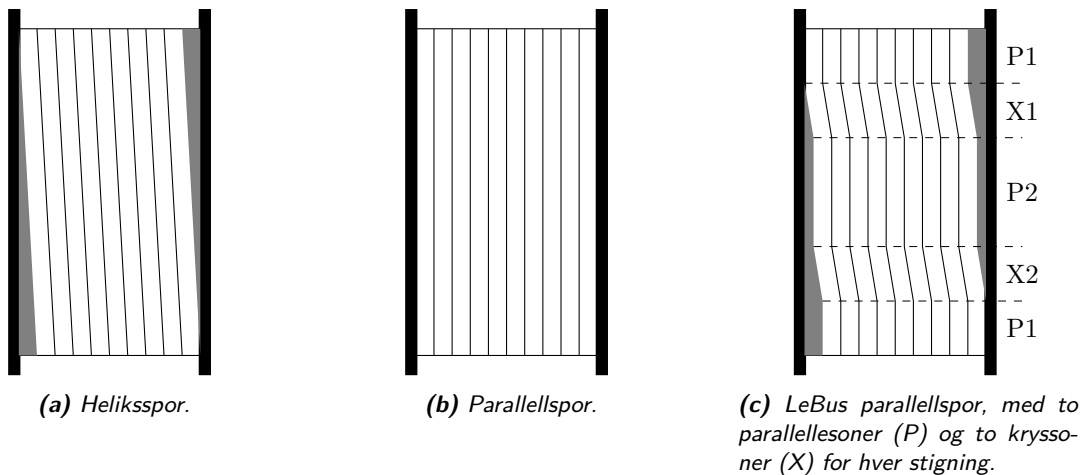
$$L = a \cdot n_w \quad (3.31)$$

$$n_w = \frac{\ln \frac{T}{T_H}}{2\pi\mu} \quad (3.32)$$

3.4.6 Spor

For å redusere gnissing mellom tau, og få korrekt spoling av og støtte til underste taulag ved flere lag, kan man ha spor på trommel. Det finnes tre forskjellige typer spor:

- **Heliksspor;** et kontinuerlig spor som går i en heliks rundt trommelen, som vist i Figur 3.8a. Heliksspor er ikke anbefalt for flere en tre lag.
- **Parallellspor;** flere spor som ligger parallelt med hverandre, ikke for bruk ved flere lag og må gå via en annen trommel for å krysse over til neste spor, se Figur 3.8b.
- **LeBus parallellspor;** et spor som går parallelt (P1 og P2) med flensene, 180° overfor hverandre er det kryssoner (X1 og X2) som går et halvt spor til siden for å føre tauet til neste parallele spor, på en runde (360°) vil tauet ha passert to kryssoner, se Figur 3.8c.



Figur 3.8: Illustrasjoner på spor typer for trommel.

Relasjonene mellom tau- og trommeldiameter, sporets stigning og sportype er viktig. Bunnen av sporet sin kontur skal være sirkulært, og ISO 16625 (2013) anbefaler en sporradius r_g for både trommel og trinse som gitt i Ligning 3.33, hvor den optimale er 0,5375 d .

$$0,525d \leq r_g \leq 0,550d \quad (3.33)$$

DNV-ST-0378 (2019) sier at sporet skal være glatt og at stigningsvinkelen α ikke skal overgå 4° for å unngå at tauet klatrer over sporet, det vil gi en stigning a gitt av Ligning 3.34. En annen kilde,

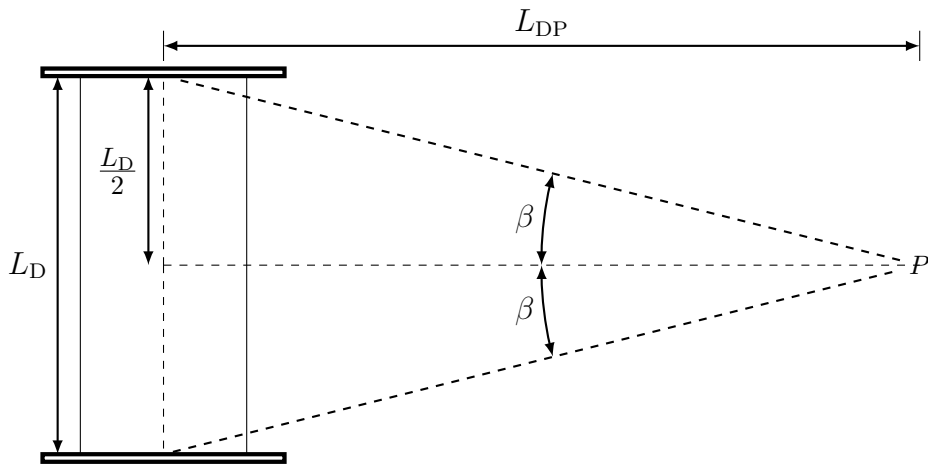
tauproduzenten Python Rope (u.å.), nevner at stigningen til sporet skal ligge mellom to verdier som gitt ved Ligning 3.35, det vil gi en stigningsvinkel mellom $1,05^\circ$ til $1,10^\circ$.

$$\alpha = \arctan \frac{a}{\pi D_p} \Leftrightarrow a = \pi D_p \cdot \tan \alpha \quad (3.34)$$

$$2,065r_g \leq a \leq 2,18r_g \quad (3.35)$$

3.5 Anløpsvinkel

Tau som spoler av og på en trommel eller trinse i en vinkel vil få vridninger når det ruller ned i sporet langs flensen, denne anløpsvinkelen β , er gitt som vinkelen mellom punktet tauet ankommer eller forlater trommelen og første faste punkt det går gjennom relativt til senterlinjen til trommel som vist i Figur 3.9. Foruten utformingen av trommel, er denne vinkelen den viktigste faktoren for spoleoperasjonen, både når det gjelder levetid på ståltau og sikkerhet (LeBus, 2013; ISO 16625, 2013).

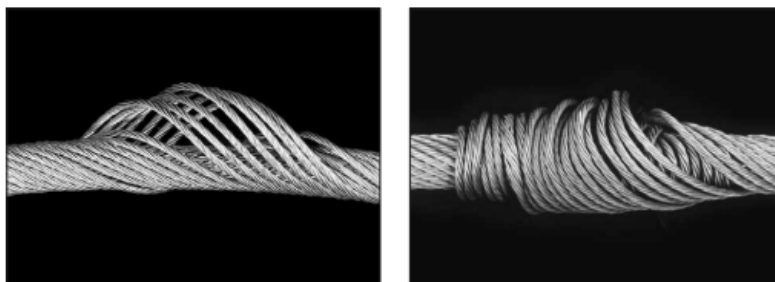


Figur 3.9: Anløpsvinkel β mellom akse fra trommelsenter og tau.

For stor anløpsvinkel vil føre til at tauet vil bevege seg fra flensen mot senter, for en flerlags-trommel vil dette føre til større mellomrom mellom tauets vindinger som overliggende lag kan falle ned i og gjøre skade på tau og utstyr. Ved for liten vinkel — spesielt på flerlags-tromler — kan tauet bygge seg opp langs flensen før den faller ned på trommel med stor kraft og gjøre skade på tau og utstyr. Både for stor og liten vinkel kan føre til større feil og i verste fall personskaade.

I henhold til ISO 16625 (2013) skal anløpsvinkelen ikke være større en 2° for rotasjonsresistent tau og 4° for vanlig tau, ved spoling i flere lag burde den være større en $0,5^\circ$ for å unngå at tauet hoper seg opp.

Ved å ikke overholde anløpsvinkel $\beta \leq 2^\circ$ vil dette kunne resultere i at rotasjonsresistentståltau åpner seg ved at kordellene skilles fra kjernen som et resultat av relativ lengdeutvidelse av rotasjonen innført. Kalt «birdcaging» på engelsk. Et tilfelle med birdcaging kan observeres ved Figur 3.10.



Kilde: Verreet og Ridge (2018)

Figur 3.10: Birdcaging.

Med bakgrunn i definisjonen på anløpsvinkel β kan en dermed finne avstanden mellom trommel og det faste punktet ved bruk av den trigonometriske tangensfunksjonen som i Ligning 3.36, der L_D er bredde på trommel og L_{DP} er avstand mellom trommelens senterakse og punktet. Trommelbredde er delt på to for å få avstanden fra flens til trommelens senterlinje.

$$\tan \beta = \frac{L_D}{2 \cdot L_{DP}} \Leftrightarrow L_{DP} = \frac{L_D}{2 \cdot \tan \beta} \quad (3.36)$$

LeBus (2013) anbefaler at anløpsvinkelen generelt burde ligge mellom $0,25^\circ$ til $1,5^\circ$ etter erfaringer gjort igjennom flere tiår, det optimale valget er avhengig av bruksområde, last, taukonstruksjon og -hastighet. Fra anbefalinger og ved å putte optimale anløpsvinkler fra LeBus inn i Ligning 3.36 finner man at forholdet mellom trommelbredde og avstand til det faste punktet tauet går igjennom (L_D/L_{DP}), burde være minst 1:20, ideelt 1:23 for rotasjonsresistanttau.

3.5.1 Metoder for å redusere vinkel

Det vil ikke alltid være tilstrekkelig med plass for å holde anløpsvinkelen innenfor 2° eller 4° , da er det mulig å ta i bruk en av to mekanismer for å kompensere.

Anløpsvinkel kompensator

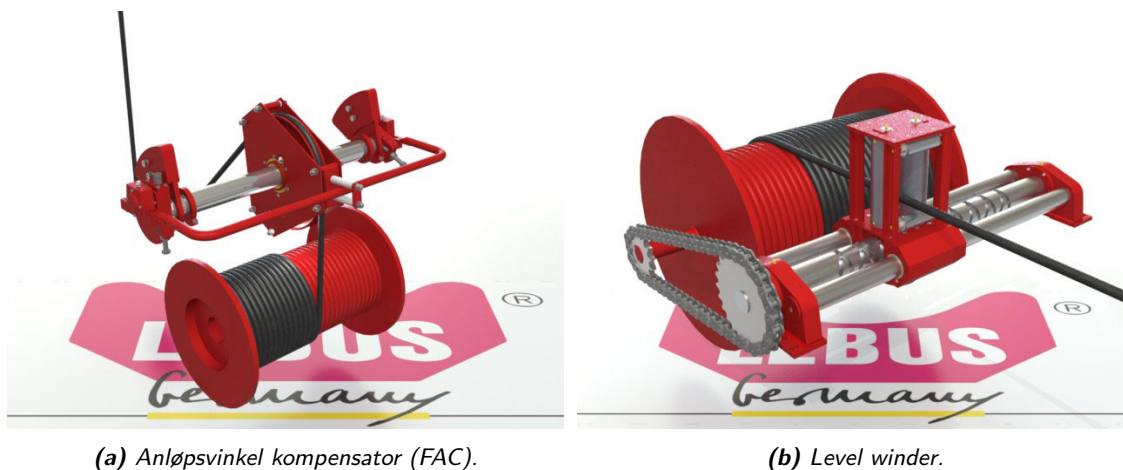
Anløpsvinkelkompensator (eng. *Fleet Angle Compensator, FAC*) er en mekanisme som styres av tauets bevegelse over trommelen uten mekanisk forbindelse mellom trommel og kompensator. Den er helt automatisk og trinsen til mekanismen oscillerer frem og tilbake på en aksling som vist i Figur 3.11a. Trinsen fører tauet på trommelen med riktig anløpsvinkel. Avstanden mellom FAC trinsen og et fast punkt tauet går over må være seks ganger større en trommelens bredde — forhold på 1:6 — for å unngå store vinkler på tauet. For trommel med maksimalt ett taulag kan trommel ha glatt overflate eller heliksspor, men for flere lag må den ha parallelle spor (LeBus, 2013).

Level Winder

En annen mekanisme for å kompensere for anløpsvinkelen er en «Level Winder». Den består av et hus med to vertikale rullestenger og enten en horisontal rullestang eller trinse som ståtauet går mellom og over. Huset beveger seg frem og tilbake på en selvreverserende skrue som kan være mekanisk, hydraulisk eller elektrisk styrt, der den mekanisk styrte, som vist i Figur 3.11b, er den simpleste og krever minst vedlikehold.

I motsetning til FAC må denne være utformet for å være kompatibel med trommelens spor og justert for taudiameter, som resultat vil den gi kontrollert og perfekt spoling av trommel uansett antall lag. For en «Level Winder» må avstanden mellom huset og et fast punkt tauet går over være

syv ganger større en trommelens bredde (forhold på 1:7). Ved bruk av denne mekanismen kan en trommel ha glatt overflate for ett taulag, heliksspor for opptil tre lag eller parallellespor for flere lag (LeBus, 2013).



Kilde: LeBus (u.å.)

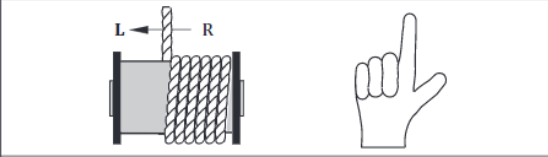
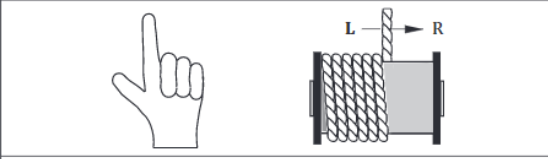
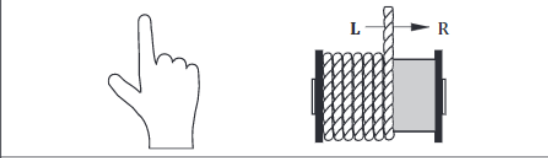
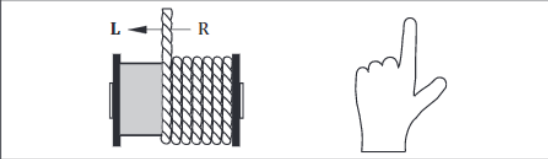
Figur 3.11: Mekanismer LeBus leverer for å kompensere anløpsvinkel.

3.6 Korrekt bruk av ståltau

Ståltau som blir brukt korrekt og godt vedlikeholdt skal i seg selv ha lang levetid. Det er derimot ikke uvanlig at ståltau blir tatt ut av service lenge før sin prosjekterte levetid, ofte på grunn av utmatting, friksjonsskader og korrosjon (Verreet, 2018). Hensyn utover de som er nevnt i det foregående kapittelet inkluderer:

Korrekt på-og-avspoling:

Karakteristikken ved forskjellige ståltau gir føringer for hvordan spoling skal foregå på og av trommel, se Figur 3.12. Om disse retningslinjene ikke overholdes vil det kunne innføre uønsket rotasjon av ståltauet og andre virkningsforstyrrelser.

	a) Right-hand lay rope — underwind Start rope at right-hand flange for right-hand lay rope
	b) Left-hand lay rope — underwind Start rope at left-hand flange for left-hand lay rope
	c) Right-hand lay rope — overwind Start rope at left-hand flange for right-hand lay rope
	d) Left-hand lay rope — overwind Start rope at right-hand flange for left-hand lay rope

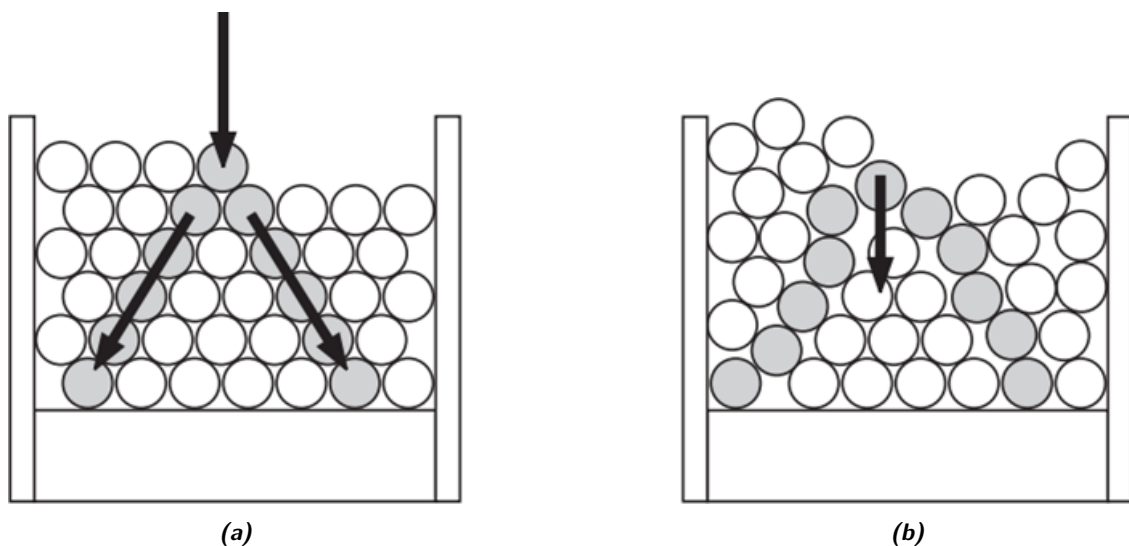
Thumb indicates the side of the rope anchorage.

Kilde: ISO 16625 (2013)

Figur 3.12: Spoleretning påvirket av leggeretning.

Tilstrekkelig forspenningskraft:

Hvis de nedre lagene ikke har blitt spolt inn på trommelen med tilstrekkelig forspenning, vil nedre ståtaulag kunne bli forskjøvet av det innkommende ståltauet fra laget over. Dette kan resultere i at ståltauet graver seg ned i underliggende lag, som kan gi alvorlig skade på materiell, og skape farlige situasjoner under drift. Sporløse tromler er spesielt utsatt for en slik situasjon. Figur 3.13a viser kraftpyramiden til en sporløs trommel, og Figur 3.13b illustrerer en kollapset kraftpyramide. Årsaken til dette er utilstrekkelig støtte fra spor og samt for lav forspenning.



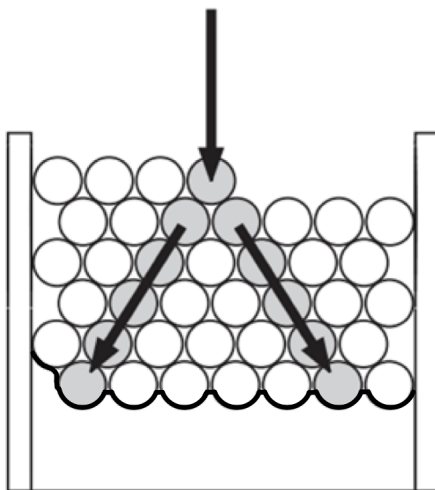
Kilde: Verreet (2018)

Figur 3.13: Kraftpyramide forspenning.

Dersom en situasjon med nedgravd ståltau oppstår, vil en farlig situasjon kunne oppstå, utover det

som angår skade på selve ståltauet. Et nedgravd ståltau vil få et nytt punkt for fastholding, klemt mellom underliggende lag av ståltau. Om ståltauet ikke løsner fra dette nye punktet for fastholding ved videre rotasjon av trommelen, vil retningen til kreftene reverseres til å peke i motsatt retning i forhold til trommelsenter. Om nødstopp ikke engasjeres i dette tilfellet, og trommelen fortsetter å rotere, vil ståltauet plutselig kunne løsne, en situasjon med høy sjokkbelastning som vil i værste fall kunne bidra til at ståltauet ryker.

Riktig «kraftpyramide» er vist i Figur 3.14. I dette tilfellet er riktig forspenningskraft påført samt at spor i trommelen stabiliserer det nederste laget. Her kan man også se at hulrommene ved flensene er fylt inn. Dette hjelper ståltauet med å klatre fra det første til det andre på en korrekt måte, dermed minimeres også faren for nedgraving mellom ståltau og flens.



Kilde: Verreet (2018)

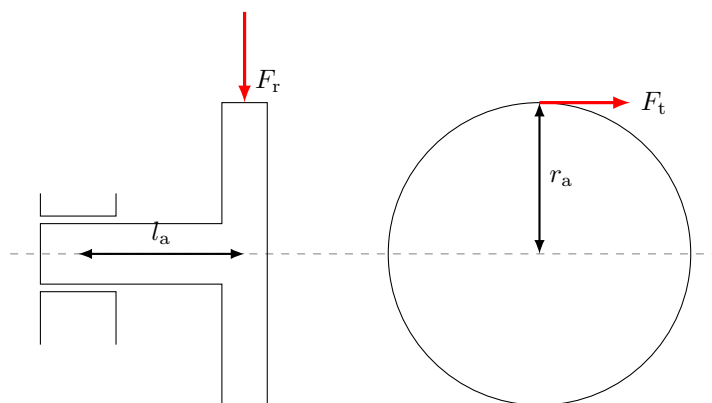
Figur 3.14: Ordnet kraftpyramide forspenning.

Ståltauet skal spoles med en forspenningskraft på minimum på 10 % av *Maksimal Arbeidslast* (eng. *Work Load Limit, WLL*). Samtidig er det viktig å etterstrebe og fornye forspenningen ved behov over hele taulengden, spesielt om det oppstår gjenkjennelige viklingsforstyrrelser, eller tendenser til nedgraving. Nevnte tiltak vil bidra til å minimere faren for skade på ståltauet ved nedgraving og vil generelt sikre riktig ståltauoppførsel (KHL Group, 2006).

3.7 Dimensjonering av aksling

En aksling er en sylinder som brukes for å overføre torsjon eller bære roterende deler. Om en radialkraft F_r virker på en aksling en avstand l_a fra opplagringspunkt som vist i Figur 3.15 vil den bli utsatt for et bøyemoment M_b som gitt i Ligning 3.37. Blir den derimot utsatt for en tangentialkraft F_t på en radius r_a vil den bli utsatt for et torsjonsmoment T_M som gitt i Ligning 3.38.

Den sammensatte spenningen som oppstår i akslinger fra bøye- og torsjonsmoment er gitt i Ligning 3.39, hvor D_{axle} er akslingens ytre diameter. Ved å sette den sammensatte spenningen som i Ligning 3.40, hvor σ_y er materialets flytgrense og S_F en sikkerhetsfaktor, kan en finne diameteren for en massiv aksling fra Ligning 3.41.



Figur 3.15: Typisk aksling utsatt for spenninger fra radialkraften F_r virkende på en avstand l_a fra opplagring, og tangentialkraften F_t virkende på en radius r_a .

$$M_b = F \cdot l_a \quad (3.37)$$

$$T_M = F \cdot r_a \quad (3.38)$$

$$\sigma_{\text{eq,axle}} = \sqrt{\sigma_{\text{b,axle}}^2 + \tau_{\text{axle}}^2} = \frac{32D_{\text{axle}}}{\pi \cdot D_{\text{axle}}^3} \sqrt{M_{\text{b,axle}}^2 + 0,75T_M^2} \quad (3.39)$$

$$\sigma_{\text{eq}} = \frac{\sigma_y}{S_F} \quad (3.40)$$

$$D_{\text{axle}} = \sqrt[3]{\frac{32S_F}{\pi \cdot \sigma_y} \sqrt{M_{\text{b,axle}}^2 + 0,75T_M^2}} \quad (3.41)$$

Torsjonen en aksling utsettes for kan være ulike typer: Den kan være vekslende, varierer mellom en positiv og negativ verdi; pulserende, varierer mellom to enten positive eller negative verdier; eller hvilende, den holder seg konstant. Fra Dørum (2006a) kan en sette inn en faktor α_0 for overslagsberegning av akselens diameter før videre studier blir gjort, som gitt i Ligning 3.42. Tabell 3.2 viser faktoren som kan brukes ved ulike typer torsjonspåvirkning.

$$d_{\text{ext.}} = \sqrt[3]{\frac{32S_F}{\pi \cdot \sigma_y} \sqrt{M_{\text{b,axle}}^2 + 0,75(\alpha_0 T_M)^2}} \quad (3.42)$$

Tabell 3.2: Overslags faktorer for aksling.

Bøying	Torsjon	α_0
Vekslende	Vekslende	1,00
Vekslende	Pulserende	0,75
Vekslende	Hvilende	0,60

3.8 Drivlinje

Med drivlinje menes alle komponenter som er med på å drive, rotere, overføre og bremse bevegelsen av spoleapparatet.

3.8.1 Motor

Ved utregning av nødvendig motorkraft kan Ligning 3.43 benyttes. Denne ligningen er svært enkel da den kun er en utledning av arbeid. Der 1 W er definert som 1 N m s^{-1}

$$W_m = \frac{S_L \cdot v}{\eta} \quad (3.43)$$

- Motorkraft: W_m
- Linjehastighet: v
- Arbeidsbelastningen: S_L
- Virkningsgrad: η

Samtidig i arbeidet for dimensjonering av riktig motor sier torsjonsmomentet noe om hvilken kraft motoren må overkomme for å initiere rotasjon av legeme. Ved Ligning 3.44. I er massetrehetsmomentet til legeme, og ω er vinkelhastigheten.

$$\tau_m = I \cdot \omega \quad (3.44)$$

3.8.2 Brems

Et bremsesystem har som hensikt å retardere en last i bevegelse. Det finnes mange forskjellige virkemåter for å oppnå dette, men felles for alle er omgjørelsen av den kinetiske energien over til en annen energiform, typisk varmeutvikling. For et hydrauliskbrems, identisk som de montert på de fleste biler vil en bremsekloss presses mot bremsekive ved hjelp av hydraulisk kraft. Et slik bremsesystem som her nevnes på biler vil et bremsetrykk på omtrent 5 MPa være tilstrekkelig (Grove Aircraft, u.å.).

Omgjørelsen av den kinetiske energien skjer gjennom friksjonskreftene som oppstår mellom bremsebelegg og skive.

Friksjonsmomentet utledes ved Ligning 3.45.

$$\tau_b = \mu \cdot F_N \cdot r_f \cdot n \quad (3.45)$$

r_f , middelverdi for smale friksjonsbånd ved Ligning 3.46.

$$r_f = \frac{r_i + r_y}{2} \quad (3.46)$$

For bremsekive vil flatetrykket virke over et areal lik en sirkelsektor, arealet for sirkelsektoren kan utledes ved Ligning 3.47:

$$A = \frac{\theta}{2} \cdot (r_y^2 - r_i^2) \quad (3.47)$$

Der:

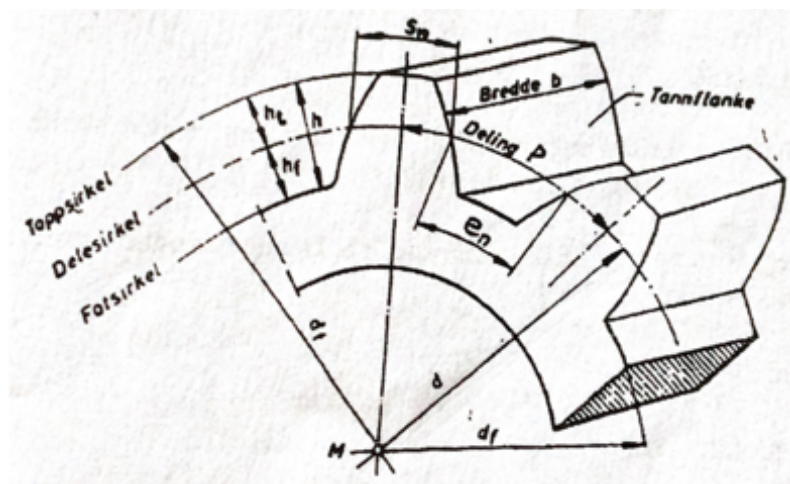
- Friksjonsmoment: τ_b
- Normal bremsekraft: F_N
- Antall bremseflater: n
- Friksjonskoeffesient (statisk/dynamisk): μ
- Effektiv friksjonsradius: r_f
- Indre bremseflateradius: r_i
- Ytre bremseflateradius: r_y

3.8.3 Gir

Girutveksling overfører rotasjon fra en aksling til en annen ved inngrep av tenner på hjulene. Utformingen på tannhjulforbindelsen tillater varierende hastighet og dreiemoment, for ulike formål. Den vanligste og enkleste typen girutveksling er rettskåret gir (spur gear). Ved utforming av gir er det et mangfold av parametere for å sikre seg den mest effektive overføringen og riktig inngrep mellom tennene. Nomenklatur for rettskåret gir ved Figur 3.16.

- Delingen $[p]$: Avstanden mellom tennene på tannhullet i delingsdiameteren.
- Antall tenner: z
- Inngrepsvinkel $[\alpha]$: Vinkelen som oppstår mellom tangentlinje på delingssirkelen og normallinje fra tannprofilen.
- Modulen $[m]$: En av de viktigste størrelsene som beskriver et tannhjul. Modulen er forholdet mellom delingen og π .

$$m = \frac{p}{\pi} \quad (3.48)$$



Kilde: Dørum (2006a)

Figur 3.16: Nomenklatur av rettskåret gir.

Tilhørende formler for dimensjoneringsarbeid kan ses i Tabell 3.3.

Tabell 3.3: Dimensjonering av tannhjul.

Dimensjoner	Formler
Delingsdiameter	$D = m \cdot z$ (3.49)
Senteravstand	$a = (z_{\text{drivende}} + z_{\text{drevet}}) \cdot \frac{m}{2}$ (3.50)
Toppdiameter	$D_t = m \cdot z + 2m$ (3.51)
Fotdiameter	$D_f = m \cdot z - 2,5m$ (3.52)
Topp høyde	$h_t = m$ (3.53)
Fothøyde	$h_g = 1,25m$ (3.54)
Tannhøyde	$h = h_a + h_d = 2,25m$ (3.55)
Tannbredde	$b = \lambda \cdot m$ (3.56)

Bredden på tannhjulet bestemmes ved breddefaktor λ , korrekt verdi for breddefaktor er 9 - 12 i de fleste tilfeller, men dette må også kapasitetsjekkes (Mech, u.å.).

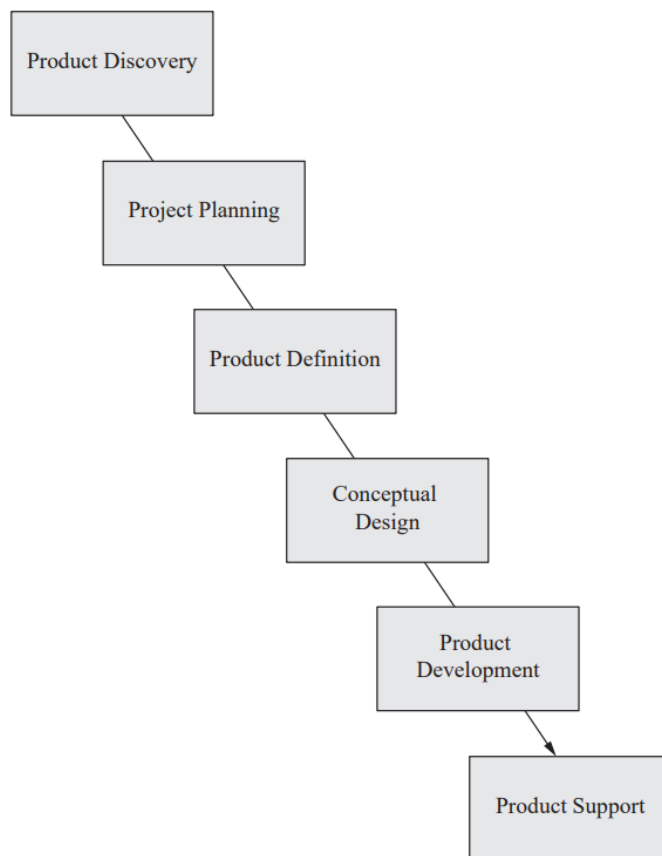
Inngrepsraten (contact ratio) er definert som antall tenner i kontakt under inngrep. Som forsikring for at det ikke oppstår skade mellom tannhjulene som følge av glipping mellom tennene, er det ønskelig med en inngrepsrate større enn 1,2. For tilfeller der inngrepsraten er større enn 2 er girutvekslingen definert å ha en høy inngrepsrate. Generelt sett vil en høy inngrepsrate utveksle mindre bøyespenninger og kontaktspenninger (KHK Gears, 2021).

4 Metode

4.1 Konseptutviklingsmetodikk

Det finnes mange måter å utvikle et produkt på. Man kan velge å gå intuitivt til verks under utviklingen, men man risikerer da at hele prosessen blir veldig uryddig og at man bruker mye mer tid enn planlagt. En slik prosess kan også resultere i at produktet man utvikler ikke står til forventningene og ikke svarer på problemet som produktet skulle løse til å begynne med.

For å unngå dette finnes det flere teoretiske fremgangsmetoder som kan benyttes. I følge Ullman (2010) kan prosessen ses på som seks faser som vist i Figur 4.1



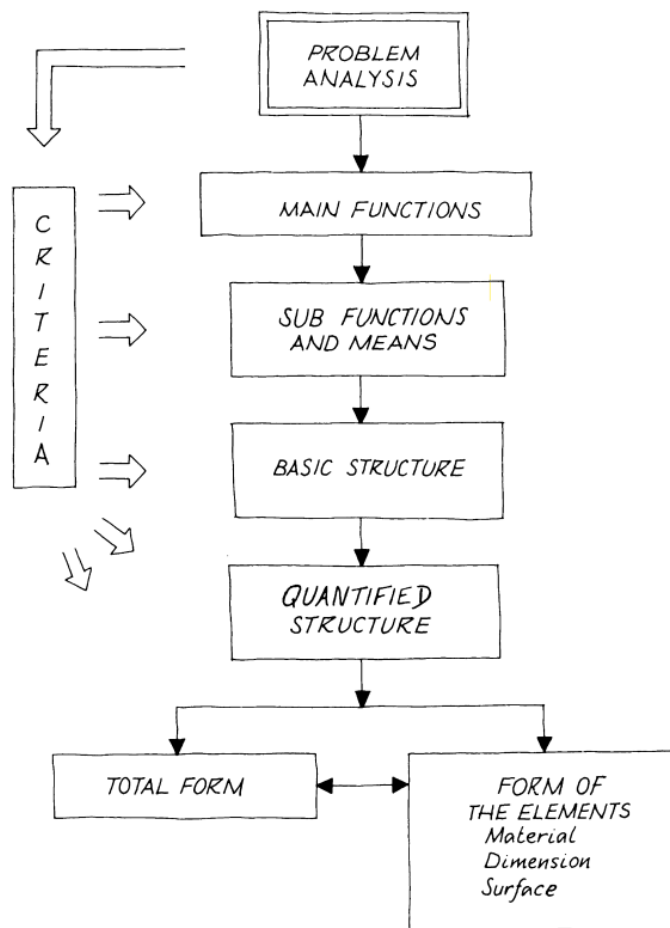
Kilde: Ullman (2010)

Figur 4.1: De seks fasene av produktutvikling.

For dette prosjektet kan de to første fasene, der behovet for produktet blir etablert og prosjektplanene for produserende bedrift blir lagt, neglisjeres da det er blitt gitt en spesifikk oppgavetekst til hva som skal lages og hvilket problem som skal løses. Videre går prosessen over til «Produktdefinisjon» der målet er å forstå det virkelige omfanget av problemet og legge tydelige kriterier for hvordan produktet skal designes for å løse det aktuelle problemet. I «Konseptdesign» blir forskjellige konsepter utviklet og vurdert opp mot hverandre. Et endelig valg av konsept kommer først i «Produktutviklingsfasen». Dette konseptet skal nå videreutvikles. I følge Ullman (2010) er det mange designprosjekt som starter rett inn i denne fasen, og disse prosjektene er ofte de som ender opp med produkter av lav kvalitet. I tillegg fører dette ofte til uplanlagte kostnader sent i designprosessen. Dette skyldes at det er mange spesifikasjoner, funn og andre mulige løsninger som går tapt dersom man starter prosessen først her. I fasen «Produktstøtte» går produktet ut til produksjon, men det betyr ikke at ingeniørarbeidet er ferdig. Det er ofte behov for støtte fra ingeniør både ved produksjon, sammenstilling og helt frem til og med salg av produktet. Denne

fasen vil til en viss grad være aktuell for gruppen da det endelige designet skal presenteres og forklares helt mot slutten av prosjektet.

I følge Tjalve (1979) kan den samme type prosessen kalles for en «produksyntese». Denne prosessen har mange likheter som de seks fasene Ullman (2010) snakker om, men produksyntesen tar mer konkret for seg designfasen og hvordan man kan gå frem stegvis for å oppnå ønsket resultat. Produksyntesen kan ses i Figur 4.2.



Kilde: Tjalve (1979)

Figur 4.2: Produksyntese. Modell over designprosessen med de tilhørende fasene.

Denne prosessen handler om å etablere en viss forståelse for hva som er produktets hovedfunksjon og deretter hvilke flere underfunksjoner det er ønskelig at produktet skal ha. Deretter kan det lages en «basisstruktur» ut fra disse funksjonene. Denne strukturen kan være noe så enkelt som et blokkdiagram eller enkle tegninger som viser hvordan konseptet er tenkt å fungere. Deretter går denne strukturen videre til en «kvantifisert struktur». Her blir de viktigste parameterne for de individuelle komponentene spesifisert og gir en god pekepinn på hvordan produktet vil se ut. Det betyr derimot ikke at disse er helt bestemt da elementer, som for eksempel materialer, ikke er bestemt enda. Dette bestemmes først i den siste delen av designprosessen. Gjennom alle fasene kan det også være greit at det tidlig blir etablert kriterier som man kan forholde seg til under utviklingen (Tjalve, 1979).

4.2 Gruppens fremgangsmetode

Måten gruppen har jobbet gjennom prosjektet minner veldig om en blanding mellom begge metodene beskrevet i Seksjon 4.1. Det ble brukt mye tid på å definere hovedproblemet som produktet

skulle løse. I tillegg ble det også bestemt diverse underfunksjoner som var ønskelige. Det ble også tidlig bestemt hvilken grad av ferdigstilling spoleapparatet skulle ha ved prosjektets slutt. Etter problemdefineringsfasen ble det satt diverse kriterier for utvikling av konseptene. Disse kriteriene ble også benyttet som vurderingsgrunnlag da det endelige konseptet skulle velges for videre utvikling.

Gruppen har brukt enkle håndtegninger og «PowerPoint»-tegninger for å illustrere de aktuelle konseptene. Håndtegnningene ble mye brukt under idémyldringen til hvordan rammen til spoleapparatet skulle se ut. Også her ble det satt kriterier som ble fulgt under utvikling av rammen.

Der det oppstod uforutsette problemer, bestemte gruppa seg for å ta noen steg tilbake i utviklingen for å utforske hvilke mulige løsninger som kunne fungere som gode alternativ. Det gikk med mye tid på å identifisere dette problemet og det var ønskelig at de viktigste nøkkelfunksjonene til det originale konseptet skulle ivaretas gjennom problemløsningen. Under denne prosessen ble det hele tiden lagt fokus på at dette i minst mulig grad skulle gå utover det resultat gruppen ønsket å levere.

Grad av ferdigstilling ble bestemt til å være et konseptuelt design av spoleapparatet. Gruppen har benyttet «SolidWorks» som modellerings- og simuleringsverktøy. Alle komponenter ble designet her før de ble satt inn i en sammenstilling som illustrerer spoleapparatet i sin helhet. Det ble også lastet opp diverse komponenter som kan kategoriseres som «katalogvare» for å spare tid på modellering.

4.3 Benyttede programvarer

Som nevnt har gruppen benyttet programvarer som «PowerPoint», PGF/TikZ og «SolidWorks». Powerpoint ble benyttet til å tegne enkle, illustrerende figurer som blir brukt gjennom rapporten. PGF/TikZ er brukt for å programmere vektorgrafiske illustrasjoner. SolidWorks er et CAD-program som blir mye brukt til konstruering og simulering, samtidig som det fungerer godt til å lage sammenstillinger av produkter. Gruppen benyttet SolidWorks til å modellere og simulere de ulike komponentene, samt sette disse inn i en sammenstilling.

5 Konsepter

De aktuelle konseptene for prosjektet vil bli presentert i denne seksjonen. Først vil de ulike kriteriene som ligger til grunn for valg av endelig konsept bli presentert. Deretter blir hvert konsept presentert og vil bli karaktersatt ut fra hvor godt de oppfyller de ulike kriteriene. Karakterene strekker seg fra 1 til 6, der 6 er høyeste måloppnåelse. Videre blir konseptene sammenlignet og vurdert opp mot hverandre. Konseptet som samlet sett skårer høyest, blir vurdert som det best egnede for dette prosjektet.

5.1 Kriterier

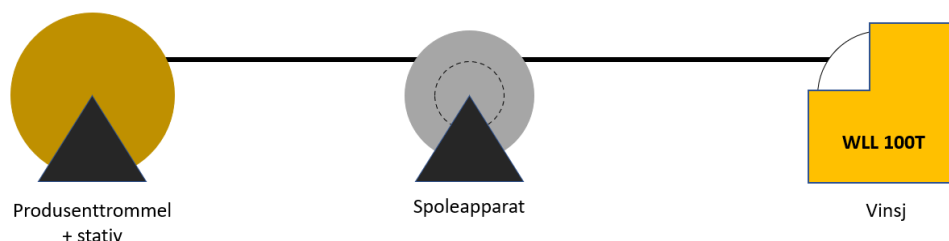
Kriteriene ble satt for å ha konkrete rammer for hva som kreves for et fungerende konsept. Deretter ble de aktuelle konseptene utviklet med hensyn på kriteriene. Tabell 5.1 tar for seg de aktuelle kriteriene og hva som blir lagt vekt på for hvert punkt.

Tabell 5.1: Kriterier for utvikling av konsept.

Kriterier	Begrunnelse
Håndterbarhet	Konseptet må lett kunne håndteres. Dette kan gjøres ved hjelp av kran og gaffeltruck. Apparatet må da utstyres med løfteører og truckklommer. Total vekt og størrelse må tas i betraktning.
Transport	For transport er det fordelaktig at konseptet kan transporteres i container.
Forspenning	Hvor og hva skaper forspenningen. Fordelaktig at dette skjer lokalt på spoleapparatet og at det krever minst mulig plass.
Fleksibilitet	Konseptet skal kunne anvendes til ulike typer spoleprosesser, derav også til ståltau med mindre dimensjoner.
Brukervennlighet	Det skal være lett å tre eller feste ståltauet på spoleapparatet.
Areal	Konseptet i sin helhet skal kreve minst mulig areal under spoleprosessen.

5.2 Konsept 1

Dette konseptet baserer seg på en lineær løsning. Ståltauet skal spoles fra produsenttrommel til vinsj via et spoleapparat i én og samme spoleprosess. Her må ståltauet spoles med et beregnet antall vindinger om trommelen på spoleapparatet for å kunne skape nok kraft til at vinsjen kan trekke riktig forspenning.



Figur 5.1: Illustrasjon av Konsept 1 med spoleretning mot høyre.

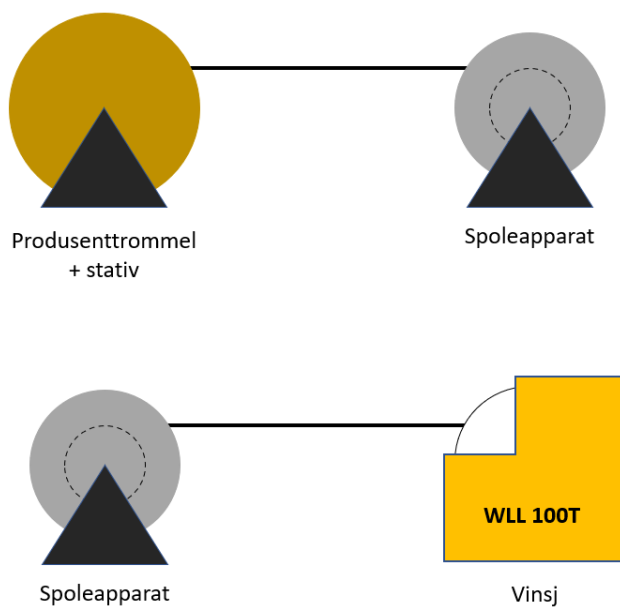
Produsenttrommel plasseres på en egen, enkel ramme. Denne rammen skal kunne benyttes til flere trommelstørrelser, og trommelen roterer mer eller mindre «fritt». Tabell 5.2 begrunner hvilke karakterer konsept 1 har fått for de ulike kriteriene.

Tabell 5.2: Karaktergiving for konsept 1.

Vurderingskriterier	Begrunnelse	Karakter
Håndterbarhet	<p>Spoleapparat og produsenttrommel er uavhengig av hverandre og kan transporteres hver for seg.</p> <p>På grunn av at dette er en lineær løsning, skal trommelen på spoleapparatet kun ta ett lag med ståltau. Trommelen blir da betraktelig mindre og lettere.</p> <p>Vekten fordeles mellom to mindre enheter; spoleapparatet og produsenttrommel med ramme.</p>	5
Transport	<p>Dette konseptet krever én trommel på spoleapparatet som kun skal ta ett lag med tau, rammen antas derfor å bli liten nok til å kunne plasseres i en container for transport. Produsenttrommelen må derimot transporteres på egen ramme og det er usikkert om denne vil få plass i samme container.</p>	5
Forspenning	<p>Maksimal forspenningskraft bestemmes av antall vindinger ståltauet har rundt trommelen på spoleapparatet. I tillegg er spoleapparatet utstyrt med bremsere som holder igjen til riktig forspenning.</p>	5
Fleksibilitet	<p>Til dette konseptet antas det at alle ståltau med diameter mindre enn 56 mm kan benytte den samme trommelen til tross for at sporene er designet for 56 mm.</p>	6
Brukervennlighet	<p>Rammen vil ikke komme i veien for å enkelt kunne spole tauet rundt spoleapparatet.</p>	6
Areal	<p>På grunn av anløpsvinkelen, krever konseptet en del plass i lengderetningen under spoleprosessen. Dette gjelder både fremfor og bak spoleapparatet.</p>	2

5.3 Konsept 2

I konsept 2 skal ståltauet spoles i to individuelle prosesser, først fra produsenttrommelen og over til spoleapparatet og deretter fra spoleapparatet over til vinsjen. Her må spoleapparatet både kunne trekke under påspoling og bremse med tilstrekkelig kraft under avspoling slik at vinsjen blir spolt med riktig forspenning. Figur 5.2 illustrerer konsept 2. Tabell 5.3 tar for seg karakterene og tilhørende begrunnelser for konsept 2.



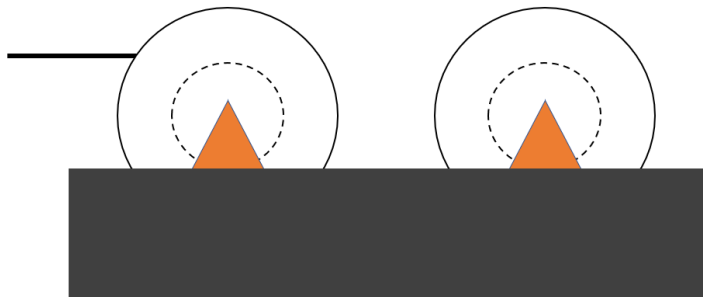
Figur 5.2: Illustrasjon av konsept 2 med spoleretning mot høyre.

Tabell 5.3: Karaktergiving for konsept 2.

Vurderingskriterier	Begrunnelse	Karakter
Håndterbarhet	<p>Ståltauet må kunne transporteres på spoleapparatet. Trommelen må dimensjoneres for å kunne holde hele tauets lengde og vekt.</p> <p>Rammen må dimensjoneres for å bære både motor, brems, trommel og 500 m med ståltau.</p> <p>Den totale vekten på spoleapparatet vil bli høy, noe som ikke er godt egnet for områder med dårlig krandekning.</p>	3
Transport	<p>Den totale høyden på trommelen antas å komme veldig nærme taket på containeren. Bredden på rammen vil også øke betraktelig. Lite klaring i både høyde og bredde i containeren gjør at konseptet skårer lavt på transport.</p>	2
Forspenning	<p>Forspenningskraften blir tilført kun ved hjelp av bremsere på spoleapparatet. Det må argumenteres for at ståltauet ikke vil grave seg ned på trommelen på selve spoleapparatet.</p>	4
Fleksibilitet	<p>Trommelen må i dette tilfellet byttes ut for hver endring av ståltaudiameter. Dette skyldes at tromler som skal holde mer enn tre lag tau, bør designes med spor, disse sporene kan ikke benyttes til ståltau med andre diametere.</p> <p>Dersom trommelen ikke er designet med spor, må flensene kunne være justerbare. Dette fordi det er viktig at det nederste laget med tau fylles helt for å unngå forflytninger i de overgående lagene.</p>	2
Brukervennlighet	<p>Rammen vil ikke være i veien under påspoling av ståltauet på spoleapparatet, men påspoling vil ta lang tid og uten guide er det liten garanti for at ståltauet vil legge seg fint på trommelen.</p>	3
Areal	<p>Konseptet krever liten plass under spoleprosessen i lengderetning, dette tar utgangspunkt i at vinsjen er utstyr med FAC.</p>	5

5.4 Konsept 3

Konsept 3 er basert på ideene fra konsept 1 og 2. Her består spoleapparatet av to tromler der den ene skal fungere som lagringstrommel for ståltauet. Trommel nummer 2 skal fungere som mellomleddet i konsept 1, der ståltauet skal spoles med et beregnet antall vindinger for å skape nok kraft. Se Figur 5.3.



Figur 5.3: Illustrasjon av konsept 3.

Her gjelder de samme vurderingene i forhold til trommeldimensjoner og eventuelle spor i tromlene som for de foregående konseptene. Se Tabell 5.4 for karakterer og begrunnelser.

Tabell 5.4: Karaktergiving for konsept 3.

Vurderingskriterier	Begrunnelse	Karakter
Håndterbarhet	Et spoleapparat med to tromler, der den ene trommelen skal holde 500 m tau og den andre skal fungere som en kapstan, vil bli unødvendig stort. Tromlene må stå langt nok fra hverandre for å ikke overstige en anløpsvinkel på 2° . Dette vil ikke la seg gjøre på ett og samme spoleapparat. Tromlene vil i tillegg være store og vektfordelingen over spoleapparatet vil være veldig skeiv, noe som ikke er godt egnet for håndtering.	1
Transport	Total vekt og størrelse antas å bli så stort at transport i container ikke vil la seg gjøre.	1
Forspenning	Forspenningskraften blir tilført på lik måte som for konsept 1; et beregnet antall vindinger og brems.	5
Fleksibilitet	Trommelen som skal holde ståltauet, må som for konsept 2; byttes ut for hver endring i ståltaudiamter eller justeres i flensene.	2
Brukervennlighet	Rammen vil ikke være i vegen under påspoling av ståltauet på den første trommelen, men spoleretningen vil her være ett problem da tauet alltid skal spoles i samme retning. Altså enten overspolt eller underspolt.	1
Areal	Konseptet krever stor plass bare for spoleapparatet alene. Avstanden mellom spoleapparat og vinsj vil være samme som for konsept 1.	3

5.5 Sammenligning av konsepter

Ved å sammenligne konseptene og legge vekt på fordelene og ulempene ved alle tre, vil det være mulig å bestemme hvilket av dem som er det best egnede konseptet, og eventuelt hvilke faktorer som burde være med i det endelige produktet.

I Tabell 5.5 er de tre konseptene samlet for å enklere kunne sammenligne karakterene og den totale poengsummen.

Tabell 5.5: Samlede karakterer for de tre konseptene.

Vurderingskriterier	Konsept 1	Konsept 2	Konsept 3
Håndterbarhet	5	3	1
Transport	5	2	1
Forspenning	5	4	5
Fleksibilitet	6	2	2
Brukervennlighet	6	3	1
Areal	2	5	3
Totalt	29	19	13

Ved å se på den totale poengsummen i Tabell 5.5 kommer det tydelig frem hvilket konsept som skårer høyest på de fleste kriteriene. Til tross for at konsept 1 krever mye areal under selve spoleprosessen skårer den høyest på karakterene totalt sett. Konsept 3 skårer generelt sett lavt på de fleste kriteriene og dette skyldes at konseptet er lite anvendelig og at den totale størrelsen blir unødvendig stor. Med dette som grunnlag, ble konsept 3 forkastet tidlig i konseptutviklingen.

Konsept 3 kunne eventuelt fungert bra som mellomleddet i konsept 1. Her kunne begge tromlene hatt samme funksjon som trommelen på spoleapparatet i konsept 1, da ville heller ikke avstanden mellom tromlene vært et problem.

Konsept 2 legger seg 6 poeng over konsept 3 og får rundt middels måloppnåelse på de fleste kriteriene. Det skårer forøvrig høyt på «Areal» da dette er det mest arealeffektive av konseptene dersom man tar lengderetningen i betraktning. Det at spoleprosessen kan deles opp i to uavhengige prosesser teller positivt på karakterene da den første spoling kan skje allerede før spoleapparatet transporteres ut til den aktuelle vinsjen. På grunn av at trommelen ofte må byttes ut, eller justeres, samtidig som at konseptet vil få en høy totalvekt, ble dette konseptet valgt bort til fordel for konsept 1.

Den største fordelene med konsept 1 er at størrelsen på spoleapparatet reduseres betraktelig i forhold til de to andre konseptene. Trommelen vil bli både smalere og mindre på grunn av at det til enhver tid kun skal ligge ett lag med ståltau på den. Størrelsen og den reduserte totalvekten gjør spoleapparatet mer håndteringsvennlig og transport vil heller ikke være noe problem. Det må derimot argumenteres for at trommelen ikke trenger å byttes ut for hver endring i ståltaudiameter for at konseptet skal kunne betraktes som fleksibelt.

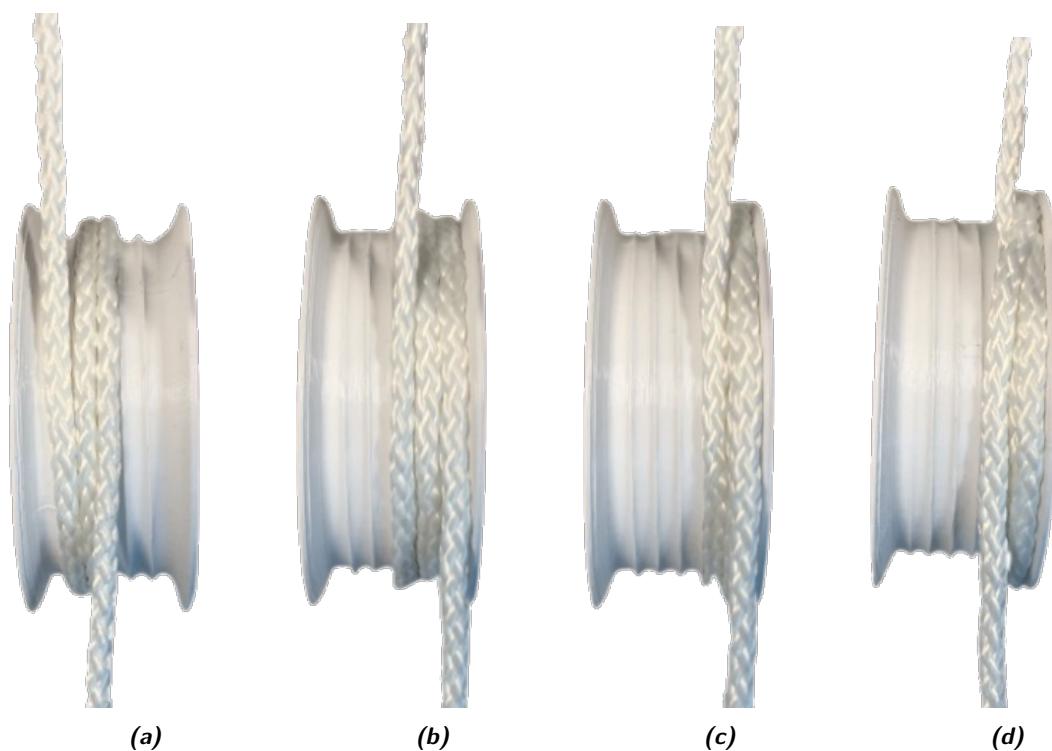
5.6 Valg av konsept

Med kriteriene som vurderingsgrunnlag, er det konsept 1 som får høyest uttelling totalt sett. Konsept 1 er derfor det konseptet som velges for videre utvikling og de kommende beregningene og modelleringene blir gjort med hensyn på dette.

6 Design av konsept

Under design av konsept 1, dukket det opp et problem som ville oppstå på tommelen til spoleapparatet under spoling av vinsjen. Til tross for at trommelen er designet med heliks-spor med stigning fra høyre mot venstre, vil ikke tauet automatisk flytte seg mot venstre under spoling. Dette skyldes at det er trommelen som roterer og ikke tauet som sklir over en statisk trommel. På grunn av dette, vil tauet ende opp med å spole over seg selv og låse tauet for bevegelse i spoleretningen.

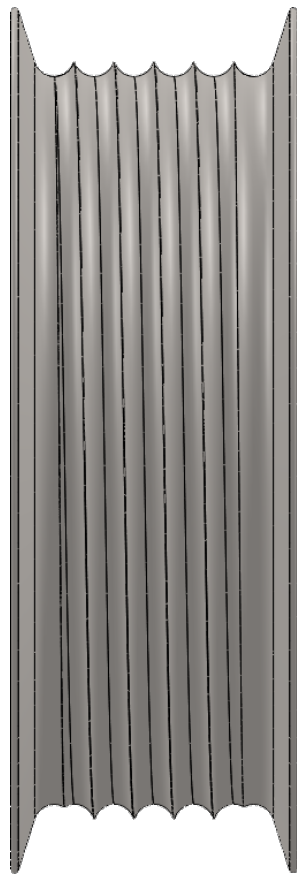
For å kunne forstå hendelsesforløpet bedre, ble det 3D-printet en skalert modell av trommelen, slik at spoling kunne testes ved hjelp av et tau i polyester. Se Figur 6.1 for bedre illustrering av problemet.



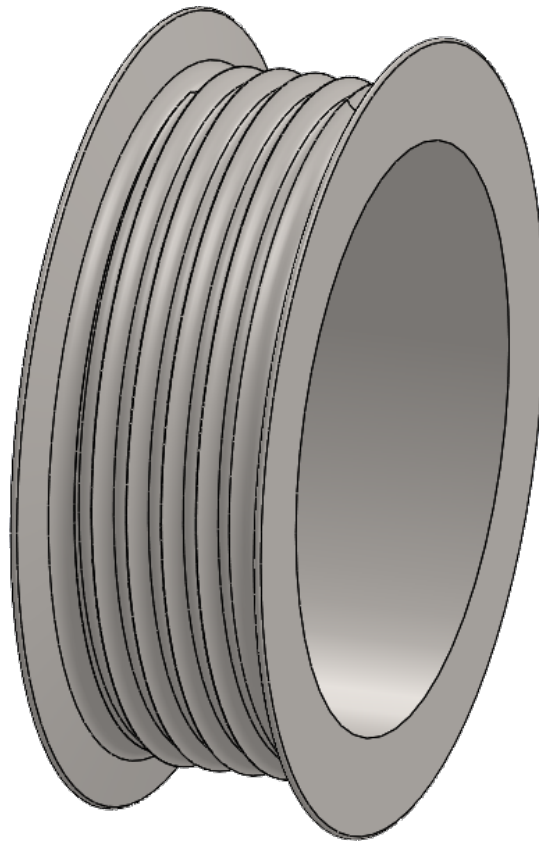
Figur 6.1: Oppførsel til tau på trommel med heliksspor, spoleretning oppover.

Testen ble gjort ved kun to vindinger av tauet rundt trommelen for å illustrere problemet bedre. I Figur 6.1c kan man se at tauet på inngangssiden har begynt å klatre over seg selv helt til det i Figur 6.1d glipper over tauet på utgangssiden og går i lås.

Dette problemet betyr at konsept 1 ikke kan realiseres ved bruk av den trommelen som først var tenkt, noe som igjen betyr at dersom konseptet skal beholdes, må det utvikles en trommelløsning som tillater at tauet spoles riktig over spoleapparatet. Se Figur 6.2 for bedre illustrering av den originale trommelen.



(a) Tverrsnitt av helikstrommel.



(b) Isometrisk overblikk av helikstrommel.

Figur 6.2: Første utkast av kapstan med spiralspor.

6.1 Alternative tromler

Gruppen ønsket å utforske alternative løsninger for trommel som tillot at konsept 1 kunne fungere slik som det først var tenkt. For at dette skal være mulig, må følgende punkter være oppfylt:

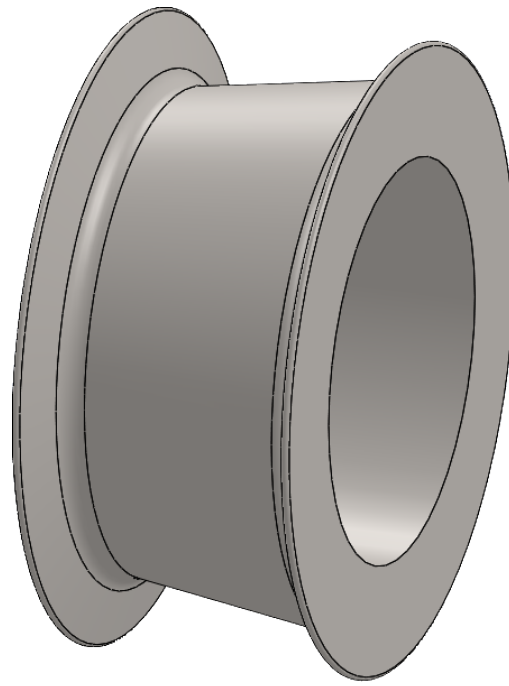
- Den maksimale forspenningkraften er bestemt av antall vindinger tauet har på trommelen.
- Trommelen skal rotere med samme hastighet som trekkhastigheten til vinsjen, dette skal justeres ved hjelp av bremses.
- Ståltauet skal naturlig kunne forskyve seg mot venstre på trommelen under spoleprosessen for å unngå opphoping og nedlåsing av tau.
- Trommelen må kunne fungere både for venstre- og høyreslåtte ståltau.
- Utforming av trommelen skal tillate bruk av ståltau med lik eller mindre diameter enn 56 mm.

6.1.1 Konisk trommel

Den første trommelløsningen som møter disse kravene er en trommel med en konisk utforming som illustrert i Figur 6.3.



(a) Tversnitt av konisk trommel.



(b) Isometrisk overblikk av konisk trommel.

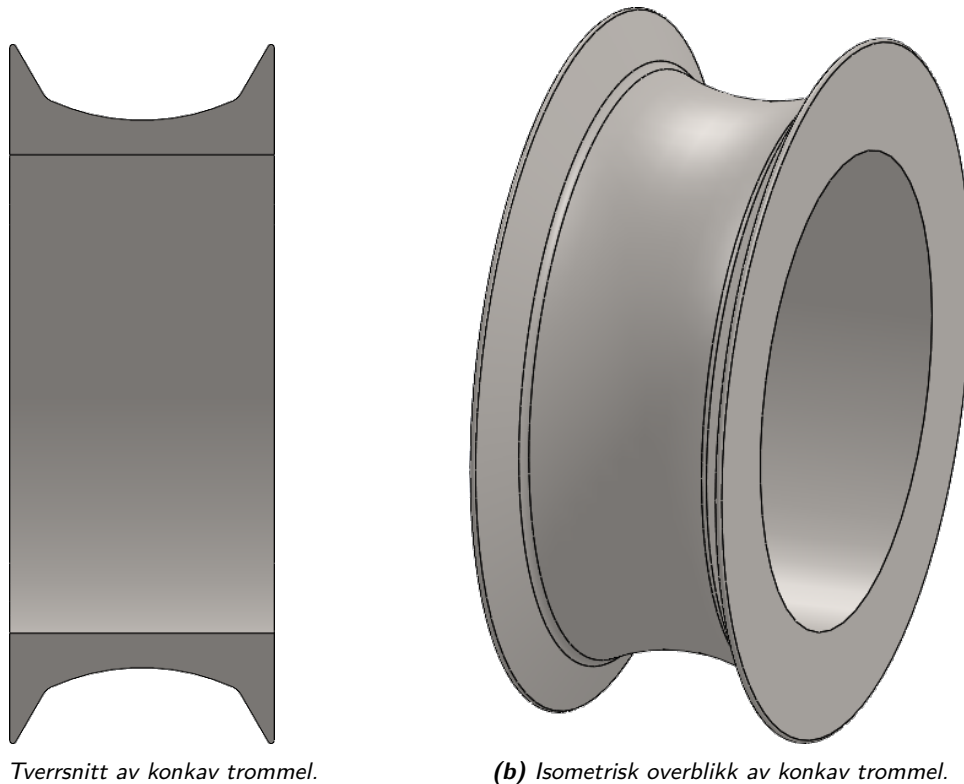
Figur 6.3: Konisk trommel.

En konisk trommel vil løse problemet med sideflytningen til tauet når inngangspunktet til tauet er i øverste punkt og utgangspunktet i nederste. Tauet som kommer inn, vil presse vindingene på trommelen nedover slik at sideflytningen skjer kontinuerlig og opphoping unngås. Dette ble testet i praksis ved hjelp av 3D-print og polyestertau.

Utformingen er ikke avhengig av ståldiameter så lenge den er bred nok for riktig antall vindinger for ståltau med diameter lik 56 mm. Trommelen kan i tillegg benyttes til både venstre- og høyreslåtte tau med forbehold om at spoleapparatet kan benyttes i begge retninger, eller at trommelen enkelt kan snus.

6.1.2 Konkav trommel

En annen løsning kan være en trommel med konkav utforming som vist i Figur 6.4. Denne fungerer i prinsippet på samme måte som for konisk trommel ved at tauet på inngangssiden kontinuerlig presser tauet til den ene siden. Denne trommelen vil fungere uansett hvordan tauet er slått og er ikke avhengig av at spoleapparatet må fungere i begge retninger, eller at trommelen må kunne snus. Denne trommelen ble også testet ut i praksis på samme måte som for de to foregående tromlene.



(a) Tverrsnitt av konkav trommel.

(b) Isometrisk overblikk av konkav trommel.

Figur 6.4: Konkav trommel.

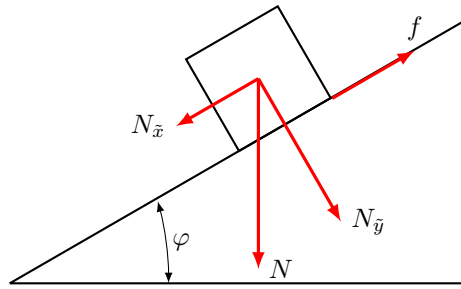
Et problem som både konisk og konkav trommel introduserer, er stor slitasje på trommelen på grunn av sideforflytningen og ikke minst gnissing mellom vindingene til tauet. For å kunne argumentere for at dette er gode løsninger, må det utføres ett nytt studie på hvordan tauet vil oppføre seg på disse overflatene. Ved test på plasttrommel med polyester tau, opplevde gruppa sideforflytningen mer som en «rykk og napp» bevegelse fremfor en kontinuerlig bevegelse. Det er derfor rimelig å anta at dette vil gi unødvendig stor slitasje både på tau og trommel per spoleprosess.

6.1.3 Studie på friksjon ved sideforflytning

For en trommel hvor tauet må bevege seg langs trommelaksen må tauet overvinne friksjonskraften f , for en horisontal flate vil det kreve en binormalkraft som drar tauet vekk fra trommelaksens senter. Med mindre tauutgangen holder seg i en vinkel som går bort fra senter av trommelaksen vil ikke den binormale kraften kunne jobbe mot friksjonskraften, denne vinkelen vil også være begrenset av anløpsvinkelen β som den vil være lik, for å løse dette kan man benytte konisk eller konkav flate.

Figur 6.5 viser hvordan normalkraften N vil få to komponenter nå flaten får en stigningsvinkel φ , der $N_{\bar{x}}$ vil jobbe mot og $N_{\bar{y}}$ vil gi friksjonskraften f . For at tauet skal kunne bevege seg så må $N_{\bar{x}}$ overvinne f som gitt i Ligning 6.1, friksjonskraften er gitt av Ligning 6.2 hvor μ er friksjonskoeffisienten mellom tau og trommel. Ved å sette de sammen og setter inn normalkraften N vil en få Ligning 6.3 som videre gir Ligning 6.4, det vil si at for at tauet skal kunne bevege seg langs trommelaksen må stigningsvinkelen φ til trommelflaten være større en arktangen til friksjonskoeffisienten μ .

Friksjonskoeffisienten mellom tau og trommel vil ikke være konstant, den kan for eksempel bli påvirket og øke på grunn av skade på tau eller trommel, eller at tauet kan være skittent eller usmørt. For å sikre mot det kan en øke koeffisienten med μ_1 som i Ligning 6.5.



Figur 6.5: Normalkraften N og dens komponenter $N_{\bar{x}}$ og $N_{\bar{y}}$ i et plan rotert en vinkel φ , og friksjonskraft f på en skråstilt flate.

$$N_{\bar{x}} > f \quad (6.1)$$

$$f = N_{\bar{y}} \cdot \mu \quad (6.2)$$

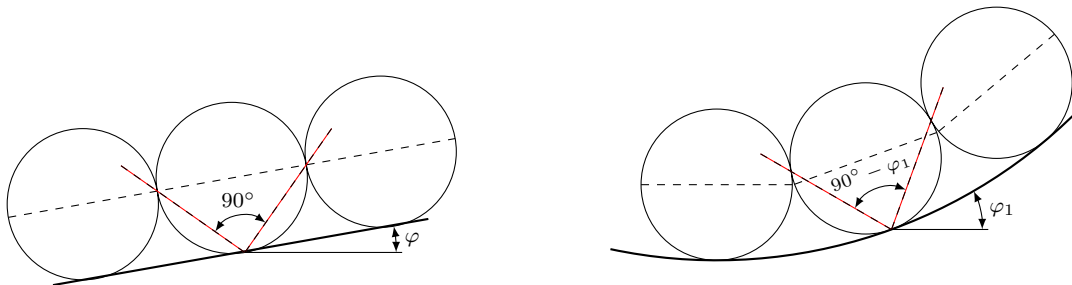
$$N \cdot \sin(\varphi) > N\mu \cdot \cos(\varphi) \quad (6.3)$$

$$\varphi > \arctan(\mu) \quad (6.4)$$

$$\varphi > \arctan(\mu + \mu_1) \quad (6.5)$$

Taulengder som ligger inntil hverandre vil bli utsatt for en friksjonskraft med en friksjonskoeffisient μ_{r1} , og som vist i Ligning 3.9 er den reelle friksjonskoeffisienten avhengig av vinkelen mellom kontaktpunktene tauet har med andre flater eller taulengder. Figur 6.6a viser at for en rett linje, uavhengig av stigningsvinkel φ , vil kontaktvinkelen θ_c alltid være 90° og får da Ligning 6.6 som gir at for taulengder som ligger inntil hverandre på en linje, så vil friksjonskoeffisienten mellom de være lik $\sqrt{2} \cdot \mu_{r1}$.

Om derimot taulengdene ligger inntil hverandre på en radius, så vil θ_c minke med stigningsvinkelen og friksjonskoeffisienten øke enda mer og være lik Ligning 6.7. Det vil si at for en trommel hvor tauet skal bevege seg langs trommelaksen, vil det være mindre slitasje på tauet fra friksjon mellom taulengdene på en konisk trommel.



(a) Kontaktpunkt mellom tau som ligger inntil hverandre på en linje.

(b) Kontaktpunkt mellom tau som ligger inntil hverandre på en radius.

Figur 6.6: Kontaktpunkt mellom tau som ligger inntil hverandre.

$$\mu_{r1,0} = \frac{\mu_{r1}}{\sin\left(\frac{90^\circ}{2}\right)} = \sqrt{2} \cdot \mu_{r1} \quad (6.6)$$

$$\mu_{r1,1} = \frac{\mu_{r1}}{\sin\left(\frac{90^\circ - \varphi_1}{2}\right)} \quad (6.7)$$

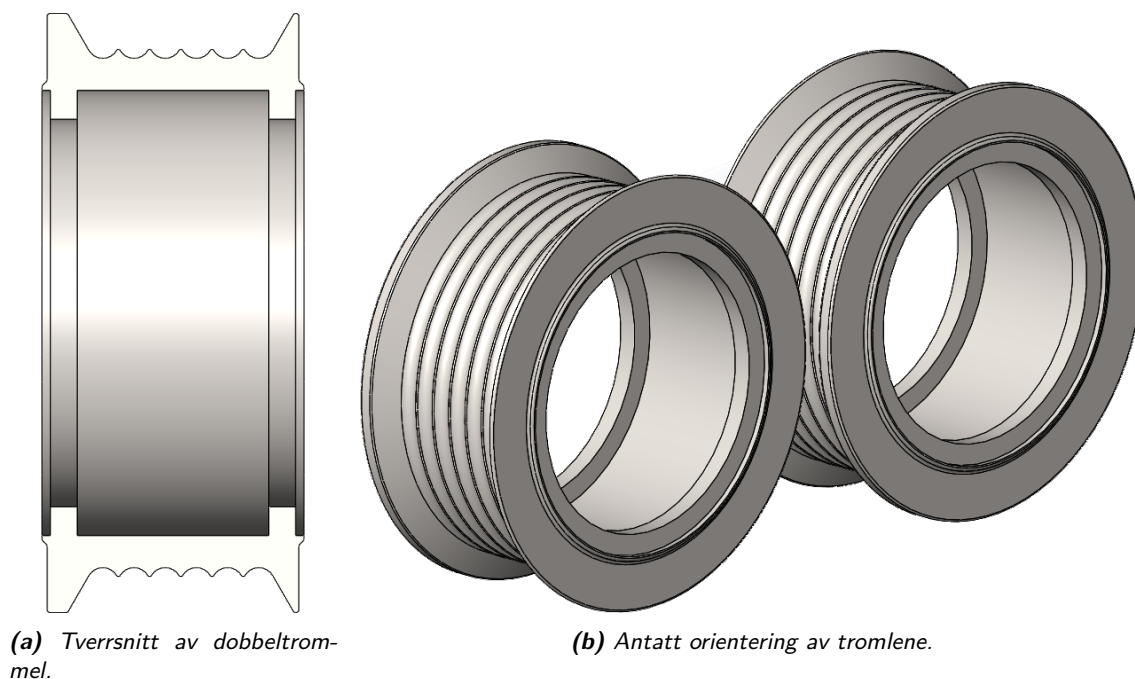
Konklusjon

Stor slitasje på trommelen betyr også at den må byttes ut ofte. Det er hverken bærekraftig eller økonomisk å designe komponenter som må erstattes ofte. Trommelen kan alltid lages i et hardere materiale for å unngå hyppig slitasje på trommelskallet, men dette vil introdusere større slitasje på tauet. Det vil være svært ugunstig å konstruere ett spoleapparat som innfører mye slitasje på ståltau til tross for at spoleprosessen er midlertidig og at tauet kun skal kjøres over spoleapparatet én gang i løpet av levetiden.

På grunn av mye usikkerhet rundt slitasje på både ståltau og trommel blir gruppa derfor nødt til å vurdere nye løsninger som ivaretar disse komponentene bedre, men som også ikke innfører store endringer i konseptet.

6.1.4 Dobbeltrommel

Gruppa bestemte seg for å gå tilbake til den initielle konseptutviklingsfasen for å hente inspirasjon, og kom da frem til en dobbelttrommel med parallelle spor Figur 6.7. Denne løsningen eliminerer flere av problemene som har oppstått under utvikling av det originale konseptet.



Figur 6.7: Løsning med dobbelttrommel.

Denne løsningen ivaretar prinsippet som konsept 1 er bygget på. Gitt at ståltauet er venstreslått så blir inngangspunktet på høyre side og utgangspunkt på venstre. Ståltauet blir her tredd frem og tilbake på trommel 1 og 2, og for hver gang tauet går tilbake til trommel 1 skal tauet flyttes ett spor til venstre. Tauet vil da naturlig flytte seg mot venstre under spoleprosessen og inngangssporet vil alltid være ledig. Det vil da ikke oppstå unødvendig slitasje på trommelen da sideforflytningen skjer mellom tromlene. I tillegg vil det heller ikke oppstå gnissing mellom tauvindingene da disse er adskilt ved hjelp av de parallelle sporene.

Denne løsningen tar utgangspunkt i at ståltaudiameterer mindre enn 56 mm kan brukes i sporene som er designet for 56 mm. I tillegg vil løsningen også fungere for høyreslåtte tau med forbehold om at tromlene kan snus eller at tromlene kan designes med ett ekstra spor.

Avstanden mellom tromlene bestemmes av anløpsvinkelen. Ved å forskyve tromlene en halv sporbredde i forhold til hverandre vil det skje sideforflytning både når tauet passerer over og under

tromlene. Tromlene kan da plasseres nærmere hverandre. Tromlene er designet med en tykkere flens, som også gir en tilhørende større halsvinkel. Tauet blir da guidet ned i sporet på en mer skånsom og kontrollert måte. Vist ved Figur 6.7a.

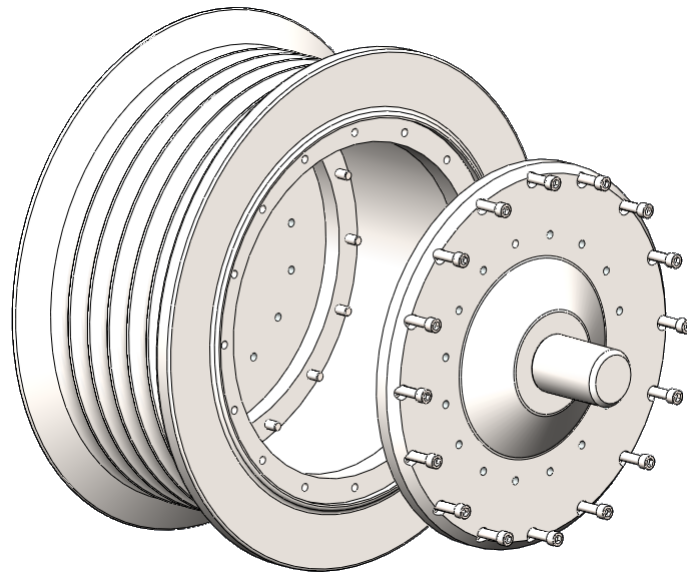
Siden denne løsningen endrer mye fra det originale konsept 1 er det også her blitt satt opp en tabell, se Tabell 6.1, som vurderer de samme kriteriene som i Seksjon 5.

Tabell 6.1: Karaktergiving for nytt konsept.

Vurderingskriterier	Begrunnelse	Karakter
Håndterbarhet	Spoleapparat og produsenttrommel er uavhengig av hverandre og kan transporteres hver for seg. Dette er også en lineær løsning, tromlene på spoleapparatet skal derfor kun ta ett lag med ståltau og kun et beregnet antall vindinger. Tromlene blir da mindre og lettere. Vekten fordeles mellom to enheter; spoleapparatet og produsenttrommel med ramme. Spoleapparatet vil her være noe tyngre enn for konsept 1.	4
Transport	Dette konseptet krever 2 tromler på spoleapparatet, men bredden på dem blir veldig lik som for konsept 1. Rammen antas derfor å ikke bli noe bredere, men den vil bli lengre. Rammen vil derimot bli kortere enn for konsept 3 som også er et dobbeltrommel-konsept. Dette fordi tromlene kan plasseres nærmere hverandre. Den totale lengden antas å ikke overstige 2.5 meter. Spoleapparatet kan derfor transporteres i container. Produsenttrommelen må derimot transporteres på egen ramme.	4
Forspenning	Maksimal forspenningskraft bestemmes helt likt som for konsept 1.	5
Fleksibilitet	Til dette konseptet antas det at alle ståltau med diameter mindre enn 56 mm kan benytte de samme tromlene til tross for at sporene er designet for 56 mm.	6
Brukervennlighet	Rammen vil ikke komme i veien for å enkelt kunne spole tauet rundt spoleapparatet.	6
Areal	På grunn av anløpsvinkelen, krever konseptet en del plass i lengderetningen under spoleprosessen. Dette gjelder både fremfor og bak spoleapparatet.	2
Totalt		27

Til tross for at det nye konseptet skårer 2 poeng lavere enn konsept 1, eliminerer det såpass mange problem at dette konseptet kan vurderes som den beste erstatteren for konsept 1. Dette konseptet bygger også litt videre på det som ble nevnt for konsept 3, nemlig at konsept 3 kunne fungert som mellomleddet i konsept 1.

Akslingene på tromlene er utformet som en del av flensene. Flensene er festet til trommelen med Unbrako skruer — skruerklasse 12.9 — for å gjøre det lettere å kunne bytte ut eller ta av trommel for vedlikehold eller utskifting, Figur 6.8 viser modellen i «exploded view».



Figur 6.8: «Exploded view» av trommel med parallellspor og akslingflenser.

6.2 Design av ramme

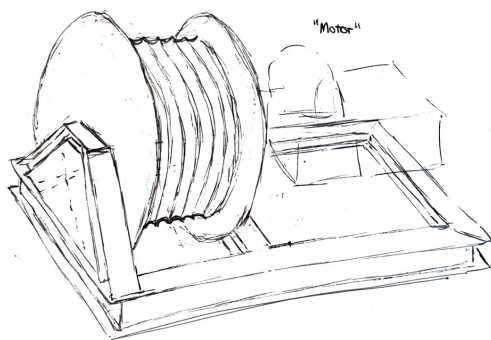
Før rammen kunne designes og beregnes, ble det satt diverse kriterier som det var ønskelig at rammen skulle oppfylle. Disse kriteriene var:

- Håndtering - Rammen skal gjøre transport av spoleapparatet enkelt både ved bruk av kran og truck.
- Transport - Rammen skal kunne plasseres i en container.
- Brukervennlighet - Det skal være enkelt å tre ståltauet over på spoleapparatet.
- Vedlikehold - Rammen skal designes på en slik måte at trommel skal kunne byttes ut.
- Størrelse - Rammen skal også designes for at motor og bremsesystem skal kunne plasseres på den.
- Innfestning - Rammen skal kunne boltes til bakken.

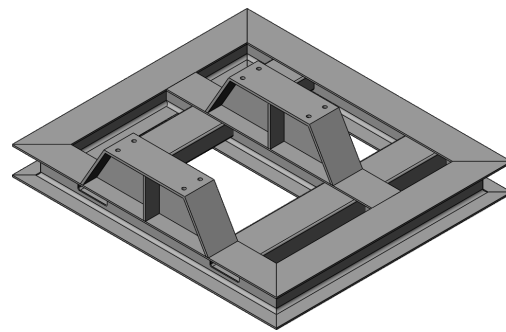
Før rammen ble modellert, ble det satt igang en idémyldring rundt utseende til rammen. Rammen ble først tegnet for hånd for å skape et tydeligere bilde på hvordan den ferdige rammen skulle se ut, se Figur 6.9a.

Det er blitt brukt bjelker som fundament til rammen. Fundamentet er designet på en slik måte at spoleapparatet skal kunne håndteres ved hjelp av gaffeltruck. Bjelker med HE-profil har brede nok flenser til å kunne plassere sidestøttene på, flensene vil også være brede nok til å kunne boltes rett til bakken. En HE-bjelke vil i tillegg være med på å heve spoleapparatet slik at det vil bli plass til trucklommer under tromlene.

Rammen ble først designet for konsept 1, se Figur 6.9b for illustrasjon. På dette tidspunktet var ikke størrelse og anordning av motor og brems bestemt. Den totale bredden av rammen var derfor tentativ og ble kun designet for å kunne plasseres i en 10 ft offshore container.



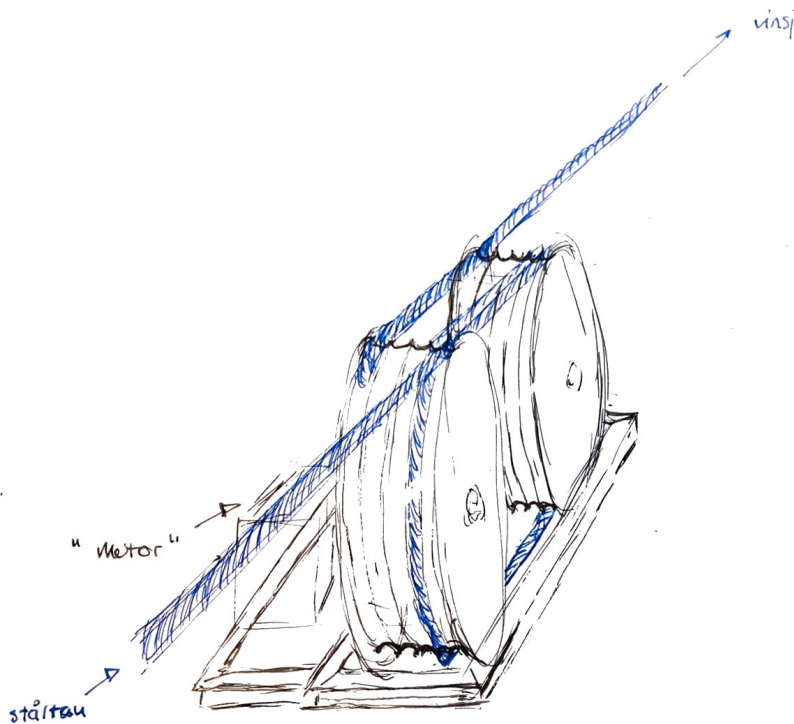
(a) Håndtegning til ramme for konsept 1.



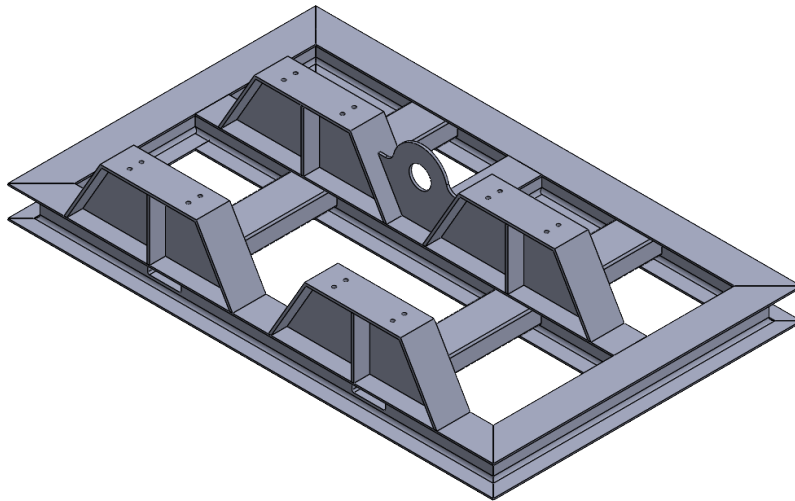
(b) Design av ramme til konsept 1.

Figur 6.9: Rammen som ble designet til konsept 1.

Rammen for det endelige konseptet bygger videre på rammen som vist i Figur 6.9b, Denne rammen ble også først tegnet for hånd som illustrert i Figur 6.10. Lommene til truckgafflene i Figur 6.11 er kun plassert for illustrering.



Figur 6.10: Håndtegning for rammen til det endelige konseptet.



Figur 6.11: Design av ramme til endelig konsept.

Sidestøttene i Figur 6.11 er noe høyere for dette konseptet for å få plass til trucklommene under tromlene.

6.3 Design av system for forspenningskraft

Systemet for å generere forspenningskraft forenkles ved å anta at arbeidsvinsjen kan justere kraften som ståltauet spoles på med. Det vil si at spoleapparatet vil fungere ved å ha konstant lik bremskraft under hele spoleoperasjonen. Dermed er det flere alternativer til drivsystem som må vurderes:

Hydraulikkdrift kan levere høy kraft sammenlignet med sin størrelse og vekt, omtalt som krafttetthet. Samtidig gir hydrauliskdrift stor kontroll og nøyaktighet over kraften generert, der påtrykte justeringer nesten tar umiddelbar effekt. Samtidig er det lett å tilpasse et hydraulisk system til ønsket bruksområde. De umiddelbare ulempene er strenge krav til overvåkning av systemet om en lekkasje skulle skje, da dette kan være uheldig for helse og miljø. Energiforbruket til et hydraulisk system vil også være høyere sammenlignet med andre drivsystemer. Hydraulikk er avhengig av en ekstern kraftkilde som driver systemet, typisk elektrisk eller diesel.

Pneumatikk har mange felles trekk som et hydraulisksystem. Blant annet har pneumatiske systemer den samme hurtige responsen som et hydraulisksystem, men det har lavere krafttetthet. Lave driftskostnader er en av de umiddelbare fordelene ved et pneumatisk system. Komponentene og vedlikehold av et pneumatisksystem er mindre komplisert og rimeligere sammenlignet med andre drivsystemer. Pneumatikk er også avhengig av en ekstern kraftkilde som driver systemet, typisk elektrisk eller diesel.

Drivsystemer ved bruk av forbrenningsmotor, typisk dieselmotor har lavere krafttetthet sammenlignet med alternativene. Men nødvendig kraft kan lett kan skaleres, dimensjoneres og tilpasses til å drive krevende applikasjoner. Dieselmotorer er oftest også svært pålitelige og robuste, med lang levetid. Andre alternativer blir ofte vurdert ettersom utslipp forbundet med dieselmotorer har åpenbar negativ miljøpåvirkning. Vedlikehold av dieselmotorer kan også være krevende og komplekst sammenlignet med andre drivsystemer.

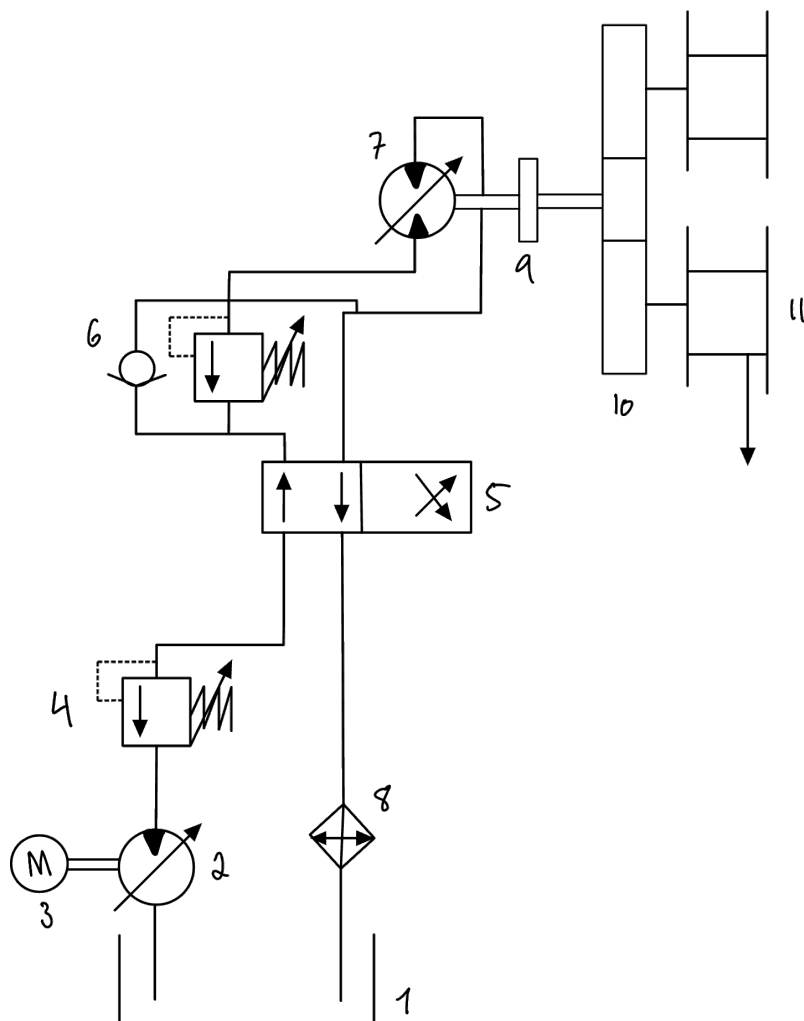
Elektriskdrivsystem har høy energieffektivitet, men også begrenset krafttetthet sammenlignet med andre alternativer. En klar fordel av elektriskdrivsystem er null utslipp under bruk. En slik løsning vil i større grad ivareta hensyn til mer miljøvennlig drift som er en integrert del av den norske offshore-næringen (Norsk Petroleum, 2022). Vedlikehold er også lettere å utføre på et elektrisksystem. Elektriske motorer har begrenset krafttetthet som kan bli utfordrende ved spesielt større applikasjoner. Samt stilles det krav til eksisterende elektrisk infrastruktur og tilgjengelighet for drift (ME Mechanical, 2016; Thorat, 2019).

På bakgrunn av disse vurderingene som nevnes, konkluderes det med at spoleapparatet skal påmonteres hydraulisksystem. Dette er en helhetsvurdering som i korte trekk faller på hydraulikk på grunn av utbredelsen av dette drivsystemet av vinsj, og som ellers er mye brukt offshore. Samtidig vil graden av nøyaktighet til et hydraulisksystem være svært fordelaktig for å forsikre seg om at riktig forspenning blir oppnådd når bremsekraften genereres. Til slutt vil krafttettheten til et hydraulisksystem sammenlignet med alternativene være uovertruffen.

Bremsekraften oppnås ved et hydraulisksystem der arbeidstrykket begrenser rotasjonshastigheten til spoleapparatet. Dette er samme virkemåte en «Constant Tension Winch», som er mye brukt offshore og ved maritime miljøer (Palfinger Marine, 2022). En forenklet skjematisk oversikt over hydraulisksystemet for å skape den konstante bremsekraften nødvendig for å oppnå riktig forspeningskraft er illustrert ved Figur 6.12, og forklarende tabell ved Tabell 6.2.

Tabell 6.2: Forklaring til hydrauliskskjema.

Nummer	Komponent	Forklaring
1	Reservoar	Systemet er et åpent-system, som betyr at hydraulikkolje kontinuerlig sirkulerer gjennom et reservoar før den forsetter å sirkulere i systemet.
2	Variabel hydraulikkpumpe	Hydraulikkumpen driver sirkulasjonen av hydraulikkoljen i systemet. En variabel hydraulikkpumpe tilater variabel volumstrøm.
3	Motor	Elektrisk- eller dieselmotor som driver hydraulikkumpen (2).
4	Overtrykksventil	Skåner hydraulikkumpen og andre komponenter for overtrykk.
5	Proporsjonalventil	Kontrollerer det hydrauliske trykket i systemet, elektrisk styrt.
6	Motvektsventil	En motvektsventil vil opprettholde trykket i systemet om plutselig trykktap vil skje, et viktig sikkerhetstiltak ved for eksempel lekkasje.
7	Variabel hydraulikkmotor	Konverterer det hydraulisketrykket til mekanisk arbeid.
8	Varmeveksler	Kjøler ned hydraulikkoljen før den igjen kan sirkulere i systemet.
9	Mekanisk brems	Fungerer som holdebremse, kan engasjeres ved nødstands.
10	Tannhjulsutveksling	Sørger for riktig overføring av torsjon fra hydraulikkmotoren.
11	Spoleapparatet	

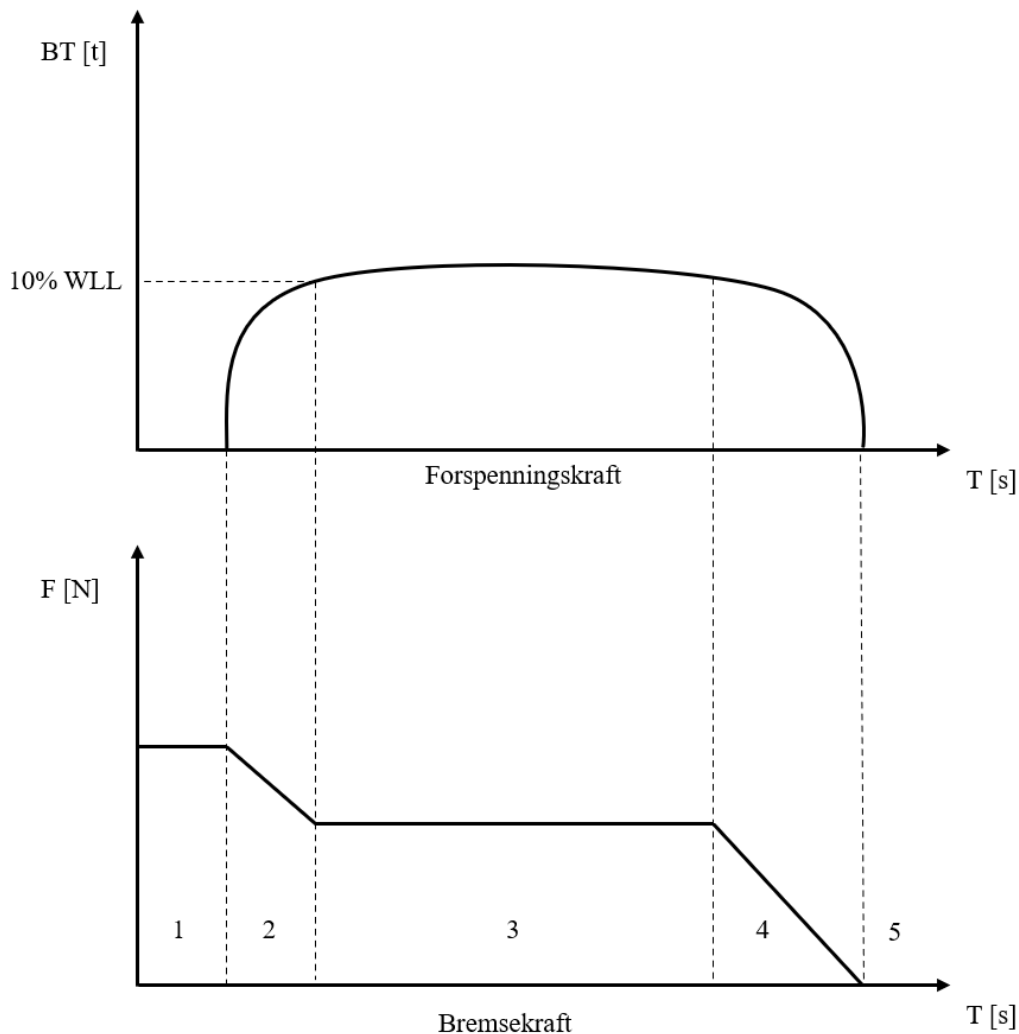


Figur 6.12: Hydraulikkskjema.

Dette systemet er selvjusterende etter påtrykt kraftdrag fra arbeidsvinsjen, for å oppnå riktig forspenningskraft. Operatøren av spoleapparatet påtrykker riktig verdi for å oppnå riktig forspenning. Om kraftdraget fra arbeidsvinsjen varierer vil hastigheten på spoleapparatet justere seg heretter. Ved enten å øke eller senke rotasjonshastigheten til tromllene. Bremskraften til hydraulikksystemet styres og justeres på bakgrunn av overvåkning og tilbakemeldinger fra sensorer. Ved å implementering av for eksempel en PID-regulator.

PID-regulator (Proportional-Integral-Derivative) er en algoritme som brukes til regulering av elektriske og mekaniske innretninger i den hensikt å oppnå en stabil tilstand. I et dynamisk system eksiterer det til enhver tid en «er-verdi», som representerer systemets nåværende verdi. Reguleringen baserer seg på tilbakemelding fra systemet, det vil kontinuerlig foregå en overvåkning av er-verdien, som sammenlignet med «set-verdien» som representerer den ønskede tilstanden til systemet. På sammenligningen og avviket mellom er-og-set verdien vil en kunne regulere systemet til ønsket verdi. Ved integrering av PID-regulator vil ønsket forspenning alltid kunne oppnås ved at hastigheten til hydraulikkmotoren vil kunne reguleres etter kraft påtrykt av vinsj (NDLA, 2019). En slik overvåkingskomponent er ikke tegnet inn i Figur 6.12.

Et spoleapparat med integrert PID-regulator vil få et forspenningskraftdiagram sammenlignet med bremskraftdiagram illustrerer ved Figur 6.13.



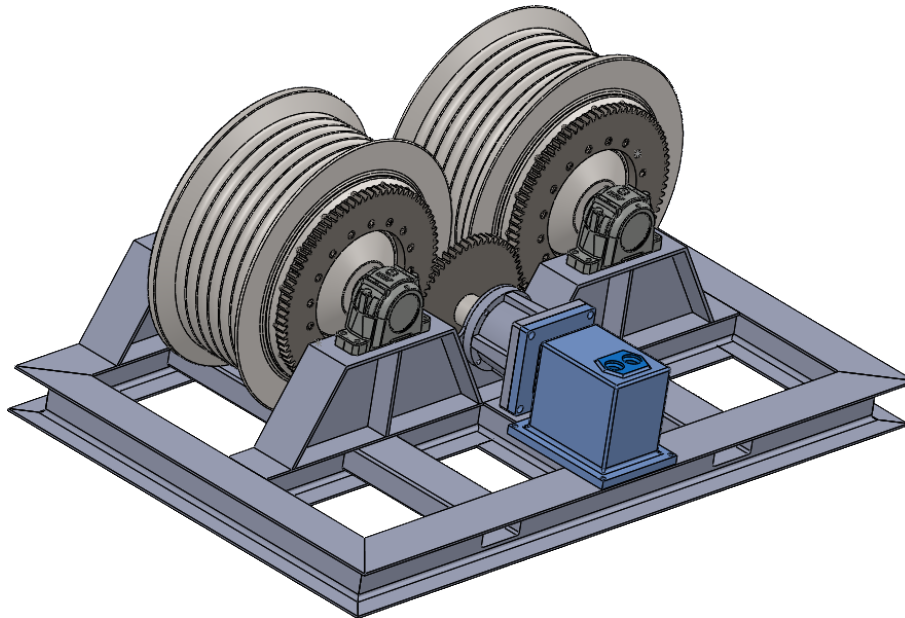
Figur 6.13: Forspennings-og-bremsekraftdiagram

- Tilstand 1: Før arbeidsvinsjen har begynt å spole ståltauet. Bremsekraften er her på sitt maksimale. Det er i praksis holdebremsen som er engasjert for å holde igjen rotasjonen av tromlene på spoleapparatet. Statisk tilstand.
- Tilstand 2: I løpet av kort tid blir korrekt forspenning oppnådd og holdebremsen slipper opp og bremsekraften blir overført til hydraulikksystemet. Dynamisk tilstand.
- Tilstand 3: Her er korrekt forspenningskraft oppnådd og holdes konstant ved at bremsekraften også er konstant. For å sørge for at korrekt forspenningskraft hele tiden opprettholdes er systemet for bremsekraftjustering avhengig av feedback fra enten arbeidsvinsjen eller eget system montert på spoleapparatet som overvåker forspenningskraften. Kan oppnås ved PID-regulator. Illustrert som en statisk tilstand, men er i realiteten dynamisk.
- Tilstand 4: Mot slutten av spoleoperasjonen vil bremsekraften minke for å etterstrebe kontrollert oppbremsing før fullstendig stans og spoleoperasjonen er over. Dynamisk tilstand.
- Tilstand 5: Spoleoperasjonen er over. Statisk tilstand.

Det er ønskelig at riktig forspenningskraft oppnås så fort som mulig slik at perioden fra tilstand 2-3 og tilstand 4-5 blir så kort som mulig for å sørge for at ståltauet spoles på med korrekt forspenning for hele sin lengde.

6.4 Sammenstilling

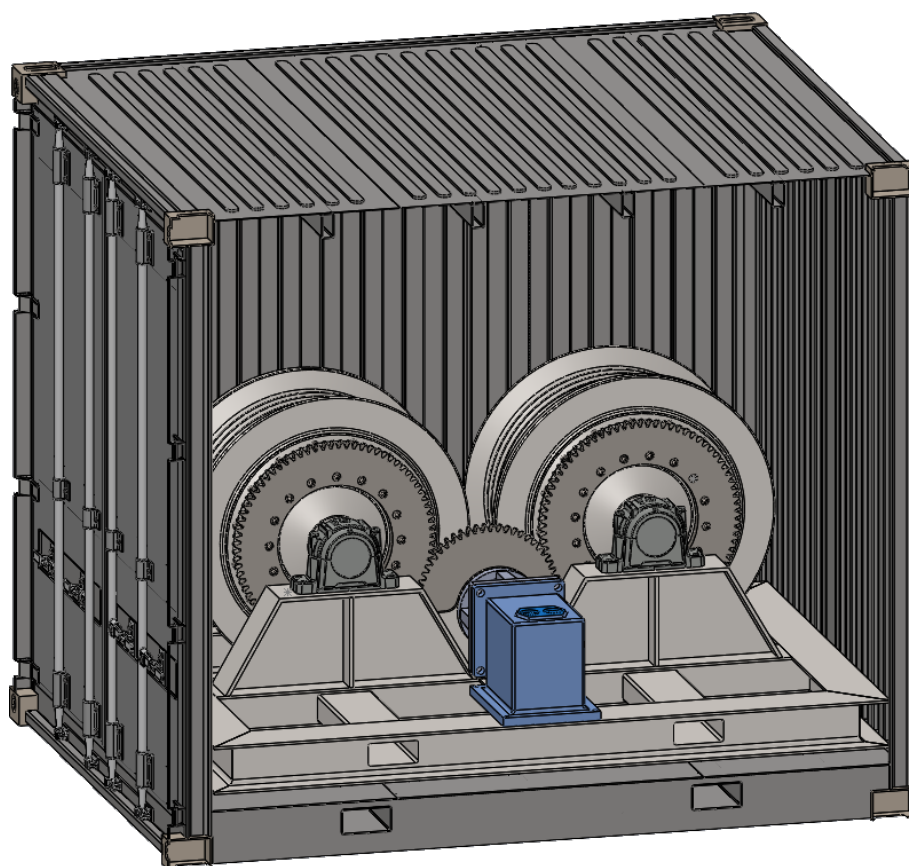
Etter at alle komponentene var modellert og dimensjonert i forhold til hverandre, ble de satt inn i en endelig sammenstilling, se Figur 6.14, som illustrerer hvordan spoleapparatet vil se ut. Gaffellommene er tegnet inn som et forslag på plassering og er designet i henhold til spesifikasjonene gitt i DNVGL-ST-E273 (2016).



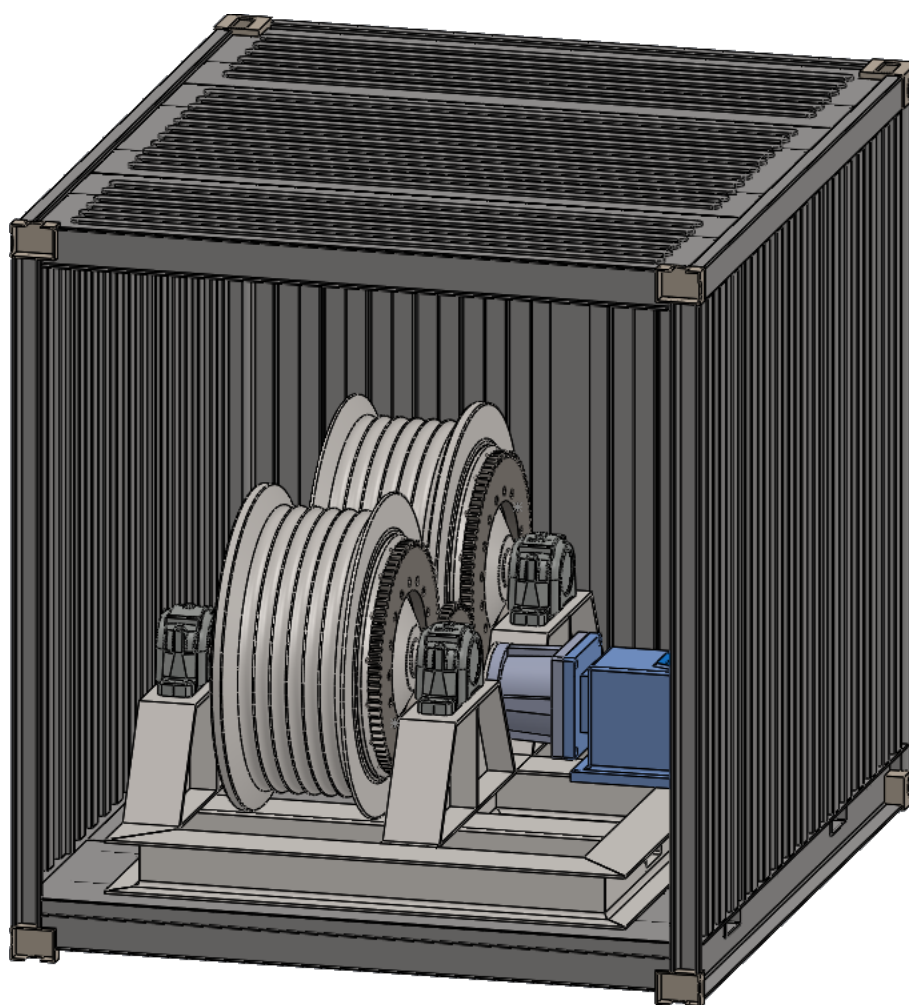
Figur 6.14: Sammenstilling av spoleapparatet.

Sammenstillingen er, som nevnt, kun ment som en illustrasjon på hvordan spoleapparat kan se ut. Det er derfor kun blitt plassert inn en enkel modell av motoren og sammenstillingen mangler derfor modeller for hydraulikk tanken samt et kontrollpanel. Det blir antatt at disse kan plasseres på hver sin side av motoren. Modeller av lagerhusene ble hentet fra SKF (u.å.).

Det ble også hentet en modell av en 10 ft container, laget av Pearce (2017), som ble brukt i sammenstillingen for å sammenligne størrelsene, dette kan ses i Figur 6.15 og 6.16.



Figur 6.15: Spoleapparat plassert i en 10 ft container. Sett fra langsiden.



Figur 6.16: Spoleapparat plassert i en 10 ft container. Sett fra kortsiden.

GA, kan ses i Vedlegg A.1.

7 Beregning og dimensjonering

Ved beregning av avstandene mellom produsenttrommel, spoleapparat og vinsj må det tas hensyn til at anløpsvinkelen ikke skal overstige 2° . Det blir antatt at både produsenttrommel og vinsj har en bredde, L_D , som tilsvarer 14 runder med ståltau per lag. Det antas også at vinsjen er utstyrt med FAC og at avstanden mellom spoleapparat og vinsj da må være 6 ganger bredden til trommelen på vinsjen, som i presentert i Seksjon 3.5. Avstand mellom spoleapparat og vinsj, A_{vinsj} , blir da:

$$L_D = 14 \cdot 56 \text{ mm} = 784 \text{ mm}$$

$$A_{\text{vinsj}} = 784 \text{ mm} \cdot 6 \approx 4,7 \text{ m}$$

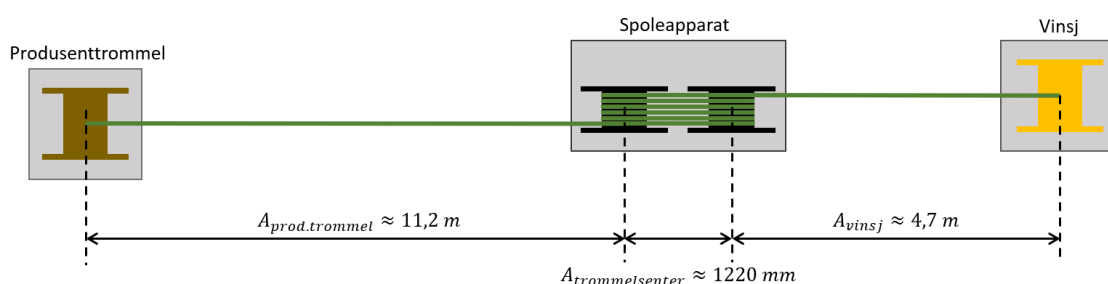
Avstanden fra produsenttrommel til spoleapparat, $A_{\text{prod.trommel}}$, finnes ved bruk av Ligning 3.36. Inngangspunktet på spoleapparatet er fast og senter av produsenttrommel skal settes på linje med dette punktet slik at kun halve trommelbredden blir brukt i beregninger.

$$A_{\text{prod.trommel}} = \frac{\frac{392 \text{ mm}}{2}}{\tan(2)} \\ \approx 11,2 \text{ m}$$

Siden sideforflytningen av tauet skjer både på oversiden og undersiden av tromlene kan vinkelen også fordeles. Dette tillater at tromlene kan stå nærmere hverandre. Den totale sideforflytningen tilsvarer $56 \text{ mm} \cdot 1,04$ (størrelsen på sporet). Her er det valgt at anløpsvinkelen skal være maks. $1,5^\circ$ ut fra anbefaling fra LeBus (2013), siden tauet skal gå gjennom mange sideforflytninger over spoleapparatet. Dette gir at senteravstanden mellom tromlene, $A_{\text{trommelsenter}}$ må være:

$$A_{\text{trommelsenter}} = \frac{56 \text{ mm} \cdot 1,04}{2 \cdot \tan(1,5)} \\ \approx 1112 \text{ mm}$$

På grunn av flenshøyden, h_F , som blir beregnet i Seksjon 7.1, ble senteravstanden satt til 1220 mm. Se Figur 7.1 for oversikt over alle avstander i spoleprosessen.



Figur 7.1: Oversikt over avstander i spoleprosessen. Spoleretning mot høyre.

7.1 Dimensjonering av trommel

Trommelutformingen er avhengig av største ståltaudiameter som skal brukes på den for å redusere skade på tauet som følger av bøyingen rundt trommel. Som følger av dette og å holde størrelsen nede er det valgt en valgfaktor h_D for trommel på 18,0 i henhold til minste kravet for offshore vinsjer i DNV-ST-0378 (2019). For en trommel som skal ta største taudiameter på 56 mm vil en da få delingsdiameter D_P og faktisk trommeldiameter D på:

$$D_P = d_{wr} \cdot h_D \cdot h_r = 56 \text{ mm} \cdot 18 \cdot 1,00$$

$$D_P = 1008 \text{ mm}$$

$$D = D_P - d_{wr} = 1008 \text{ mm} - 56 \text{ mm}$$

$$D = 952 \text{ mm}$$

Trommelen skal ha parallelespor for å støtte opp om tauet og hindre aksial glidning, senter-til-senter avstanden a mellom hver lengde må også være lik eller større en største toleranse på tauet. Ved å bruke største toleranse på tauet får man én spor avstand på:

$$a = d_{wr} \cdot 1,04 = 56 \text{ mm} \cdot 1,04$$

$$a = 58,24 \text{ mm}$$

Fra DNV-ST-0378 (2019) er det gitt at tangentialspenningen i trommelskallet ikke skal overgå 85 % av flytgrensen ($\sigma_\theta \leq 0,85\sigma_y$), fra Ligning 3.21 kan en da finne man skalltykkelse t :

$$\sigma_\theta = \frac{T}{t \cdot a} \Leftrightarrow t = \frac{T}{\sigma_\theta \cdot a}$$

$$t = \frac{T}{0,85\sigma_y \cdot a} = \frac{10 \times 10^3 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m s}^{-2}}{0,85 \cdot 355 \text{ MPa} \cdot 58,24 \text{ mm}}$$

$$t = 5,58 \text{ mm}$$

Ligningen for tangentialspenningen er bare gyldig for en tynnskallet sylinder, må derfor sjekke forholdet mellom tykkelsen og middelradien som gitt i Ligning 3.24:

$$0,05 \leq \frac{t}{r_m} \leq 0,15$$

$$\frac{t}{r_m} = \frac{5,58 \text{ mm}}{473,21 \text{ mm}} = 0,012 < 0,05$$

En veldig tynnskallet sylinder kan være vanskelig — eller utfordrende — og dyr å produsere, også oppførselen i skallet kan det være vanskelig å si noe om uten videre studier. Dermed økes skalltykkelsen til å være tynnskallet og Ligning 3.24 skrives om til å gi tykkelsen innenfor intervallet for tynnskall, en får da:

$$\frac{2}{41}r \leq t \leq \frac{6}{43}r$$

$$t = \frac{2}{41} \cdot 476 \text{ mm} = 23,22 \text{ mm}$$

$$\rightsquigarrow t \approx 24,0 \text{ mm}$$

Et tau som ligger rundt trommelen skal ikke kunne gli rundt når det blir trukket med en forspeningskraft. Det er antatt at friksjonskoeffisienten mellom trommel og tau er på 0,15 som følger av at tauet vil være smurt og nytt. Det er satt at en kraft på 1 kN skal holde igjen når tauet blir forspent med 10 t, fra Euler-Eytelwein-ligningen Ligning 3.10 kan en da finne antall runder tauet må gå rundt trommel for å ikke gli, det legges til en ekstra runde for å ta hensyn til at det første sporet bare brukes som inngang, opprundet til neste heltall får en da:

$$n_w = \left\lceil \frac{\ln \frac{T}{T_H}}{2\pi\mu} \right\rceil + 1 = \left\lceil \frac{\ln \frac{10 \times 10^3 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m s}^{-2}}{1 \times 10^3 \text{ N}}}{2\pi \cdot 0,15} \right\rceil + 1$$

$$n_w = \lceil 4,87 \rceil + 1 = 6$$

Den største bøyespenningen i et skall oppstår på utsiden og bruker dermed Ligning 3.15 for å finne den, på grunn av ulike tautrykk som oppstår på trommel fra hver vinding er det antatt at det største momentet vil angripe $\frac{2}{3}$ av trommelbredde fra første spor. For å forenkle blir det brukt en høyere kraft i dette punktet lik kraften tauet skal forspennes med på vinsj, en får da:

$$\sigma_{b,o} = \frac{32T \cdot \frac{2}{3} \cdot n_w \cdot a}{\pi D^3 \left(1 - \left(1 - \frac{t}{D}\right)^4\right)} = \frac{32 \cdot 98\,100 \text{ N} \cdot \frac{2}{3} \cdot 5 \cdot 58,24 \text{ mm}}{\pi \cdot (952 \text{ mm})^3 \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{24 \text{ mm}}{952 \text{ mm}}\right)^4\right)}$$

$$\sigma_{b,0} = 2,32 \text{ MPa}$$

Likt vil den største torsjonsspenningen oppstå på utsiden, og fra Ligning 3.16 vil en da få:

$$\tau_o = \frac{16T \cdot r_p}{\pi D^3 \left(1 - \left(1 - \frac{t}{D}\right)^4\right)} = \frac{16 \cdot 98\,100 \text{ N} \cdot 504 \text{ mm}}{\pi \cdot (952 \text{ mm})^3 \cdot \left(1 - \left(1 - \frac{24 \text{ mm}}{952 \text{ mm}}\right)^4\right)}$$

$$\tau_o = 3,01 \text{ MPa}$$

Den tangentielle spenningen som oppstår er lik:

$$\sigma_\theta = \frac{T}{t \cdot a} = \frac{98\,100 \text{ N}}{24 \text{ mm} \cdot 58,24 \text{ mm}}$$

$$\sigma_\theta = 70,18 \text{ MPa}$$

Ved å kombinere de ulike spenningskomponentene som er funnet og sammenligne med flytgrensen får en:

$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\sigma_\theta^2 + \sigma_b^2 - \sigma_\theta \cdot \sigma_b + 3\tau^2} \leq \sigma_y$$

$$\sigma_{\text{eq}} = 69,25 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa}$$

For å unngå at et tau kan hoppe av trommelen blir det utformet flenser i henhold til ISO 16625 (2013), den minste flenshøyden blir da:

$$h_F \geq 1,5d_{\text{wr}} = 1,5 \cdot 56 \text{ mm}$$

$$h_F = 84 \text{ mm}$$

Videre fra ISO standarden er det gitt at sporradiusen skal være som gitt i Ligning 3.33, det blir valgt den optimale verdien på 0,5375, og sporradien blir da:

$$0,525d_{\text{wr}} \leq r_g \leq 0,550d_{\text{wr}}$$

$$\rightsquigarrow r_g = 0,5375d_{\text{wr}} = 0,5375 \cdot 56 \text{ mm}$$

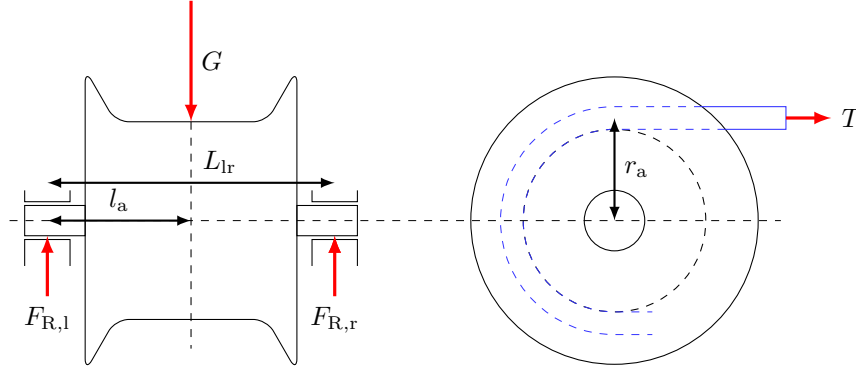
$$r_g = 30,1 \text{ mm}$$

7.2 Dimensjonering av aksling og lager

Trommelens aksling dimensjoneres etter torsjonsmomentet som oppstår på grunn av forspenningskraften tauet blir trukket med og bøyemomentet som oppstår fra trommel og tauets vekt om den som vist i Figur 7.2. I Tabell 7.1 vises verdier brukt for dimensjonering av aksling og lager.

Tabell 7.1: Verdier brukt for dimensjonering av aksling og lager.

MPa	mm	kN	kg	mm			
σ_y	d_{wr}	T	m	L_{lr}	h_D	S_F	α_0
355	56	98,1	1536,25	920	18	1,15	0,6



Figur 7.2: Illustrasjon av trommel opplagret mellom lagerhus og kreftene de imellom.

Det antas at tauet går tangentielt ut fra trommel og dermed blir aksialkreftene neglisjerbare, finner dermed opplagingskreftene fra tyngdekraften:

$$\sum F_y = 0 : F_{R,l} + F_{R,r} - G = 0 \Leftrightarrow F_{R,r} = G - F_{R,l}$$

$$\sum M_1 = 0 : F_{R,r} \cdot L_{lr} - G \cdot l_a = 0 \Leftrightarrow F_{R,l} = G \left(1 - \frac{l_a}{L_{lr}} \right)$$

På grunn av trommelens asymmetri om y-aksen vil massesenteret $\vec{R}_{cm} = (23,26 \text{ mm}, 0,0 \text{ mm}, 0,0 \text{ mm})$ bli forskjøvet i x-retning, ved å ta hensyn til denne forskyvningen vil en da få følgende resultantkrefter i opplagringen:

$$F_{R,l} = G \left(\frac{1}{2} - \frac{\vec{R}_{cm} \hat{t}}{L_{lr}} \right) = 1536,25 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m s}^{-2} \left(\frac{1}{2} - \frac{23,26 \text{ mm}}{920 \text{ mm}} \right)$$

$$= 7,15 \text{ kN}$$

$$F_{R,r} = G \left(\frac{1}{2} + \frac{\vec{R}_{cm} \hat{t}}{L_{lr}} \right) = 1536,25 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m s}^{-2} \left(\frac{1}{2} + \frac{23,26 \text{ mm}}{920 \text{ mm}} \right)$$

$$= 7,92 \text{ kN}$$

Det største bøyemomentet M_b oppstår rundt massesenteret:

$$M_b = F_{R,r} \cdot \left(\frac{L}{2} - \vec{R}_{cm} \hat{t} \right) = F_{R,l} \cdot \left(\frac{L}{2} + \vec{R}_{cm} \hat{t} \right)$$

$$= 7,92 \text{ kN} \cdot \left(\frac{920 \text{ mm}}{2} - 23,26 \text{ mm} \right) = 3458,98 \text{ kN mm}$$

Torsjonsmomentet om trommelen oppstår som følger av kraften tauet blir dratt med i delingsradien, som gir:

$$T_M = T \cdot d_{wr} \cdot \frac{h_D}{2} = 10 \times 10^3 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m s}^{-2} \cdot 56 \text{ mm} \cdot \frac{18}{2}$$

$$= 49\,442,4 \text{ kN mm}$$

For å finne akslingdiameteren kan en bruke Ligning 3.42. Det blir også antatt at torsjonen på akslingen er hvilende — det vil si at den er tilnærmet konstant — og velgen en overslagsfaktor $\alpha_0 = 0,60$. Ved å sette inn funnet bøyemoment, torsjonsmoment og verdier fra Tabell 7.1 får en én midlertidig akslingdiameter på:

$$D_{\text{axle}} = \sqrt[3]{\frac{32S_F}{\pi\sigma_y} \sqrt{M_b^2 + 0,75(\alpha_0 T_M)^2}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{32 \times 1,15}{\pi \cdot 355 \text{ MPa}} \sqrt{(3458,98 \times 10^3 \text{ N mm})^2 + 0,75(0,6 \cdot 49\,442,4 \times 10^3 \text{ N mm})^2}}$$

$$= 94,93 \text{ mm}$$

For valg av lager er det brukt formler og to verktøy kalt «Bearing Select» og «Housing Select» fra SKF (u.å.), hvor lagertype velges ut fra akseldiameter og bæretall. Lagertype er valgt til selvjusterende kulelager som resultat av lave eller neglisjerbare aksialkrefter. Trommelen vil rotere ved lave hastigheter som fører til at lageret må tåle en statisk last. I Tabell 7.2 vises krav for den statiske sikkerhetsfaktoren S_0 . For denne konstruksjonen vil vissheten om last nivået være høyt og bevegelsen ja-til-noe kontinuerlig, velger derfor en sikkerhetsfaktor på:

$$S_0 \geq 1,0$$

Tabell 7.2: Anbefalte verdier fra SKF for statisk sikkerhetsfaktor S_0 for kulelager ved lave hastigheter eller sporadiske laster.

Visshet om lastnivå	Kontinuerlig bevegelse			Sjelden bevegelse
	Ja	Noe	Nei	Ja
Høy	0,5	1,0	2,0	0,4
Lav	$\geq 1,5$	$\geq 1,5$	$\geq 2,0$	$\geq 1,0$

Aksialkreftene er antatt å være små til neglisjerbare, dermed kan en velge en statisk last P_0 lik den største av de to resultantkreftene som oppstår fra vekten av trommelkonstruksjon og tau rundt.

$$P_0 = \max(F_{R,l}, F_{R,r}) = \max(7,15 \text{ kN}, 7,92 \text{ kN})$$

$$P_0 = 7,92 \text{ kN}$$

Det statiske bæretallet vil da bli:

$$C_0 = S_0 \cdot P_0 = 1,0 \cdot 7,92 \text{ kN}$$

$$C_0 = 7,92 \text{ kN}$$

Ved bruk av søk i «Housing Select» finner en at laveste diameter for splitthus er 100 mm, valget faller da på et splitthus «FSNL 522-619 + 1222K + H222» som har et lager «1222K» med

koniskbor for diameter 110 mm og hylse til rett aksling på 100 mm. Lageret har et statisk bæretall på 39 kN som gir en sikkerhetsfaktor på:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{39 \text{ kN}}{7,92 \text{ kN}}$$

$$S_0 = 4,9$$

Ved å bruke sikkerhetsfaktoren kan en finne den største aksialkraften lageret kan ta ved en radiallast på 7,92 kN. Antar at $F_A/F_R > e$ og for lager «1222K» får en da $Y_2 = 5,7$, med en sikkerhetsfaktor på 1,0 vil da en mulig maksimal aksiallast være:

$$P = 0,65F_R + Y_2 \cdot F_A \Leftrightarrow F_A = \frac{C_0 - 0,65F_R}{Y_2}$$
$$F_A = \frac{39 \text{ kN} - 0,65 \cdot 7,92 \text{ kN}}{5,7}$$
$$= 5,94 \text{ kN}$$

7.3 Beregning av ramme

For å kunne designe rammen, må det gjøres rede for hvilke krefter som vil virke på den. Det må derfor beregnes om bjelkene i bunn er sterke nok til å bære konstruksjonen, både under spoling og under løft.

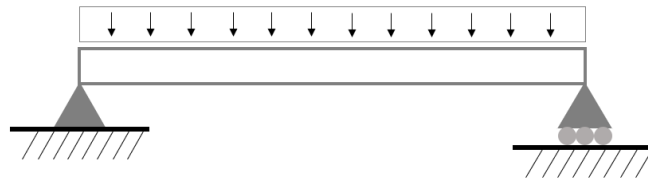
7.3.1 Bjelkeberegninger

Bjelkene som utgjør fundamentet for rammen blir betraktet som fritt opplagrede bjelker. Bærebjelkene, bjelkene som sidestøttene er plassert på, vil derfor bli utsatt for et moment. I tillegg til egenvekten til bjelken, vil den også bli utsatt for vekten til tromlene, sidestøttene, ståltauet og lagerene. Det vil også virke et moment på bjelken som et resultat av forspenningskraften. Diverse vektorer av komponentene som blir brukt i beregninger kan ses i Tabell 7.3.

Tabell 7.3: Vekt av komponenter brukt i beregninger

Komponent	Vekt i kg	Antall
Trommel	1300	2
Ståltau	472,5	1
Lager	22	4
Sidestøtte	72,5	4

Egenvekten blir betraktet som en jevnt fordelt last over hele bjelken. Det antas også at hver av de bærende bjelkene bærer halve vekten hver.

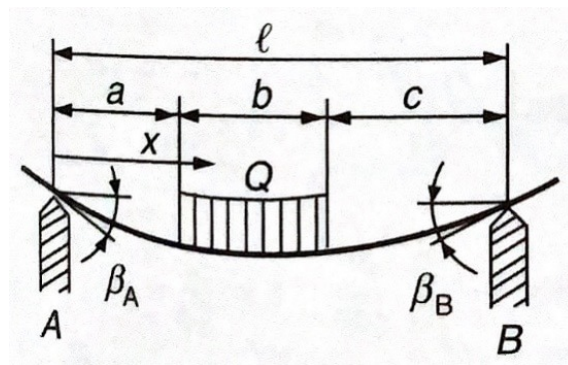


$$l = 2500 \text{ mm}$$

Figur 7.3: Bjelke med egenlast.

I følge Johannesen (2002, s.53) kan maksimalt bøyemoment beregnes ved følgende formel:

$$M_{\text{maks.}} = \frac{q \cdot l^2}{8} = \frac{0,461 \text{ N mm}^{-1} \cdot (2500 \text{ mm})^2}{8} = 3,60 \times 10^5 \text{ N mm}$$



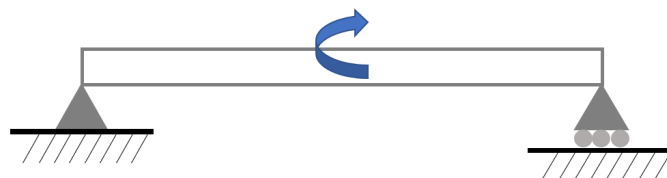
Kilde: Johannesen (2002)

Figur 7.4: Bjelke med nyttelast.

Vekten fra tromlene blir betraktet som én jevnt fordelt last som angriper der sidestøttene er sveist inn slik som for Figur 7.4. Fra Johannesen (2002) kan maksimalt bøyemoment for denne lasten beregnes ved:

$$A = \frac{Q(2c + b)}{2l} = \frac{27\,091,3 \text{ N}(2 \cdot 136,5 \text{ mm} + 2227 \text{ mm})}{2 \cdot 2500 \text{ mm}} = 13\,545,65 \text{ N}$$

$$M_{\text{maks.}} = A \left(a + \frac{Ab}{2Q} \right) = 13\,545,65 \text{ N} \cdot \left(136,5 \text{ mm} + \frac{13\,545,65 \text{ N} \cdot 2227 \text{ mm}}{2 \cdot 27\,091,3 \text{ N}} \right) = 9,39 \times 10^6 \text{ N mm}$$



$$l = 2500 \text{ mm}$$

Figur 7.5: Bjelke med moment fra forspenningen.

Det antas at momentet fra forspenningen virker midt på bjelken som i Figur 7.5:

$$M_T = 78\,480 \text{ N} \cdot 1004 \text{ mm} = 78,79 \times 10^6 \text{ N mm}$$

Med en materialfaktor på $\gamma_m = 1,15$ blir den tillatte bøyepeningen lik:

$$\sigma_{\text{tillatt}} = \frac{\sigma_y}{\gamma_m} = \frac{355 \text{ N mm}^{-2}}{1,15} = 291,3 \text{ N mm}^{-2}$$

For å finne den maksimale bøyepeningen som oppstår i bjelken må tverrsnittsmodulen til bjelken beregnes:

$$\begin{aligned} W &= \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H} \\ &= \frac{200 \text{ mm} \cdot (190 \text{ mm})^3 - 193,5 \text{ mm} \cdot (170 \text{ mm})^3}{6 \cdot 190 \text{ mm}} \\ &= 369\,416,2 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

Deretter kan den maksimale bøyepeningen beregnes:

$$\sigma_{b, \text{ maks.}} = \frac{M_{\text{sammenlagt}}}{W} = \frac{88,54 \times 10^6 \text{ N mm}}{369\,416,2 \text{ mm}^3} = 239,7 \text{ N mm}^{-2}$$

Alle beregninger er gjort med hensyn på formler fra Johannesen (2002) og med lastfaktor lik 1,2 for egenvekt og 1,6 for nyttelast. Den maksimale bøyepeningen ligger under tillatt bøyepening som betyr at bjelken er sterk nok.

Bærebjelkene skal også sjekkes for vipning. Dette gjøres ved en forenkelt vippekontroll ved bruk av Ligning 3.3, 3.4, 3.5 og 3.6. Annet arealmoment, I_y , beregnes ved hjelp av formel fra Johannesen (2002, s.64).

$$\begin{aligned} I_y &= \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12} \\ &= \frac{200 \text{ mm} \cdot (190 \text{ mm})^3 - 193,5 \text{ mm} \cdot (170 \text{ mm})^3}{12} \\ &\approx 3,51 \times 10^7 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Deretter kan bøyepeningene i overflensene finnes:

$$\begin{aligned} \sigma_b &= \frac{M_{\text{maks.}}}{I_y} \cdot z \\ &= \frac{88,54 \times 10^6 \text{ N mm}}{3,51 \times 10^7 \text{ mm}^4} \cdot \left(\frac{190 \text{ mm}}{2} - \frac{10 \text{ mm}}{2} \right) \\ &\approx 227 \text{ N mm}^{-2} \\ N &= 227 \text{ N mm}^{-2} \cdot 200 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm} \\ &= 454 \text{ kN} \end{aligned}$$

Beregner deretter slankheten til bjelken:

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{L_k}{i_z} \\ &= \frac{L_k}{\sqrt{\frac{I_z}{A}}} \end{aligned}$$

I_z finnes ved å sette sammen formelen for annet arealmoment til et rektangel slik at det tilsvarer tverrsnittet til bjelken. Annet arealmoment om z-aksen og arealet til bjelken blir da:

$$\begin{aligned} I_z &= \frac{1}{12} \cdot 6,5 \text{ mm} \cdot (170 \text{ mm})^3 + 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot 10 \text{ mm} \cdot (200 \text{ mm})^3 \\ &\approx 1,59 \times 10^7 \text{ mm}^4 \\ A &= 200 \text{ mm} \cdot 190 \text{ mm} - 193,5 \text{ mm} \cdot 170 \text{ mm} \\ &= 5105 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Slankheten blir da:

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{2500 \text{ mm}}{\sqrt{\frac{1,59 \times 10^7 \text{ mm}^4}{5105 \text{ mm}^2}}} \\ &= 44,79 \end{aligned}$$

Relativ slankhet kan da finnes:

$$\begin{aligned} \bar{\lambda} &= \frac{\lambda}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_f}{E}} \\ &= \frac{44,79}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{355 \text{ N mm}^{-2}}{206 \times 10^3 \text{ N mm}^{-2}}} \\ &= 0,59 \end{aligned}$$

Finner ut fra tabell i Dørum (2006b) at kurve b skal brukes for å finne reduksjonsfaktoren, χ .

$$\chi = 0,85$$

Dimensjonerende knekkkapasitet:

$$\begin{aligned} N_R &= \frac{355 \text{ N mm}^{-2} \cdot 0,85 \cdot (200 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm})}{1,15} \\ &= 524\,782,60 \text{ N} \end{aligned}$$

På grunn av at det er lastangrep på overflensen så skal dimensjonerende knekkkapasitet reduseres med 5%:

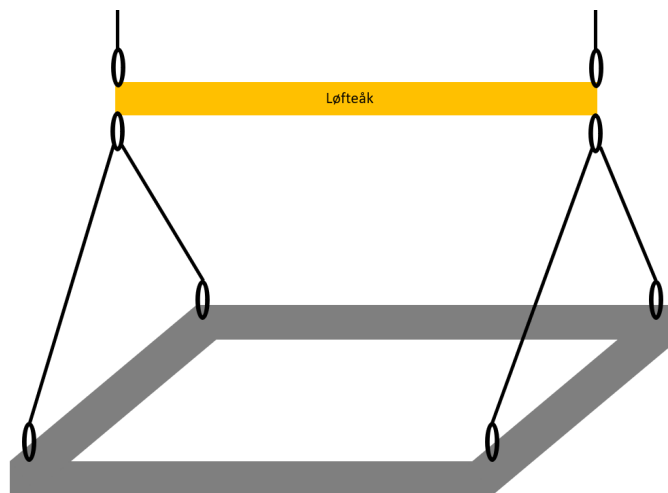
$$\begin{aligned} N_R &= 524\,782,60 \text{ N} \cdot 0,95 \\ &= 498\,542,47 \text{ N} \end{aligned}$$

Kontroll:

$$\frac{N}{N_R} \leq 1 \qquad \frac{454\,000 \text{ N}}{498\,542,47 \text{ N}} = 0,91 < 1$$

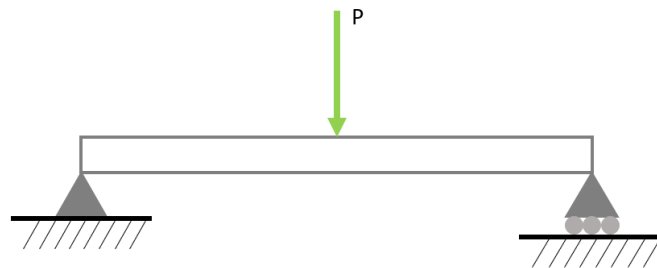
Bjelken vil ikke vippe som følge av lasten den blir utsatt for.

Under løft med kran blir det tatt utgangspunkt i at dette gjøres ved 2+2-part skrev fordelt ved hjelp av ett løfteåk. Tanken er at det skal sveises på 4 løfteører i hvert hjørne og at hvert løfteskrev er koblet inn som vist i Figur 7.6.



Figur 7.6: Enkel illustrasjon av løft ved hjelp av kran.

Det blir da gjort en forenkling om at vekten angriper midt på breddebjelkene, se Figur 7.7 og at hver breddebjelke tar halve vekten.



$$l = 1650 \text{ mm}$$

Figur 7.7: Last som angriper midt på bjelken.

Ved en antatt totalvekt på 5000 kg for hele apparatet, settes vekten som brukes til beregninger lik 2500 kg. Med en lastfaktor lik 1,2, utgjør dette en vekt på 3000 kg. Når vekten angriper midt på en fritt opplagret bjelke kan maksimalt bøyemoment beregnes på følgende måte:

$$M_{\text{maks.}} = \frac{P \cdot l}{4} = \frac{29\,430 \text{ N} \cdot (1650 \text{ mm})}{4} \approx 12,2 \times 10^6 \text{ N mm}$$

Ved å sammenligne tallene for vipping av bærebjelkene og tallene for breddebjelkene, er det rimelig å anta at breddebjelkene ikke vil oppleve vipping. Med de samme antagelsene er det også rimelig å anta at bærebjelkene ikke vil oppleve vipping under løft med kran.

Det er også interessant å kunne si noe om nedbøying av bærebjelkene under spoleprosessen. Disse beregningene blir gjort med hensyn på at all vekt angriper midt på bjelken slik som i Figur 7.7. Kraften P blir satt til 2760 kg, 27 075 N som tilsvarer halve vekten av tromlene + ståltauet + sidestøttene + lagerene med en faktor på 1.6 for nyttelast. Nedbøyingen, u , beregnes ved hjelp av Ligning 3.7.

$$u = \frac{27\,075 \text{ N} \cdot (2500 \text{ mm})^3}{48 \cdot 210 \times 10^3 \text{ N/mm}^2 \cdot 3,69 \times 10^7 \text{ mm}^4}$$

$$\approx 1,14 \text{ mm}$$

Nedbøyingen av bærebjelken blir 1,14 mm midt på bjelken med hensyn på at bjelken er fritt opplagret.

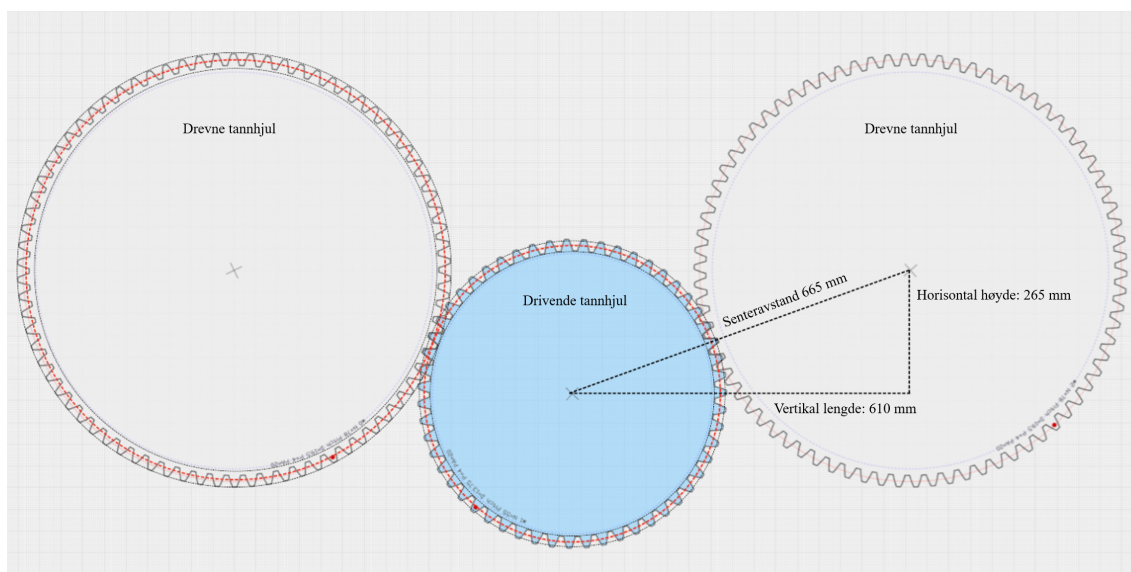
7.4 Drivlinje

7.4.1 Tannhjulsutveksling

Arbeidet for å dimensjonere og foreslå riktig tannhjulsutveksling tar utgangspunkt i en hel rekke andre førende dimensjoner. Som også er å anse som antagelser, de kommer frem under. Mer om gyldigheten og begrunnelsen av disse valgene i diskusjonsdelen av oppgaven. Her klassifiseres det minste sentertannhjul som «drivende tannhjul», og de største tannhjulene som «drevet».

- Modul er valgt til å være 10.
- Velger breddefaktor $\lambda = 10$.
- Horisontal senteravstand mellom drivende og drevet tannhjul lik 610 mm. Denne avstanden er bestemt av anløpsvinkelen. Total senteravstand mellom tromlene er 1220 mm.
- Vertikal høydeforskjell mellom drivende og drevet tannhjul: 265 mm, bestemt av høyden fra senter av drivende tannhjul over bakken, 485 mm.
- Senteravstand etter at horisontal og vertikal komponent er bestemt blir 665 mm.
- Delingsdiametere på drevet tannhjul skal sammenfalle med flensdiameter for innkobling på trommel. Dermed er delingsdiametere på drevet tannhjul 780 mm.

Se Figur 7.8 for hvordan tannhjulene er montert og plassert i forhold til hverandre.



Figur 7.8: Avstander for tannhjulsutvekslingen.

Ved valgt modul 10, og med utgangspunkt valgt delingsdiametere på drevet tannhjul kan antall tenner på dette tannhjulet utregnes:

$$z_{\text{drevet}} = \frac{D}{m} = \frac{780 \text{ mm}}{10 \text{ mm}} = 78$$

Med det drivende tannhjulert montert totalt 483 mm over bakken etterlater dette en delingsdiameter som må fylles på 550 mm, på samme måte som over er derfor antall tenner på drivende tannhjul:

$$z_{\text{drivende}} = \frac{D}{m} = \frac{550 \text{ mm}}{10 \text{ mm}} = 55$$

Med 55 tenner på drivende tannhjul og 78 tenner på drevet tannhjul vil *Største Felles Divisor* (eng. *Greatest Common Divisor, GCD*) være 1. Dette gir den beste overføringen og jevn slitasje av tannhjulutvekslingen (Geardes, 2015). Samtidig er inngrepsraten, bestemt ved Seksjon C.1 1,798.

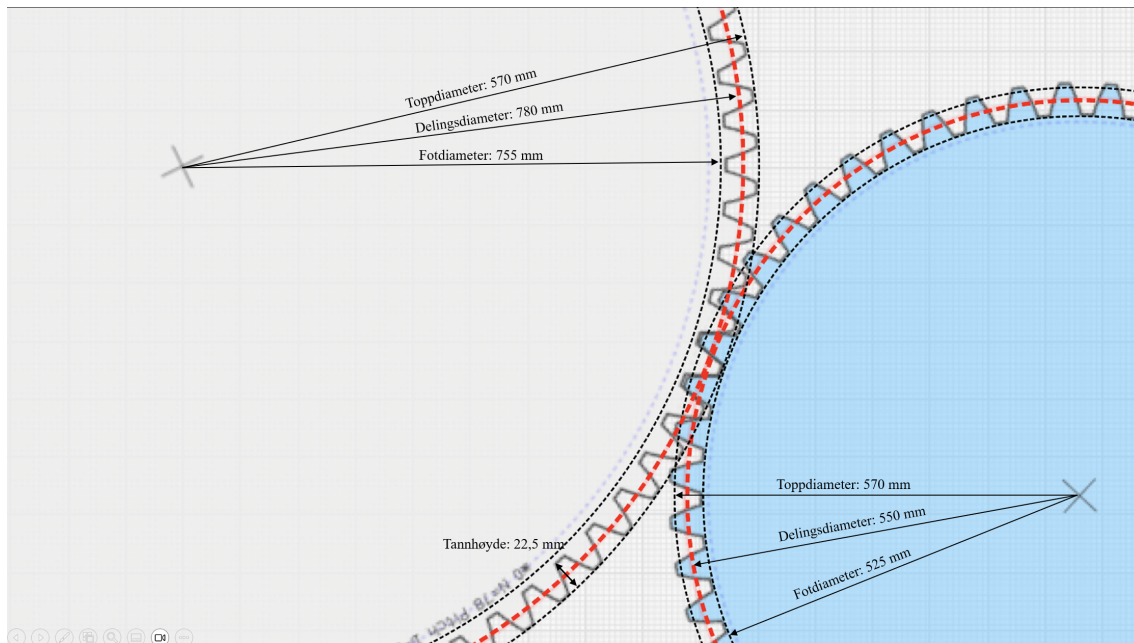
Dermed kan senteravstanden kontrollsjekkes ved Ligning 3.50:

$$a = (z_{\text{drivende}} + z_{\text{drevet}}) \cdot \frac{m}{2} = (55 + 78) \cdot \frac{10 \text{ mm}}{2} = 665 \text{ mm}$$

En fullstendig oversikt over dimensjoner tilknyttet tannhjulene kan sees i Tabell 7.4, også illustrert ved Figur 7.9.

Tabell 7.4: Dimensjonering av tannhjul, ligninger brukt og resultater fra de.

Dimensjoner	Ligning	Drivende tannhjul [mm]	Drevet tannhjul [mm]
Delingsdiameter	Ligning 3.49	550	780
Toppdiameter	Ligning 3.51	570	800
Fotdiameter	Ligning 3.52	525	755
Topp høyde	Ligning 3.53	10	10
Fothøyde	Ligning 3.54	12,5	12,5
Tannhøyde	Ligning 3.55	22,5	22,5
Tannbredde	Ligning 3.56	100	100



Figur 7.9: Dimensjonering av tannhjul.

7.4.2 Motor

Det antas at motor montert på spoleapparatet må være dimensjonert for å kunne spole på de initielle rundene på spoleapparatet og være en del av bremsesystemet. Se Tabell 7.3 for spesifikasjoner. Utover dette er virkningsgraden til motoren antatt å være $\eta = 0,8$. Samtidig velges en spolehastighet på 16 m min^{-1} .

Nødvendig motorkraft ved Ligning 3.43:

$$P_m = \frac{(10\,000 \text{ kg}) \cdot 9,81 \text{ m s}^{-2} \cdot \frac{16 \text{ m min}^{-1}}{60}}{0,8}$$

$$= 32,7 \text{ kW}$$

Samtidig må motoren være dimensjonert med tanke på torsjonsmomentet som skal til for å initiere rotasjon av tromlene på spoleapparatet, samt bremse spoling. Dette utledes ved Ligning 3.44. Friksjonskoeffesienten er ignorert, og trommelskalltykkelsen er 25 mm.

Massetregghetsmomentet er derfor:

$$I_o = \frac{m \cdot (r_y^2 + r_i^2)}{2}$$

$$I_o = \frac{10\,000 \text{ kg} \cdot ((0,504 \text{ m})^2 + (0,479 \text{ m})^2)}{2}$$

$$\approx 2417,3 \text{ kg m}^2$$

Vinkelhastigheten når arbeidsvinsjen drar med en fart på 16 m min^{-1} :

$$\begin{aligned}\omega &= \frac{v}{r_y} \\ &= \frac{16 \text{ m min}^{-1}}{60} \\ &= \frac{0,503 \text{ m}}{0,503 \text{ m}} \\ &\approx 0,53 \text{ rad s}^{-1}\end{aligned}$$

Med hensyn til utvekslingsforholdet ved tannhjulutvekslingen i og virkningsgrad for tannhjulutvekslingen $\eta = 0,94$.

$$\begin{aligned}i &= \frac{550 \text{ mm}}{780 \text{ mm}} \\ &\approx 0,7\end{aligned}$$

Blir nødvendig torsjonsmoment:

$$\begin{aligned}\tau_m &= I_o \cdot \omega \cdot i \cdot \eta \\ \tau_m &= 2417,3 \text{ kg m}^2 \cdot 0,53 \text{ rad s}^{-1} \cdot 0,7 \cdot 0,94 \\ &\approx 843,0 \text{ N m}\end{aligned}$$

Drivlinje på minimum 32,7 kW med et torsjonsmoment på minimum 843,0 N m kreves for at spo-leapparatet skal kunne skape maks 10 t med forspenningskraft.

7.4.3 Holdebremser

Holdebremsen vil være en skivebrems montert direkte på motorakslingen. Denne skal kun brukes ved nødstands for å skåne hydraulikksystemet siden trykket i systemet kan reduseres når holdebremsen tar over. Da elimineres også faren for at hydraulikksystemet glir eller kryper under stans.

Ved dimensjonering og bremseberegninger er det nødvendig å avklare hvilke antagelser som er gjort:

- Lik slitasje over hele bremseoverflaten.
- Konstant μ (friksjonskoeffisient).
- Antar at bremseflate er utformet som sirkelsektor.
- Bremsesystemet er i tørr og kald tilstand ved inngrep.

Fra Ligning 3.45 kan bremsekraften utledes slik:

$$F_N = \frac{\tau_b}{\mu_s \cdot r_f \cdot n}$$

Utledningen av torsjonsmomentet gjennom tannhjulutvekslingen, tatt hensyn til utvekslingsforholdet i og virkningsgrad for tannhjulutvekslingen $\eta = 0,94$.

$$\begin{aligned}\tau_b &= F_N \cdot r \cdot i \cdot \eta \\ &= (10\,000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m s}^{-2}) \cdot 0,504 \text{ m} \cdot 0,7 \cdot 0,94 \\ &\approx 46,5 \text{ kN m}\end{aligned}$$

Deretter er det nødt til å gjøres antagelser som gitt i Tabell 7.5.

Tabell 7.5: Verdier og antagelser brukt i beregninger, holdebremser.

Konstant	Verdi	Enhet	Beskrivelse
D_{bd}	350	mm	Diameter bremseskive
D_a	125	mm	Diameter aksling
n	4	-	Bremseflater
θ	$\pi/4$	-	Sektor bremseflaten angriper
μ_s	0,45	-	Statisk friksjonskoeffesient

Avstand fra senter til middelverdi for bremsesektor:

$$\begin{aligned}r_m &= \frac{D_{bd}}{2} + \frac{D_{bd} - D_a}{4} \\&= \frac{125 \text{ mm}}{2} + \frac{350 \text{ mm} - 125 \text{ mm}}{4} \\&= 118,75 \text{ mm}\end{aligned}$$

Dermed:

$$\begin{aligned}F_N &= \frac{46,5 \times 10^6 \text{ N mm}}{0,45 \cdot 118,75 \text{ mm} \cdot 4} \\&\approx 217,5 \text{ kN}\end{aligned}$$

Videre blir bremsetrykket:

$$P_B = \frac{F_N}{A}$$

Der:

$$\begin{aligned}A &= \frac{\theta}{2} \cdot (r_y^2 - r_i^2) \\&= \frac{\pi}{4} \cdot \left(\left(118,75 \text{ mm} + \frac{350 \text{ mm}}{2} \right)^2 - \left(118,75 \text{ mm} - \frac{350 \text{ mm}}{2} \right)^2 \right) \\&\approx 32\,650 \text{ mm}^2\end{aligned}$$

Bremsetrykket blir derfor:

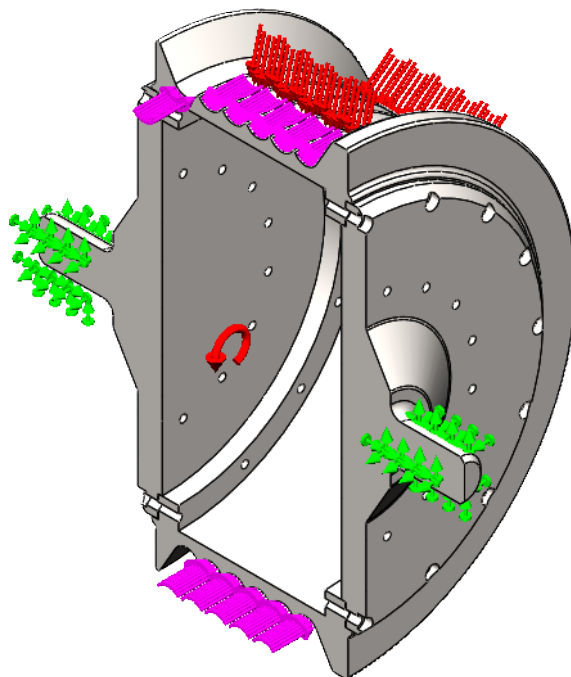
$$\begin{aligned}P_B &= \frac{217,5 \times 10^3 \text{ N}}{32\,650 \text{ mm}^2} \\&\approx 6,7 \text{ MPa}\end{aligned}$$

For å holde igjen forspenningskraften gjennom tannhjulsutvekslingen er bremsetrykket per bremseflate nødt til å være 6,7 MPa, med tilhørende bremsekraft på 217,5 kN.

8 Simuleringer

8.1 Trommel

Det ble gjort en statistiskstudie av trommelen i SolidWorks hvor trommelen og dens aksselflenser ble forbundet med et globalt kontaktbånd. I Figur 8.1 vises fiksturene og kreftene satt på modell, hvor det er satt fastsatte fiksturer — grønne piler — på akslingene hvor den blir opplagret av lager, de røde pilene er tautrykket som blir påført trommel og den rosa pilene er tangentielle krefter hvor tauet går av og på trommel.



Figur 8.1: Oppsett av trommelsimulering, hvor de grønne pilene er opplagring, røde er trykket på trommel, og rosa er kreftene fra tauet per vinding.

På grunn av vanskeligheter med å finne faktisk tautrykk på trommel med tanke på at det går av og på med ulike krefter er det antatt at trykket er forårsaket av at tauet legges rundt trommel en konstant kraft på 98,1 kN. Krefter og trykk som er satt på trommel i hvert spor kan sees i Tabell 8.1, hvor taukraften T_i er regnet fra Ligning 8.1. Variabelen $[i]$ angir hvilket spor kraften er satt på og i antall runder tauet har gått for å få denne kraften.

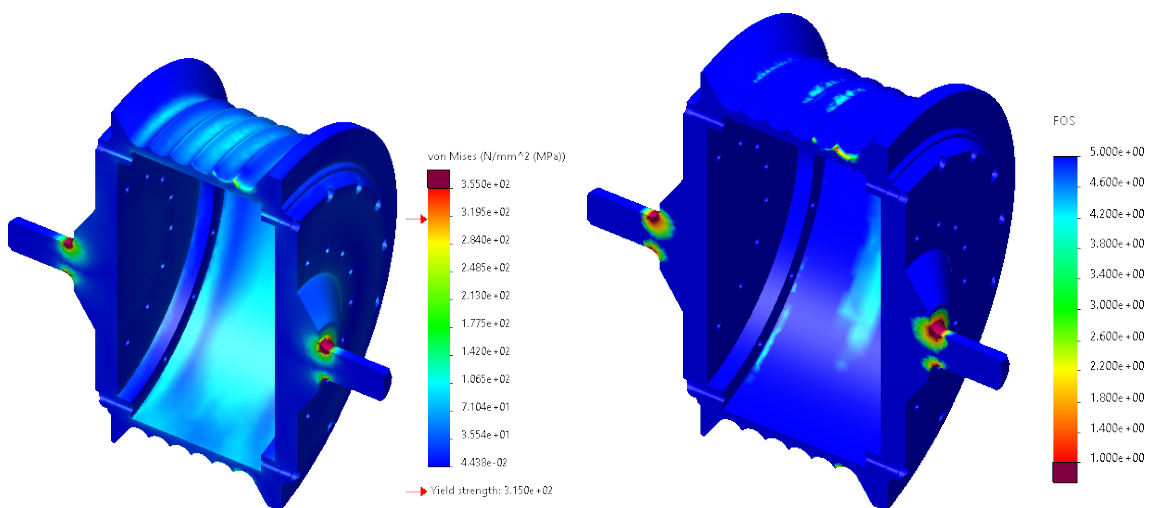
Tabell 8.1: Data brukt i simulering av trommel, hvor $[i]$ angir sporet, $x.5$ er inngangen og $x.0$ er utgangen til sporet, T_i er kraften trommel holder igjen i inn- og utgang, og p_D er trykket satt på sporet.

Spør (i)	N		MPa
		T_i	p_D
Inn	0.0	881,26	
	0.5	1411,76	3,54
	1.0	2261,61	
	1.5	3623,05	3,54
	2.0	5804,04	
	2.5	9297,94	3,54
3.0	14 895,10		
	3.5	23 861,60	3,54
	4.0	38 225,76	
	4.5	61 236,81	3,54
Ut	5.0	98 100,00	

$$T_i = \frac{T}{e^{2 \cdot \pi \cdot 0,15 \cdot (n_w - i)}} \quad (8.1)$$

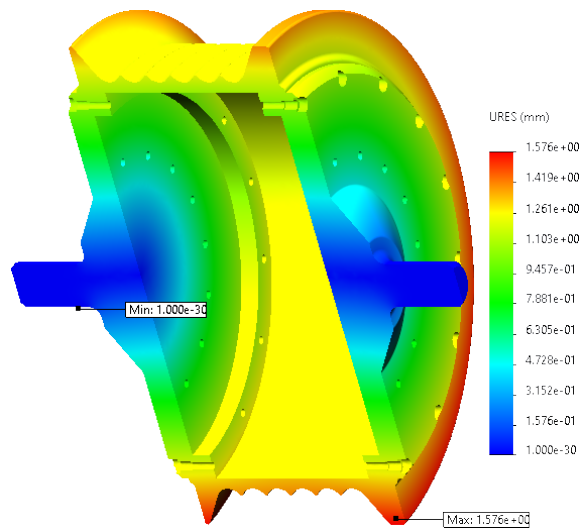
Resultatene fra simuleringen som vist i Figur 8.2a viser lave spenninger gjennom trommelen forårsaket av påsatte krefter der de største oppstår i midten av innsiden til skallet i intervallet 70 MPa til 100 MPa. De største spenningene oppstår i overgangen fra aksling til flens hvor det oppstår en stor spenningskonsentrasjon som topper seg på 1032 MPa. Figur 8.2b viser sikkerhetsfaktorer i trommelskall og akslingflensene.

Den største deformasjonen — som vist i Figur 8.3 — skjer i flensen på trommelen, hvor største deformasjon er på 1,576 mm mens akslingene ikke opplever noe deformasjon. Trommelskallet har en deformasjon på mellom 1,0 mm til 1,4 mm.



(a) Von Mises spenninger i trommel og akslingflensen, **(b)** Sikkerhetsfaktor i trommel og akslingflensen, fargen ■ viser områder som er over materialets flytgrense (355 MPa), fargen ■ viser områder hvor faktoren er under 1,0.

Figur 8.2: Von Mises og sikkerhetsfaktor resultater i trommel og akslingflens fra simulering.



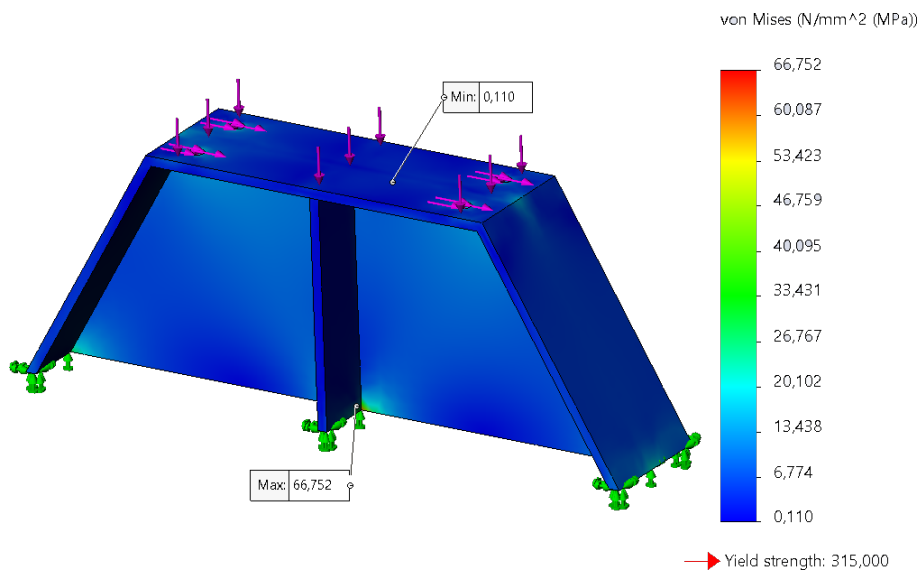
Figur 8.3: Deformasjoner på trommel.

8.2 Ramme

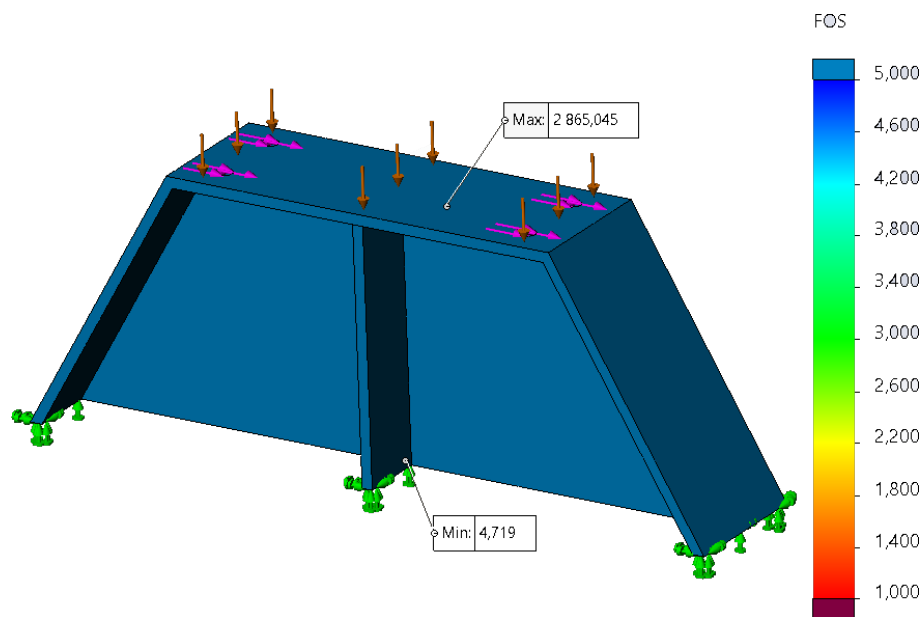
Simulering av sidestøtte:

Det blir antatt at vekten av trommel, ståltau og lager angriper over hele kontaktflaten på sidestøtten. Vekten utgjør de nevnte komponentene fordelt på fire støtter og blir tilnærmet lik 790 kg som gir 7752 N.

Sidestøtten blir også tilført halve lasten av forspenningskraften. Denne lasten tilsvarer 49,05 kN og blir tilført i boltehullene med retning lik spoleretningen. Siden sidestøtten skal sveises til rammen, blir den simulert med fast innspenning på tre punkter.



Figur 8.4: Von Mises spenninger i sidestøtten.

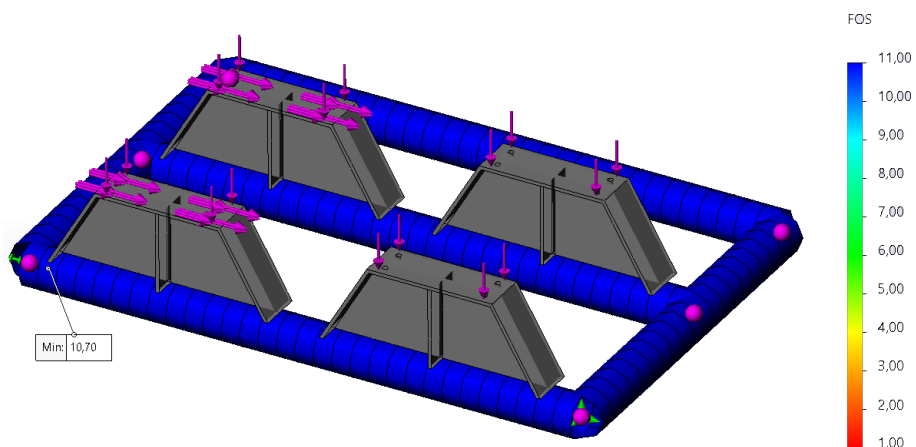


Figur 8.5: Sikkerhetsfaktor i sidestøtten.

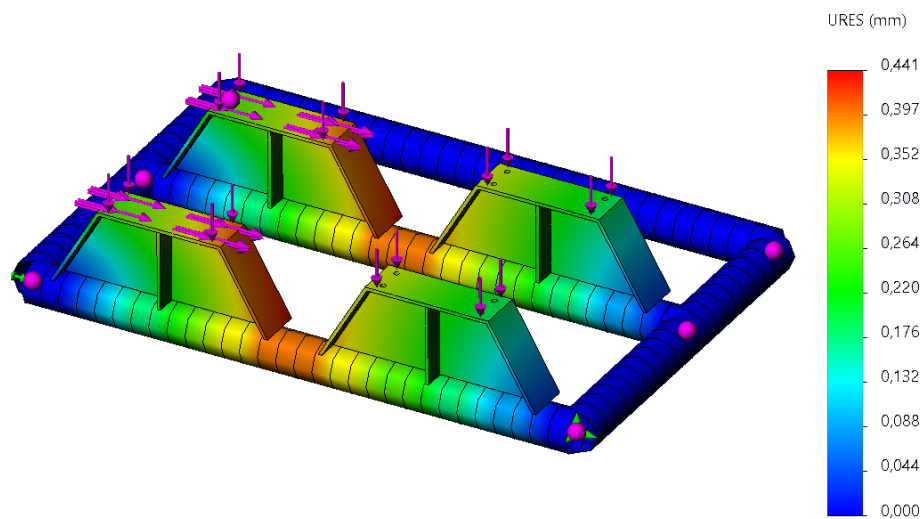
Ved å se på Figur 8.4 og 8.5, kan man se at det mest utsatte området på støtten er i krysset i midten. Flytegrensen for materialet brukt i SolidWorks er lik 315 N/mm^2 og høyeste spenning i sidesøtten er $66,75 \text{ N/mm}^2$. Laveste sikkerhetsfaktor er 4.7. Sidestøtten ble også sjekket for forskyvninger, og høyeste forskyvning oppstod i boltehullene og tilsvarte $0,04 \text{ mm}$

Simulering av ramme:

For å simulere rammen ble det laget en egen sammenstilling med bjelkene og sidestøttene. Deretter ble knutepunktene i både frem- og bakende til de to bærebjelkene satt til «fast innspent». Lastene blir påført på lik måte som for simulering av sidestøttene, bare at kreftene som oppstår som følge av forspenningskraften kun er satt til å virke på de to «bakerste» sidestøttene. Dette er en forenkling i forhold til hvor kraften faktisk virker, men det ble bestemt å simulere den på denne måten for å ta utgangspunkt i «verst tenkelige situasjon».



Figur 8.6: Sikkerhetsfaktor i rammen.



Figur 8.7: Forflytning i rammen oppgitt i mm.

Høyeste spenning som oppstod i rammen var 78 N mm^{-2} . Materialet brukt i simulering er samme som for sidestøttene med en flytegrense på 315 N mm^{-2} . Spenningene ligger langt under flytegrensa, noe som gjenspeiler seg i plottene for sikkerhetsfaktor i Figur 8.6 og for forflytningen i Figur 8.7. Laveste sikkerhetsfaktor i rammen er 10,7 og største forflytning som oppstår er 0,44 mm.

9 Resultater

9.1 Trommel

Dimensjonering av trommel baserte seg hovedsaklig på standardene ISO 16625 (2013) og DNV-ST-0378 (2019) for trommeldiameter, tykkelse og spordimensjoner. Tabell 9.1 viser en oversikt over dimensjonene som er utregnet for trommelen.

Tabell 9.1: Dimensjonsresultater for trommel.

Variabel:	mm						n_w
	D_P	D	t	h_F	r_g	a	
Resultat:	1008	952	24,00	84,00	30,10	58,24	6

Beregninger av spenninger i trommel ga resultater som gitt i Tabell 9.2, hvor den sammensatte spenningen σ_{eq} samsvarer med resultatet fra von Mises simuleringen som ga et resultat σ_{vM} i intervallet 70 MPa til 100 MPa i trommelskallet. Videre viser simuleringen at sikkerhetsfaktoren for trommelen hovedsaklig ligger over 5,0 utenom noen steder i skallet — hovedsaklig i midten av aksialretning — som ligger rundt 4,0, og i inn- og utgang av utgangsporet hvor en liten seksjon ligger ned mot 1,0.

Tabell 9.2: Spenningsresultater for trommel; torsjonsspenningen τ , bøyespenningen σ_b , tangentiellspenningen σ_θ og den sammensatte spenningen σ_{eq} .

Stress:	MPa			
	τ	σ_b	σ_θ	σ_{eq}
Resultat:	3,01	2,32	70,18	69,25

Simuleringen viste også deformasjoner opptil 1,58 mm på utsiden av ytterdiameter til flensen inn mot senter som følger av nedbøying i trommelskallet på rundt 1,00 mm til 1,40 mm.

9.2 Aksling og lager

Aksling diameter ble utregnet fra torsjonsmomentet trommelen blir utsatt for samt bøyemomentet som skjer i trommelens massesenter som ga et resultat på 94,93 mm. Den største resultatkraften i opplagringen ble regnet til å være 7,92 kN som ble brukt til valg av lager med borhull lik eller større en funnet akseldiameter. Det ble valgt et kulelager som passer inn i et splitthus, det førte til at akslingdiameteren ble oppdatert til 100 mm, lageret har også konisk innvendig profil som krever en hylse for kompatibilitet med rett aksling.

Lageret har en statisk sikkerhetsfaktor S_0 lik 4,9 som er godt over kravet på 1,0 for et lager under noe kontinuerlig bevegelse. Videre utregninger viser også at lageret kan utsettes for maksimalt 5,94 kN i aksialretning ved en radiellast på maksimalt 7,92 kN og en sikkerhetsfaktor på 1,0. Tabell 9.3 viser en oversikt over akseldiameter og valgt lager, og Tabell 9.4 viser dimensjoner for valgt lagerhus.

Tabell 9.3: Resultater for aksling- og lagerberegninger med valg.

Aksling		Lager					
mm	kN	Type			kN		
D_{axle}	$F_R = P_0$	Hus	Hylse	Lager	C	C_0	S_0
100	7,92	FSNL 522-61	H222	1222K	88,4	39,0	4,9

Tabell 9.4: Dimensjoner for valgt lagerhus FSNL 522-619 fra SKF, der L , B , H , D_a og D_b er henholdsvis lengden, bredden, høyden, lagerdiameter og bordiameter til lagerhus, og m er massen.

mm					kg
L_{lh}	B_{lh}	H_{lh}	D_a	D_b	m
410,0	120,0	242,0	200,0	147,5	22,0

9.3 Ramme

Ved håndberegningene ble det fastslått at bærebjelkene ikke ville gå mot vipping som følge av de påkjente kreftene da den tillatte bøyepeningen ble beregnet til:

$$\sigma_{\text{tillatt}} = 291,3 \text{ N mm}^{-2}$$

og den faktiske bøyepeningen ble funnet til å være:

$$\sigma_b = 239,7 \text{ N mm}^{-2}$$

Forholdet mellom mellom den faktiske bøyepeningen og den dimensjonerende knekkapasiteten ble beregnet til å være 0.91.

Ved håndberegninger ble nedbøyingen av bærebjelkene under spoleprosessen beregnet til å være 1,14 mm.

Det ble også utforsket om breddebjelkene ville bli utsatt for vipping som følge av kranløft. Det maksimale bøyemomentet i denne situasjonen ble mye lavere enn de som ble funnet under beregningene av bærebjelkene. Det ble derfor konkludert med at disse ikke ville oppleve vipping.

Under simulering av sidestøttene ble det funnet at høyeste spenning ble $66,75 \text{ N mm}^{-2}$ og at laveste sikkerhetsfaktor ville være 4,7.

Simulering av rammen viste at laveste sikkerhetsfaktor ville være 10,7 og den største forflytningen ville være 0,44 mm. Ellers ble den største spenningen funnet til å være 78 N mm^{-2}

Dimensjoner og vekt av den fullstendige rammen kan ses i Tabell 9.5.

Tabell 9.5: Dimensjoner og vekt til fullstendig ramme.

Dimensjon	Verdi	Enhet
Lengde	2700	mm
Bredde	1840	mm
Høyde	565	mm
Vekt	885	kg

9.4 Drivlinje

En hydrauliskmotor på minst 32,7kW er nødvendig for å drive spoleapparatet når montasje av ståltauet skal gjøres, før spoleapparatet kan tas i bruk. Men også for å kunne bremse rotasjonen av tromlene for generering av forspenningskraften. Samtidig må motoren være dimensjonert med et torsjonsmoment på minimum 843,0 N m, for en spoleoperasjon som skaper maks 10 t. En holdebrems i form av en skivebrems utformet med totalt fire bremseflater med et bremsetrykk på 6,7 MPa og bremsekraft på 217,5 kN er nødvendig for at holdebremsen skal kunne fungere som en nødbremse ved 10 tonn forspenning. Overføring av bremsemomentet og kraften fra den hydrauliske motoren skjer gjennom en tannhjuloverføring. Der et drivende sentertannhjul med 55 tenner roterer et sett tannhjul påmontert direkte på trommelflensene, med sine respektive 78 tenner. Dermed har tannhjulsutvekslingen god inngrepsrate. Det hydrauliske systemet har blitt skjematisk presentert sammen med de nødvendige hydrauliske komponenten for at spoleapparatet kan fungere som en constant tension vinsj.

9.5 Sammenstilling

Tabell 9.6 viser de totale dimensjonene til spoleapparatet. Alle dimensjoner er hetet fra SolidWorks. Vekten er uten hydraulikk tank og kontrollpanel, samt at vekten på motoren er kun en antatt vekt.

Tabell 9.6: Dimensjoner og vekt til spoleapparat.

Dimensjon	Verdi	Enhet
Lengde	2700	mm
Bredde	1840	mm
Høyde	1265	mm
Vekt	4465	kg

Massesenter (eng. *Center of Gravity, COG*) ble også hentet ut fra SolidWorks og ble funnet til å være (0 mm 590,10 mm 268,81 mm), som ikke tilsvarer senter av konstruksjonen.

Ved beregninger av avstander under spoleprosessen, ble det funnet at produsenttrommel og vinsj må plasseres henholdsvis 11,2 m og 4,7 m unna spoleapparatet for at ikke anløpsvinkelen skulle overskride 2°.

10 Diskusjon

I dette kapitlet ønsker gruppen å diskutere de ulike valgene som er blitt gjort undervegs i prosjektet. Gruppen ønsker å trekke frem hvilke styrker og svakheter som trer frem ved det endelige designet. I tillegg er det blitt gjort mange forenklinger og antagelser ved beregninger og simuleringer som bør undersøkes og forklares. Det vil også bli lagt vekt på hva som bør gjøres ved eventuelt videre arbeid.

Problemløsning

Konseptet som ble valgt for videre utvikling ble valgt på grunnlag av karakterene gitt i Seksjon 5. Da konseptet viste seg å ikke ville fungere slik det først var tenkt, ble gruppa nødt til å se på andre løsninger. For å gjøre dette enklere ble det 3D-printet flere forskjellige alternativer, og det ble i tillegg utført ett eget tilhørende studie på problemet. Dette ledet frem til løsningen med dobbelttrommel. Dobbelttrommel var i utgangspunktet en løsning gruppen ville unngå da det var mye usikkerhet rundt den totale størrelsen på spoleapparatet. Ved videre utvikling og beregninger viste det seg at størrelsen ble mindre enn først antatt, og at det fortsatt ville være mulig å transportere spoleapparatet ved hjelp av en standard, lukket 10 ft container.

Spoleapparatets virkemåte

På grunn av kravet om at anløpsvinkelen ikke skal overskride 2° , må alle «enhetene» i spoleprosessen plasseres langt nok unna hverandre. Med enhetene menes produsenttrommel, spoleapparat og vinsj. Med en antagelse om at vinsjen er utstyrt med en FAC tillater dette at spoleapparatet kan plasseres med en avstand på 4,7 m til vinsjen. Bakover mot produsenttrommelen bør det derimot være en avstand lik 11,2 m. Dette gjør at spoleprosessen krever en del areal i lengderetningen, men en løsning på dette kan være å plassere produsenttrommelen ved siden av vinsjen og tre tauet inn på undersiden av spoleapparatet.

Spoleapparatet er per i dag designet for å være overspolt da bildene gruppa fikk av den aktuelle vinsjen viste en overspolt vinsj. Det er derimot ingen problem å tre ståltauet fra undersiden dersom den skal brukes til underspolte vinsjer så lenge man passer på at retningen blir riktig i forhold til leggeretningen på tauet. Siden spoleapparatet skal kunne spole både venstre- og høyreslätte tau er man avhengig av at apparatet kan kjøres begge veier.

Apparatet er designet på en slik måte at det kan utvikles videre til å ha flere funksjoner enn bare å spole forspenning. Spoleapparatet ligner veldig på en «traksjonsvinsj» som blir benyttet til å øke trekraften til en vinsj og den kan derfor utvikles videre til å kunne utføre slike operasjoner. Ellers kan spoleapparatet også benyttes til avspoling av tau.

Ramme

Rammen til spoleapparatet er dimensjonert ut fra trommeldimensjonene. Gjennom prosjektet har dimensjonene på trommel vært under stadig endring, som igjen har ført til endringer på rammen. Det ble tidlig i prosjektet valgt at fundamentet til rammen skulle lages av bjelker. Det ble her valgt at bjelkeprofilen skulle være HEA200. Steget i denne profilen er høy nok til at det kan plasseres gaffellommer til håndtering, mellom topp- og bunn-flens. I tillegg er flensene bred nok både til å bolte rammen til bakken og til å plassere sidestøttene på. Boltehullene er ikke anvist i sammenstillingen.

Ut fra beregningene og simuleringene som ble gjort på bjelkene, så er denne profilen mer enn sterk nok. Det vil derfor være fordelaktig, ved eventuelt videre arbeid, å utforske andre profiler som vil være noe smalere uten at det går utover høyden. Det ble også gjort en del forenklinger og alle håndberegningene som ble gjort på rammen, ble gjort med hensyn på én og én bjelke i et 2-dimensjonalt plan. Ved for eksempel «vipping» er det ikke tatt hensyn til at bjelkene er stivet

av av de andre bjelkene, ei heller av gaffellommene. Det er heller ikke tatt hensyn til at bjelkene muligens vil være svekket av gaffellommene, det er derfor rimelig å argumentere for at bjelkene bør stives av rundt alle løftepunkter.

Alle distanser som er brukt i beregningene er målt fra steg til steg på bjelkene og tilsvarer ikke den totale distansen i sammenstillingen. Avstandene brukt i beregning er derfor noe kortere en de totale avstandene. I tillegg er bjelkene i beregningene sett på som fritt opplagrede, noe som ikke vil være realistisk da de er boltet til bakken i begge ender, samt at de kommer til å ligge langs gulvet hele veien. Det var mye usikkerhet rundt momentet som ble skapt av forspenningskraften, og det ble derfor bestemt at «verst tenkelige situasjon» skulle benyttes i beregningene for å ligge på den konservative siden. Som følge av dette kom gruppen frem til at forholdet mellom den faktiske bøyepening og den dimensjonerende knekkapasiteten i vippingsberegningene var 0,91. I teorien er dette lavt nok da verdien er under 1 og kontrollen er bestått, men siden forholdet havner såpass høyt vil gruppen anbefale å utføre nye beregninger. Det er her rimelig å anta at gruppen får et høyt forhold da beregningene er veldig konservative totalt sett.

For håndtering ved hjelp av kran ble det antatt at det blir gjort som illustrert i Figur 7.6. Det ble da antatt at all vekt angriper midt på breddebjelkene og at disse tar halve vekten hver. Dette vil ikke være reelt da COG ikke er i senter av rammen og vekten vil fordele seg ujevnt over breddebjelkene. Det er heller ikke her tatt hensyn til at breddebjelkene er stivet av av bærebjelkene. Orienteringen av motor, hydraulikk tank og kontrollpanel er heller ikke blitt tatt hensyn til. Det er ikke blitt gjort beregninger på løfteørene som skal benyttes til kranløft, men det antas at disse kan sveises direkte på breddebjelkene. Disse er heller ikke plassert i sammenstillingen. I tillegg er vekt og orientering av gir blitt neglisjert i alle beregninger for rammen.

Ved beregning av nedbøying av bærebjelkene ble det gjort en forenkling om at all vekt angriper midt på bjelken i tillegg til at bjelken er fritt opplagt. Dette vil gi en større nedbøying enn den faktiske nedbøyingen som bjelken vil oppleve, som samsvarer med resultatene fra håndberegningene og simuleringene, der simuleringsresultatene gir en mindre verdi. Alle simuleringer som er blitt gjort på rammen er forenklete og er kun ment som et hjelpemiddel, eller som et sammenligningsgrunnlag, til håndberegningene.

For å gjøre beregningene mest mulig realistiske ble det benyttet lastfaktorer for både egenvekt og nyttelast. Under spoleprosessen ble alt, bortsett fra bjelkene i rammen, betraktet som nyttelast med en faktor på 1,6. Ved kranløft ble vekten av hele spoleapparatet sett på som egenvekt og her benyttes en faktor på 1,2. Her ble vekten rundet opp til å være 5000 kg.

Det er ikke blitt gjort noen beregninger på gaffellommene og disse er plassert i sammenstillingen kun for illustrering og generering av totalvekt. De er også dimensjonerende for hvor høyt tromlene må plasseres over bakken og derav for hvor høye sidestøttene må være. Det er ikke blitt utført håndberegninger på sidestøttene, og disse ble designet kun med hensyn på at de skulle holde lageret til tromlene. Under design ble det valgt at disse skulle konstrueres med utgangspunkt i en trekant da gruppen er kjent med at denne geometrien er mye brukt for lignende apparat og at dette i seg selv er en sterk konstruksjon. Det ble derfor kun utført simuleringer på sidestøttene. Simuleringene viser at disse opplever lite til ingen deformasjoner og er derfor overdimensjonerte. Disse bør derfor få mer oppmerksomhet både ved beregninger og design ved eventuelt videre arbeid.

Rammen har en total lengde på 2700 mm, bredden er lik 1840 mm og høyden er lik 1265 mm. Dette gjør at det vil være mulig å plassere den i en 10 ft container som tilsvarer målene som gitt i Seksjon 2, se Figur 6.15 og 6.16 for illustrering. Det er derimot ikke blitt laget en løsning for hvordan spoleapparatet skal håndteres for å kunne plassere den inn i containeren.

Trommel

Trommelskallet og spor er utformet etter standardene ISO 16625 (2013) og DNV-ST-0378 (2019) for å holde seg innenfor optimale rammer for å redusere skade på ståltau. Sporet er dimensjonert etter største ståltaudiameter som skal kunne ligge i det og antall spor er satt til det antallet som kreves for at ståltauet skal kunne holdes igjen med en kraft på rundt 1 kN når det blir dratt med en kraft på rundt 98,1 kN.

Diameteren har utgangspunkt i et forholdstall mellom taudiameter og trommelens delingsdiameter som i henhold til ISO standarden kan gå helt ned til 11,2. Det ble det tatt et valg å sette denne til 18,0 som er minstekravet for vinsjer som står offshore i henhold til DNV standarden, noe som førte til en diameter på 952 mm og delingsdiameter på 1008 mm. Dette er for å redusere skade og utmatting på ståltauet som følger av bøyesykluser det opplever når det beveger seg rundt trommel. For å redusere vekt og størrelse kan videre studier bli gjort for å se om dette forholdstallet kan reduseres ved midlertidige spoleoperasjoner, eller om det må økes for å redusere skade på ståltauet.

Dimensjonering av skalltykkelsen førte til en initial tykkelse på 5,58 mm, men på grunn av usikkerheter om hvordan et veldig tynnskallet sylinder oppfører seg, produksjon av skallet med tanke på bearbeiding — spesielt dreieoperasjonen av spor — og slitasje på trommel, ble skalltykkelsen økt til 24,00 mm som ligger i nedre intervall for tynnskallet sylinder for valgt trommeldiameter. Videre studier kan bli gjort for å studere oppførselen til veldig tynnskallet sylinder og produksjonsmetoder for å få riktig geometri.

Som en del av videre arbeid, som handler om den praktiske anvendelsen av spoleapparatet foreslår gruppen også at det utforskes hvor mye slitasje som innføres når ståltauet går ut og inn av kryssonene mellom tromlene. Mer spesifikt, arbeid for å avklare i hvor stor grad av kontakt det er mellom ståltauet og sporrygg i dette partiet, og om skaden som oppstår kan føre til problematisk spoleoppførsel eller tidlig kassering av enten tromler eller ståltau. Gruppen har antatt at ståltau mindre en 56 mm kan brukes i de samme sporene. Derfor, er det viktig for videre arbeid å utforske om denne bruken øker sannsynligheten for skade på ståltau og spor.

Resultatene fra både utregninger og simulering viser sammenfallende verdier for spenninger i trommelskallet, 69,25 MPa mot 71,0 MPa til 107 MPa, der det går mot de øvre verdier kan være på grunn av kreftene satt i inn og utgang av spor på trommel. Både utregninger og simulering er simplifisert og trommeltrykket er satt til en konstant verdi, men i virkeligheten vil det være økende i radiell retning fra inn- til utgang av spor og økende i aksial retning fra første til siste spor.

De største deformasjonene vil skje i ytterdiameteren av flensen som følger av nedbøying i skallet. Nedbøyingen ble funnet til å være på henholdsvis opp til 1,58 mm og 1,40 mm. For å redusere nedbøyingen kan det være mulig å sveise avstivere innvendig i trommel.

Det er antatt en friksjonskoeffisient mellom ståltauet og trommel på 0,15. Antagelsen er tatt med tanke på vanlige koeffisienter for stål-mot-stål, at tauet vil være smurt som har en stor påvirkning på koeffisienten og som sikkerhetsfaktor for at 5 vindinger vil være nok for å holde igjen uten at tauet glir på trommel. Videre studier kan bli gjort for å utforske friksjonskoeffisienten mellom trommel og ståltau med tanke på smøring på tauet, overflate på trommel og forurensninger som korrosive miljø for å finne en mer reell verdi.

Aksling og lager

Akslingen er dimensjonert etter torsjonsmomentet fra forspenningen og bøyemomentet fra vekten av trommel og tau på den, torsjonsmomentet skal være tilnærmet konstant og dermed ble det lagt til en faktor som reduserte det til 60 % av utregnet verdi, dette førte til en diameter på omtrent 95 mm. Videre på grunn av lager valg endte akslingdiameteren opp på 100 mm.

Akslingen ble utformet i to halvdeler som en del av en flens som er festet til trommelen med skruer. Simulering av trommel og aksel viser høye konsentrasjoner av spenning i overgangen mellom akslingen og flensen på 1032 MPa, langt over flytgrensen selv med polygonnett kontroll. Videre undersøkelser ble ikke gjort, men det er antagelser om at det kan være på grunn av den uvanlige utformingen som to deler istedet for én massivaksling og dermed feil dimensjonering fra utregninger. Flensene har også en høy sikkerhetsfaktor på over 5,0 som viser at utformingen av flensene kan optimaliseres og redusere materialbruk. Et mer typisk valg kunne vært å hatt én massiv aksling som har en kileforbindelse med nav i flens.

Valget av lager ble gjort ved hjelp av verktøy fra lagerprodusenten SKF ved bruk av den største opplagerkraften som endte på 7,92 kN, initiell diameter og et krav om statisk sikkerhetsfaktor $\geq 1,0$ for noe kontinuerlig bevegelse og høy visshet om lastnivået. Lagertypen ble valgt til å være

et selvjusterende kulelager og lagerhuset et splitthus for å forenkle installasjonsprosessen og gjøre det lettere å bytte og vedlikeholde trommel, også lave til neglisjerbare aksialkrefter lå til grunne for valg av kulelager. Et lagerhus med tilhørende lager ble valgt ut i fra ønsket spesifikasjoner og akslingdiameter ble oppjustert for å passe.

Den statiske sikkerhetsfaktoren for lageret endte på 4,9, godt over kravet på 1,0, noe som førte til at det ble utregnet en potensiell maksimal aksialkraft lageret kan ta for valgt radialkraft. Det ble tatt en antagelse om at forholdet mellom aksial- og radialkraft er over spesifikasjonen for lageret som ga en potensiell aksialkraft på 5,94 kN. Lageret vil dermed være overdimensjonert om aksialkrefter er neglisjerbare, men riktig valg om det oppstår aksialkrefter i intervallet 2 kN til 5 kN.

Drivlinje

Valg av drivsystem for generering av forspenningskraft og montasje av ståltau på spoleapparatet for bruk, ble tidlig bestemt etter en helhetsvurdering og rådføring med kontaktperson fra Axess Technologies. Som følge falt på hydraulikk.

Ved montering av ståltauet på spoleapparatet, må ståltauet trekkes ut fra produsenttrommel og føres rundt dobbelttrommene på spoleapparatet før ståltauet trekkes videre til arbeidsvinsjen. Med en såpass høy egenvekt på ståltauet, som gruppen har gjort sine beregninger ut fra, er det naturlig å anta at denne montasjeprosessen gjøres ved å ta i bruk arbeidsvinsjen. Her kan et lettere tau festes til arbeidsvinsjen og føres gjennom spolapparatet bort til produsenttrommel og festes på det nye ståltauet som skal skiftes ut. Når arbeidsvinsjen begynner å dra er det helt nødvendig at drivsystemet på spoleapparatet roterer tromlene for å hjelpe til med føringen av ståltauet på spoleapparatet.

For å kunne lage et spoleapparat som kan brukes i situasjoner der arbeidsvinsjen ikke har valgfriheten til justering av ståltaudraget har spoleapparatet selv muligheten til kontinuerlig justering av bremsekraften som omtalt i Seksjon 6.3. Dette er med på å gjøre spoleapparatet mer anvendbart i alle mulige spoleoperasjoner. Det er antatt at den nødvendige motoreffekten for dette formålet er lik den effekten som kreves om spoleapparatet skulle selv påspole ståltau med 10 t, med andre ord en viktig forenkling, samme for torsjonsmomentet. Verdien for nødvendig torsjonsmoment kan innledningsvis virke høyt, men her må det poengteres at girutvekslingen som eksisterer som en del av selve motoren er ignorert, da å gjette seg frem til slike verdier ville ikke hatt noen hensikt. Dette vil heller være en del av det videre arbeidet som handler om å gjøre valget av riktig motor, på bakgrunn av det som her er funnet ut. Videre arbeid ville vært kartlegging av hydraulikksystemet, og dimensjonering av tilhørende komponenter. Spesielt interessant er nødvendig volumstrøm av hydraulikkolje under spoleoperasjonen. Det er antatt at spoleoperasjonen vil foregå med en hastighet på 16 m/min. For påspoling av 500 m med ståltau vil hele operasjonen ta omtrent 30 min. Derfor er det også svært viktig at systemet er utstyrt med kjølesystem av hydraulikkoljen, dette kjølesystemet dimensjoneres slik at det kan levere tilstrekkelig kjøling også for spoleoperasjoner som teoretisk kan ta lengre tid en den nevnt her.

Utforskning av andre drivsystemer for å oppnå forspenningskraft fortjener også videre arbeid, spesielt utforskningen av å implementere et elektrisk drivsystem. Enten som en del av det hydrauliske systemet, eller fullstendig elektrifisering av spoleapparatet. Spesielt interessant er dette fordi det sammenfaller med skjerpene krav til mer miljøvennlig drift.

De aller fleste andre designvalg og parametere har vært prioritert over tannhjulsutvekslingen. Dette har lagt begrensninger på hvordan dimensjoneringsarbeidet av tannhjulsutvekslingen har foregått. Blant annet har avstanden mellom tromlene hatt stor påvirkning. Det har også vært et ønske om en løsning der tannhjulene var montert direkte på flensene på tromlene og sammenfalt med deres dimensjoner. I virkeligheten er det rimelig å anta at en så viktig del ville blitt prioritert på lik linje med resten av dimensjoneringsarbeidet og i designprosessen. Med andre ord har girene blitt skreddersydd til å møte andre mål og den iterasjonen av spoleapparatet gruppen har presentert. Dette vært en bevisst handling som innfører usikkerhet i forhold til implementering av tannhjulsutvekslingen i virkeligheten. Det har hele tiden vært en av gruppens prioriteringer å levere en løsning som inkluderer et forslag til overføring av kreftene, til inspirasjon for videre utvikling.

For videre arbeid foreslår gruppen fullstendig kapasitetssjekk av tannhjulene. Dette inkluderer også utforskning av alternative måter for overføring av bremsemomentet og driv. Eksempler her kan være driv ved bruk av kjede eller belte.

Samtidig viser det seg at antatt størrelse på holdebremsen med sine tilhørende utregninger ligger innenfor god tatt nivå. Dette er en av komponentene ved spoleapparatet som må kontrolleres ved jevne mellomrom og funksjonstestes da den skal fungere som et sikkerhetstiltak. Slik holdebremsen er dimensjonert nå skal ikke spoleapparatet brukes til applikasjoner der mer enn 10 t forspenning er nødvendig.

Sikkerhet og digitalisering

En annen viktig del av videre arbeid inkluderer implementering av nødvendige sikkerhetstiltak. Korrekt markering av roterende deler og beskyttelsesdeksel der det er nødvendig. Andre fysiske sikkerhetstiltak inkluderer for eksempel endestoppbryter for kontrollert stans når spoleoperasjonen er over eller om andre uforutsette situasjoner skulle oppstå. Andre sikkerhetstiltak som er spesifikke for offshorenæringen, må følgelig også implementeres.

Ved av- og påspoling av ståltau på vinsj for bytte eller lagring kan det være en mulighet å benytte digital overvåkning av tauet. Det vil si at et kamera tar flere bilder i sekundet og analyserer disse etter skade og slitasje, data som blir samlet kan brukes til å optimalisere bruken av tauet og advare mot skader eller slitasje som har oppstått.

11 Konklusjon

Gruppen ble gitt en oppgave som ikke bare er et aktuelt problem for Axxess Technologies, men som også stiller krav til at gruppen tar i bruk mye av kunnskapen de har tilegnet seg iløpet av studiet. I tillegg har gruppen måtte gjøre seg kjent med konseptutvikling og tilhørende metodikker. Oppgaven har tvunget gruppen til å tenke helhetlig, samtidig som det har vært rom for prøving og feiling. Gjennom prosjektet har studentene fått god trening i å innhente og implementere informasjon fra relevante standarder og forskningsartikler, og like viktig lært å bruke disse korrekt.

Tidlig i prosjektet kom det tydelig frem at det ville være fordelaktig for gruppemedlemmene å gjøre seg godt kjent med hva problemet faktisk var og hvordan dette problemet kunne løses på best mulig måte. Dette ble en viktig del av det innledende arbeidet og la grunnlaget for konseptutviklingen. Videre ble det utviklet en vurderingsmetode som på oversiktlig vis tillot gruppen å sammenligne konseptene.

I løpet av prosjektet gjorde gruppen flere viktige funn i forhold til virkemåten til tromlene i konseptet. Dette førte til at det ble brukt mye tid på å komme frem til en løsning som ivaretok konseptet uten at det innførte store endringer i det allerede utførte arbeidet. Det var også viktig at de gitte produktkravsspesifikasjonene fortsatt skulle overholdes. Den presenterte løsningen har vært et resultat av kontinuerlig vurdering av konseptenes levedyktighet, noe som har medført flere revisjoner og til og med forkasting av alternative løsninger. Dette har vært med å drive fram det endelige resultatet gruppen presenterer.

Gruppen presenterer et konseptuelt design av et spoleapparat med to identiske tromler montert på en ramme som kan transporteres i en 10 ft container. En vinsj drar i ståltauet mens tromlene roterer med tilsvarende hastighet. Friksjonskreftene og tilstrekkelig antall vindinger rundt tromlene skaper nødvendig forspenningskraft. Spoleapparatet er generelt sett konservativt designet da det er gjort mange forenklinger og antagelser undervegs både ved håndberegninger og simuleringer.

Det er klart at det gjenstår en hel del videre arbeid for at konseptet kan realiseres. Det er flere aspekter ved spoleapparatet som burde testes ut eller forskes på. Et godt eksempel her er antagelsen om at det kan brukes tau med mindre diameter i overdimensjonerte spor og at sporryggene ikke innfører unødvendige slitasje på tauet ved inn- og utgang i kryssoversonene. For et mer komplett spoleapparat bør det også utvikles et system for forspenning som baserer seg på kontinuerlig tilbakemelding og som i større grad er selvregulerende, som vil dermed være med på å digitalisere spoleapparatet.

Ved prosjektets slutt sitter gruppen igjen med erfaringer og ny tilegnet kunnskap om hvordan et mer virkelighetsnært og sammensatt ingeniørprosjekt utspiller seg, samt hvor omfattende det er å utvikle et produkt fra bunnen av. Gruppen har også lært mye om tema de generelt har jobbet med, både når det gjelder ståltau, utforming av tromler og hvilke krav og spesifikasjoner som gjelder for disse samlet. Fordeling og organisering av oppgaver har skjedd på tvers av interesser og ferdigheter, i tillegg har gruppen fått god trening i kollektivt samarbeid.

Prosjektgruppen har tillit til at det arbeidet som har blitt gjort med å utvikle spoleapparatet, vil fungere som et godt grunnlag for videre utvikling.

Referanseliste

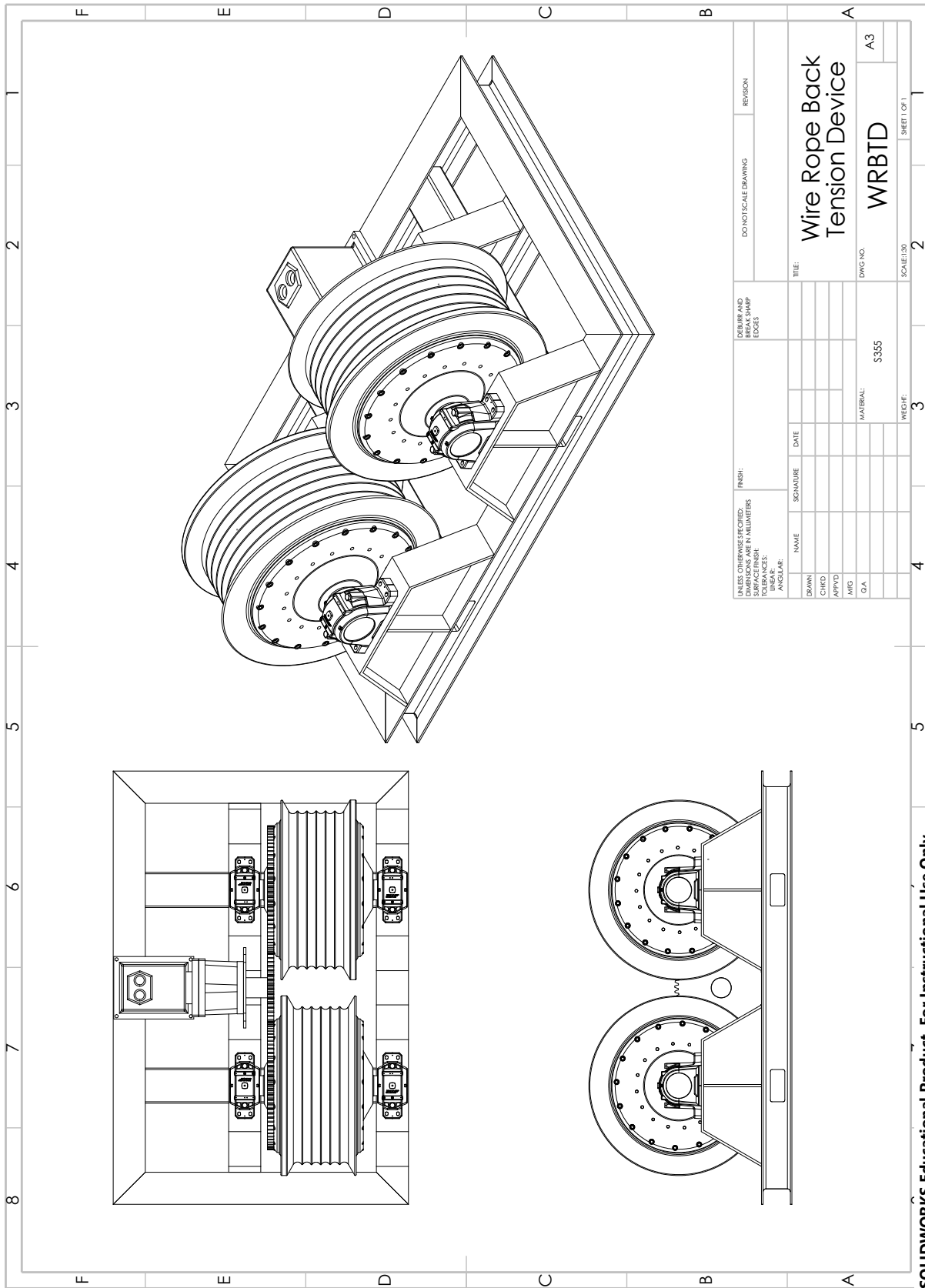
- Chang, X. *et al.* (2022). «Friction and Wear Behavior between Crane Wire Rope and Pulley under Different Contact Loads». I:
Tilgjengelig fra: <https://doi.org/10.3390/lubricants10120337> (Hentet: 16.04.2023).
- DNV-ST-0378 (2019). *Offshore and platform lifting appliances*. Standard.
- DNVGL-ST-E273 (2016). *2.7-3 Portable offshore units*. Standard.
- Dørum, Arne (2006a). *Maskindeler 1*. Akademika.
- (2006b). *Maskindeler 2*. Akademika.
- Geardes (2015). *Gear Design*.
Tilgjengelig fra: https://reprap.org/wiki/Gear_design (Hentet: 10.05.2023).
- Grove Aircraft (u.å.). *Brake System Design and Theory*.
Tilgjengelig fra: <https://www.groveaircraft.com/braketheory.pdf> (Hentet: 04.05.2023).
- ISO 16625 (2013). *Cranes and hoists – Selection of wire ropes, drums and sheaves*. Standard.
Tilgjengelig fra: <https://www.standard.no/no/Nettbutikk/produktkatalogen/Produktpresentasjon/?ProductID=650456> (Hentet: 24.02.2023).
- ISO 668 (2020). *Series 1 freight containers – Classification, dimensions and ratings*.
- Jansen, Bernard S. (2007). *Norwegian version of Image:Wire rope construction.jpg*. Tilgjengelig fra: [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Wire_rope_construction_\(no\).jpg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Wire_rope_construction_(no).jpg) (Hentet: 01.04.2023).
- Johannesen, Jarle (2002). *Tekniske Tabeller*. 2. utg. Cappelen. ISBN: 9788202168223.
- KHK Gears (2021). *Bending Strength of Spur and Helical Gears*. Tilgjengelig fra: https://khkgears.net/new/gear_knowledge/gear_technical_reference/bending-strength-of-spur-and-helical-gears.html (Hentet: 10.05.2023).
- KHL Group (2006). *Spools out*. Tilgjengelig fra: <https://LeBus-germany.com/downloads/dl-international-cranes-0607.pdf> (Hentet: 01.04.2023).
- LeBus (2013). *Fixing fleet angles*. International Cranes og Specialized Transport. Tilgjengelig fra: <https://www.LeBus-germany.com/Downloads/dl-international-cranes-1301.pdf> (Hentet: 17.04.2023).
- (u.å.). *LeBus Germany*.
Tilgjengelig fra: <https://www.lebus-germany.com/> (Hentet: 10.04.2023).
- Loosco (2022). *Understanding the Different Types of Wire Rope Lay*. Tilgjengelig fra: <https://blog.loosco.com/understanding-the-different-types-of-wire-rope-lay> (Hentet: 10.04.2023).
- ME Mechanical (2016). *Comparison of Electrical, Hydraulic and Pneumatic Systems*.
Tilgjengelig fra: <https://mechanicalengineering.blog/comparison-electrical-hydraulic-pneumatic-systems/> (Hentet: 04.04.2023).
- Mech, Roy (u.å.). *Spur Gears*. Tilgjengelig fra: https://roymech.org/Useful_Tables/Drive/Gears.html (Hentet: 16.04.2023).
- Mupende, I. og Otto, St. (2003). «Das Beanspruchungsverhalten mehrlagig bewickelter Seiltrommeln unter nicht-rotationssymmetrischer Belastung». de. I: *Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal* 28, s. 39–46. ISSN: 0947-2274. Tilgjengelig fra: https://dokumente.ub.tu-clausthal.de/receive/import_mods_00000734.
- NDLA (2019). *PID-regulator*. Tilgjengelig fra: <https://ndla.no/nb/subject:1:5a5cac3f-46ff-4f4d-ba95-b256a706ec48/topic:5d631e43-f324-41ad-9cb2-16a26fc391ac/topic:91d19e56-ae63-46de-a901-558c77f2fcbc/resource:f10eb483-15e5-4bcf-a43c-73cc74cb39c5> (Hentet: 16.04.2023).
- Norsk Petroleum (2022). *Utslipp til luft*. Tilgjengelig fra: <https://www.norskpetroleum.no/miljo-og-teknologi/utslipp-til-luft/> (Hentet: 10.03.2023).
- NORSOK N-004 (2022). *Design of offshore structures*.
- Palfinger Marine (2022). *Deck Equipment, constant tension winches*.
Tilgjengelig fra: <https://www.palfingermarine.com/en/deck-equipment/winches/lifting-and-handling-winches/ct-winches> (Hentet: 04.05.2023).

-
- Pearce, Richard (2017). *Shipping Containers (40ft, 20ft and 10ft)*. Tilgjengelig fra:
<https://grabcad.com/library/shipping-containers-40ft-20ft-and-10ft-1> (Hentet: 16.05.2023).
- Python Rope (u.å.). *Sheave- and Drum Dimensions*.
Tilgjengelig fra: <https://pythonrope.com/sheave-drum-dimensions/> (Hentet: 12.04.2023).
- Skarbøvik, Reidar André (2021). *Multilayer Spooling of High Performance Synthetic Fibre Ropes. Experimental investigations of rope properties and stresses in winch drums*. Tilgjengelig fra:
<https://ntnuopen.ntnu.no/ntnu-xmlui/handle/11250/2835100> (Hentet: 01.03.2023).
- SKF (u.å.). *SKF*. Tilgjengelig fra: <https://www.skf.com/group> (Hentet: 09.05.2023).
- Thorat, Sachin (2019).
Difference Between Power System | Mechanical, Hydraulic, Electrical, Pneumatic.
Tilgjengelig fra: <https://learnmech.com/difference-between-power-system-mechanical-hydraulic-electrical-pneumatic/> (Hentet: 04.04.2023).
- Tjalve, Eskild (1979). *A Short Course in Industrial Design*. Butterworth & Co.
ISBN: 040800388X.
- UiT (u.å.). *Statikk & fasthetslære*.
Tilgjengelig fra: <http://meccanica.uit.no/index.html> (Hentet: 26.04.2023).
- Ullman, David G. (2010). *The Mechanical Design Process*. 4. utg. Mechanical Engineering.
McGraw-Hill. ISBN: 9780072975741.
- verope (u.å.). *All about the rope*. Tilgjengelig fra:
<https://verope.com/rope-tech/all-about-the-rope/> (Hentet: 18.04.2023).
- Verreet, Roland (2018). *New wire rope designs for multi layer drums*.
Tilgjengelig fra: https://www.ropetechnology.com/bro_engl/Bro_Mehrlagen_en.pdf.
(Hentet: 10.04.2023).
- Verreet, Roland og Ridge, Isabel (2018). *Wire Rope Forensics*. Tilgjengelig fra:
https://www.ropetechnology.com/bro_engl/wire_rope_forensics_a4.pdf (Hentet: 10.04.2023).
- Wajda, Pawel (2014). *Ståltau*. Tilgjengelig fra:
<https://no.wikipedia.org/wiki/Fil:Lina.png#filelinks> (Hentet: 01.04.2023).

Vedlegg

A Tegning

A.1 GA Tegning

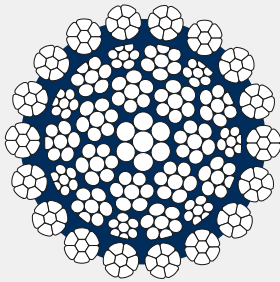


SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

B Datablad

B.1 Casar Ståltau: Eurolift

CASAR EUROLIFT



PROPERTIES // EIGENSCHAFTEN



APPLICATIONS // ANWENDUNGEN

Has a core in a special design avoiding crossover between the strands of core and preventing internal rope destruction. Hoist rope for mobile cranes, electrical hoists and other applications, where rotation-resistant ropes are required.

Hat eine speziell konstruierte Stahlseile, die Überkreuzungen zwischen den Litzen vermeidet sowie die Gefahr von Zerstörungen im Seilinneren herabsetzt. Hubseil für Mobilkrane, Elektrozüge und andere Anwendungen, bei denen drehungsfreie Seile erforderlich sind.

OVERVIEW // ÜBERBLICK TECHNISCHE DATEN

Diameter Range // Durchmesserbereich [mm]	10-34	34,93-60
RCN	22-3	22-3
Number of Outer Strands // Anzahl der Außenlitzen	18	18
Number of Wires // Gesamtdrahtzahl	280	292
Number of Outer Load Bearing Wires // Anzahl der tragenden Drähte in den Außenlitzen	176	176
Average Fill Factor // Mittlerer Füllfaktor	0.720	
Average Nominal Metallic Area Factor C // Mittlerer metallischer Querschnittsfaktor C	0.845	
Average Spin Factor // Mittlerer Versatzfaktor	0.82194697	0.8810411

- Temperature range of use: -50°C to +75°C
- Suitable for multi-layer spooling, preferred in Lang's lay execution
- Available in ordinary lay and Lang's lay
- Available in right hand and left hand
- Available in galvanized and ungalvanized
- Einsatztemperaturbereich: -50°C bis +75°C
- In Gleichschlag besonders geeignet für Mehrlagenspoolung
- In Kreuzschlag und Gleichschlag erhältlich
- In rechtshändig und linkshändig erhältlich
- In verzinkt und blanker Ausführung erhältlich

Nominal Diameter // Nenn-durchmesser	Weight // Gewicht		Minimum Breaking Force // Mindestbruchkraft							
	mm	inch	kg/m	lb/ft	kN	t (2000 lb)	lbs	t (2000 lb)	lbs	t (2000 lb)
10	7/16	0.50	0.33	9.14	87.6	20.123	10.07	97.4	9.93	21.896
11	7/16	0.61	0.41	10.88	118.4	24.459	12.23	118.4	12.07	26.617
12	1/2	0.73	0.49	13.24	130.8	29.205	14.70	139.9	14.27	31.451
13	1/2	0.81	0.54	14.64	143.9	32.572	16.46	161.4	16.46	36.284
14	1/2	0.84	0.57	15.57	152.7	34.228	17.16	165.4	16.87	37.183
15	1/2	0.97	0.65	17.91	182.8	40.263	20.13	190.9	19.47	42.916
16	5/8	1.12	0.75	20.0	200.0	45.861	22.93	219.5	22.38	49.346
18	5/8	1.28	0.86	23.06	231.1	51.841	25.92	249.1	25.0	56.000
19	5/8	1.43	0.95	26.30	272.8	57.278	28.97	280.6	28.61	63.981
20	3/4	1.51	1.08	27.77	287.9	60.471	30.08	291.5	29.38	65.277
21	3/4	1.60	1.16	32.2	334.9	67.42	33.67	318.6	31.38	70.177
22	3/4	1.69	1.14	32.2	334.9	67.42	33.67	318.6	31.38	70.177
23	7/8	2.07	1.42	41.4	450.1	89.27	44.63	420.9	42.84	94.820
24	7/8	2.14	1.46	44.4	481.1	95.21	47.63	451.3	45.13	100.10
25	2	2.69	1.94	52.3	564.6	110.56	55.03	513.2	50.32	111.372
26	2	3.07	2.24	59.2	635.6	127.67	63.83	594.1	57.92	126.815
27	2	3.17	2.13	56.2	597.8	121.283	60.62	569.4	55.44	123.999
28	2	3.35	2.25	61.9	662.0	133.255	66.12	627.4	61.44	136.405
29	2	3.91	2.83	71.9	772.0	152.246	75.12	711.7	70.04	154.789
30	3	4.19	3.05	79.2	846.9	166.898	83.45	797.3	81.30	179.240
31	3	4.68	3.41	87.4	930.0	183.259	91.68	877.9	89.52	197.340
32	3	5.12	3.68	99.2	1072.0	209.472	104.54	1002.8	102.26	225.438
33	3	5.47	3.87	106.5	1146.0	224.925	112.46	1094.1	111.57	245.963
34	3	6.16	4.4	120.8	1320.0	266.899	133.20	1282.3	128.72	283.776
36	3	7.21	5.2	149.0	1600.0	338.271	166.34	1610.4	164.22	362.032
40	4	8.04	5.8	188.8	1888.0	369.825	184.91	1840.4	184.22	408.827
42	4	8.85	6.4	211.1	2111.0	411.1	205.56	2055.6	205.56	454.827
44	4	9.71	7.0	237.7	2377.0	462.2	231.1	2311.1	231.1	509.827
46	4	10.68	7.8	263.0	2630.0	520.0	260.0	2600.0	260.0	576.827
48	4	11.58	8.4	287.4	2874.0	574.4	287.4	2874.4	287.4	636.827
50	5	13.04	9.6	330.4	3304.0	660.8	330.4	3304.8	330.4	736.827
52	5	14.49	10.6	369.6	3696.0	739.2	369.6	3696.6	369.6	816.827
56	5	16.32	11.9	420.0	4200.0	840.0	420.0	4200.0	420.0	926.827
60	6	18.31	13.3	480.0	4800.0	960.0	480.0	4800.0	480.0	1056.827
64	6	20.4	14.9	540.0	5400.0	1080.0	540.0	5400.0	540.0	1196.827
68	6	22.6	16.6	616.0	6160.0	1232.0	616.0	6160.0	616.0	1356.827
72	7	25.0	18.4	696.0	6960.0	1392.0	696.0	6960.0	696.0	1526.827
76	7	27.6	20.3	786.0	7860.0	1572.0	786.0	7860.0	786.0	1716.827
80	8	30.4	22.3	880.0	8800.0	1760.0	880.0	8800.0	880.0	1926.827
84	8	33.2	24.4	984.0	9840.0	1968.0	984.0	9840.0	984.0	2156.827
88	8	36.2	26.6	1096.0	10960.0	2192.0	1096.0	10960.0	1096.0	2406.827
92	9	39.4	28.9	1224.0	12240.0	2448.0	1224.0	12240.0	1224.0	2686.827
96	9	42.8	31.4	1368.0	13680.0	2736.0	1368.0	13680.0	1368.0	2996.827
100	10	46.4	34.1	1528.0	15280.0	3056.0	1528.0	15280.0	1528.0	3346.827
104	10	50.2	36.9	1704.0	17040.0	3408.0	1704.0	17040.0	1704.0	3736.827
108	10	54.2	39.8	1896.0	18960.0	3792.0	1896.0	18960.0	1896.0	4166.827
112	11	58.4	42.8	2112.0	21120.0	4224.0	2112.0	21120.0	2112.0	4636.827
116	11	62.8	45.9	2352.0	23520.0	4704.0	2352.0	23520.0	2352.0	5146.827
120	12	67.4	49.1	2616.0	26160.0	5240.0	2616.0	26160.0	2616.0	5696.827
124	12	72.2	52.4	2904.0	29040.0	5840.0	2904.0	29040.0	2904.0	6286.827
128	12	77.2	55.8	3216.0	32160.0	6504.0	3216.0	32160.0	3216.0	6916.827
132	13	82.4	59.3	3552.0	35520.0	7240.0	3552.0	35520.0	3552.0	7586.827
136	13	87.8	62.9	3912.0	39120.0	8040.0	3912.0	39120.0	3912.0	8296.827
140	14	93.4	66.6	4296.0	42960.0	8904.0	4296.0	42960.0	4296.0	9046.827
144	14	99.2	70.4	4712.0	47120.0	9840.0	4712.0	47120.0	4712.0	9836.827
148	14	105.2	74.3	5160.0	51600.0	10860.0	5160.0	51600.0	5160.0	10666.827
152	15	111.4	78.3	5640.0	56400.0	11960.0	5640.0	56400.0	5640.0	11546.827
156	15	117.8	82.4	6160.0	61600.0	13140.0	6160.0	61600.0	6160.0	12476.827
160	16	124.4	86.6	6720.0	67200.0	14400.0	6720.0	67200.0	6720.0	13456.827
164	16	131.2	90.9	7320.0	73200.0	15740.0	7320.0	73200.0	7320.0	14496.827
168	16	138.2	95.3	7960.0	79600.0	17160.0	7960.0	79600.0	7960.0	15596.827
172	17	145.4	100.0	8640.0	86400.0	18680.0	8640.0	86400.0	8640.0	16756.827
176	17	152.8	104.8	9360.0	93600.0	20320.0	9360.0	93600.0	9360.0	17976.827
180	18	160.4	109.7	10120.0	101200.0	22080.0	10120.0	101200.0	10120.0	19256.827
184	18	168.2	114.7	10920.0	109200.0	23960.0	10920.0	109200.0	10920.0	20606.827
188	18	176.2	119.8	11760.0	117600.0	25960.0	11760.0	117600.0	11760.0	22036.827
192	19	184.4	125.0	12640.0	126400.0	28080.0	12640.0	126400.0	12640.0	23546.827
196	19	192.8	130.3	13560.0	135600.0	30320.0	13560.0	135600.0	13560.0	25136.827
200	20	201.4	135.7	14520.0	145200.0	32680.0	14520.0	145200.0	14520.0	26806.827
204	20	210.2	141.2	15520.0	155200.0	35200.0	15520.0	155200.0	15520.0	28556.827
208	21	219.2	146.8	16560.0	165600.0	37880.0	16560.0	165600.0	16560.0	30486.827
212	21	228.4	152.5	17640.0	176400.0	40720.0	17640.0	176400.0	17640.0	32596.827
216	21	237.8	158.3	18760.0	187600.0	43720.0	18760.0	187600.0	18760.0	34886.827
220	22	247.4	164.2	20000.0	200000.0	46880.0	20000.0	200000.0	20000.0	37356.827
224	22	257.2	170.2	21280.0	212800.0	50200.0	21280.0	212800.0	21280.0	39906.827
228	23	267.2	176.3	22600.0	226000.0	53700.0	22600.0	226000.0	22600.0	42536.827
232	23	277.4	182.5	24000.0	240000.0	57400.0	24000.0	240000.0	24000.0	45246.827
236	24	287.8	188.8	25480.0	254800.0	61320.0	25480.0	254800.0	25480.0	48036.827
240	24	298.4	195.2	27040.0	270400.0	65480.0	27040.0	270400.0	27040.0	50906.827
244	25	309.2	201.7	28680.0	286800.0	70000.0	28680.0	286800.0	28680.0	53956.827
248	25	320.2	208.3	30400.0	304000.0	74800.0	30400.0	304000.0	30400.0	57186.827
252	26	331.4	215.0	32200.0	322000.0	80000.0	32200.0	322000.0	32200.0	60596.827
256	26	342.8	221.8	34160.0	341600.0	85440.0	34160.0	341600.0	34160.0	64186.827
260	27	354.4	228.7	3						

C Diagram

C.1 Kontakt forhold for tannhjul

($\alpha_0 = 20^\circ$)

No. of teeth	17	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	
17	1.514																				
20	1.535	1.557																			
25	1.563	1.584	1.612																		
30	1.584	1.605	1.633	1.654																	
35	1.603	1.622	1.649	1.670	1.687																
40	1.614	1.635	1.663	1.684	1.700	1.714															
45	1.625	1.646	1.674	1.695	1.711	1.725	1.736														
50	1.634	1.656	1.683	1.704	1.721	1.734	1.745	1.755													
55	1.642	1.664	1.691	1.712	1.729	1.742	1.753	1.763	1.771												
60	1.649	1.671	1.698	1.719	1.736	1.749	1.760	1.770	1.778	1.785											
65	1.655	1.677	1.704	1.725	1.742	1.755	1.766	1.776	1.784	1.791	1.797										
70	1.661	1.682	1.710	1.731	1.747	1.761	1.772	1.781	1.789	1.796	1.802	1.808									
75	1.666	1.687	1.714	1.735	1.752	1.765	1.777	1.786	1.794	1.801	1.807	1.812	1.817								
80	1.670	1.691	1.719	1.740	1.756	1.770	1.781	1.790	1.798	1.805	1.811	1.817	1.821	1.826							
85	1.674	1.695	1.723	1.743	1.760	1.773	1.785	1.794	1.802	1.809	1.815	1.821	1.825	1.830	1.833						
90	1.677	1.699	1.726	1.747	1.764	1.777	1.788	1.798	1.806	1.813	1.819	1.824	1.829	1.833	1.837	1.840					
95	1.681	1.702	1.729	1.750	1.767	1.780	1.791	1.801	1.809	1.816	1.822	1.827	1.832	1.836	1.840	1.844	1.847				
100	1.683	1.705	1.732	1.753	1.770	1.783	1.794	1.804	1.812	1.819	1.825	1.830	1.835	1.839	1.843	1.846	1.850	1.853			
110	1.688	1.710	1.737	1.758	1.775	1.788	1.799	1.809	1.817	1.824	1.830	1.835	1.840	1.844	1.848	1.852	1.855	1.858	1.863		
120	1.693	1.714	1.742	1.762	1.779	1.792	1.804	1.813	1.821	1.828	1.834	1.840	1.844	1.849	1.852	1.856	1.859	1.862	1.867	1.871	
RACK	1.748	1.769	1.797	1.817	1.834	1.847	1.859	1.868	1.876	1.883	1.889	1.894	1.899	1.903	1.907	1.911	1.914	1.917	1.922	1.926	

