

Michael Gavin
Vegard Knutsen

Automatisering av stang- og øremating på sveisemaskin ved Glencore Nikkelverk

Et løsningsforslag

Bacheloroppgave i Ingeniørfag - Maskin
Veileder: Rolf Alexander Skar / Tor-Erik Nicolaisen
Mai 2019

Oppgavens tittel: Automatisering av stang- og øremating på sveisemaskin ved Glencore Nikkelverk <i>Et løsningsforslag</i>	Dato: 20.05.2019		
	Antall sider: 95		
	Masteroppgave:	Bacheloroppgave	X
Navn: Michael Gavin, Vegard Knutsen			
Veiledere: Rolf Alexander Skar / Tor-Erik Nicolaisen			
Eventuelle eksterne faglige kontakter/ veiledere: Roger Johnsen (GNN)			
Sammendrag: Prosjektet er gjennomført på oppdrag fra Glencore Nikkelverk i Kristiansand. Nikkelverk har i dag en Sveisemaskin som setter sammen en tynn nikkel plate, en stang og to nikkel «ører» til en katode til bruk i en elektrolytisk prosess. Mating av stenger og ører inn i sveisemaskinen er i dag en manuell prosess utført av en operatør. 17576 stenger og 35152 ører er ukentlig matet for hånd inn i maskinen. Gruppen fikk i oppdrag å lage et forslag til hvordan denne håndmatingsprosessen kan automatiseres. Utfordringer med dagens prosess har blitt kartlagt, mulige løsninger drøftet og testet, og et forslag til løsning modellert og analysert.			

Stikkord:

Nikkel
Samarbeidende robot
Plukke og plassere



(sign.)



Abstract

Objective:

This report examines the manual feeding of rods and ears into a machine for the production of starting cathodes, with the purpose of producing a proposed solution for the automation of these tasks.

Method:

A combination of quantitative and qualitative methods has been used to examine the two tasks.

Ear feeding: The main problem in this task is double handling, requiring an operator to transfer ears from a transport crate into a feeding crate.

Rod feeding: The greatest challenge with this operation is how to grab hold of a rod stacked in a transport crate. We tested various ideas, and concluded that it would be necessary to separate each rod from the stack. Methods of grabbing each rod while still in the transport crate (mechanical, magnetic, vacuum) were discarded as impractical or impossible.

Conclusion:

In a logistics context, these are both “pick-and-place” tasks that are suitable for automation.

Our recommendation is that the manual feeding station be rebuilt as shown in Chapter 4 allowing automatic feeding of rods and ears from their transport crates.

In this report, we have proposed a mechanical solution only. A substantial amount of engineering work concerning automation and signals, programming and electrical would need to be carried out if this solution were to be implemented.

Forord

Dette prosjektet er utført som avslutning til ingeniørstudiet «Bachelor i ingeniørfag – maskin-
fleksibel» med studieretning «Industriell Design» ved Institutt for Vareproduksjon og
Byggteknikk, NTNU våren 2019.

Prosjektets oppdragsgiver er Glencore Nikkelverk i Kristiansand, Norge.

Fra Nikkelverket ønsker vi å takke Arild Hornnes for tilgang til bedriften og oppdraget, og
Roger Johnsen fra Prosjektavdelingen for god oppfølging og innspill underveis. Tone
Josephsen og Thomas Amdal fra Nikkel Service Avdeling var både imøtekommende og
veldig behjelpelig, spesielt i informasjonsinnhentingfasen.

Til slutt vil vi nevne at begge gruppemedlemmer i denne oppgaven har bidratt likt med
utformingen og gjennomførelse av oppgaven

Gjøvik, 20 mai 2019

Vegard Knutsen



Michael Gavin



Innholdsfortegnelse

Abstract.....	2
Forord	3
Innholdsfortegnelse	4
Figurliste.....	9
1 Innledning	12
1.1 Bakgrunn	12
1.2 Problemstilling	13
1.3 Begrensninger og forutsetninger	13
1.4 Definisjoner og forkortelser	14
1.5 Disposisjon	15
2 Teoretisk grunnlag	16
2.1 Design og materialvalg	16
2.1.1 Designprinsipp	16
2.1.2 Materialer.....	17
2.2 Materials handling	17
2.3 Beregning - analytiske metoder.....	18
2.3.1 Mekanikk	19
2.3.2 Friksjon.....	19
2.3.3 Jevnførende spenning (von Mises spenning).....	20

2.3.4	Maskindeler	21
2.3.5	Fluidmekaniske løftesystem	22
2.3.6	Sammenføyning	24
2.3.7	Utmatting.....	24
2.4	Beregning - numeriske metoder	27
2.4.1	FEM - analyse.....	27
2.5	Økonomi og Lean	29
2.5.1	Lønnsomhetsberegning.....	29
2.5.2	Lean.....	29
2.6	Statistikk.....	30
3	Metode	31
3.1	Forstå problemstilling	31
3.1.1	Diskusjon med ledelse for Nikkel Service avdeling	31
3.1.2	Samle eksisterende tegningsunderlag.....	31
3.1.3	Observasjon av maskin i drift, diskusjon med operatørene.....	32
3.1.4	Analyse av produksjonstall i 2019	32
3.1.5	Valg av variabler.....	33
3.2	Idémyldring	34
3.3	Forsøk.....	34
3.3.1	Statistisk analyse av stengene	34
3.3.2	Magnetisk overføring	38

3.3.3	Overføring med bruk av tyngdekraft.....	39
4	Forslag til løsning.....	42
4.1	3D-modell av forslaget.....	42
4.2	Beskrivelse av løsning.....	44
4.2.1	Navngivning av viktige deler.....	44
4.2.2	Øremating.....	46
4.2.3	Stangmating.....	48
5	Beregninger.....	50
5.1	Innledning.....	50
5.2	Materialvalg.....	50
5.3	Laster.....	51
5.4	Tippebord.....	51
5.4.1	Platetykkelser.....	53
5.5	Akslinger.....	53
5.5.1	Aksling til frontplate.....	53
5.5.2	Aksling tippesynder.....	54
5.6	Sveiseforbindelser.....	54
5.6.1	Frontplate.....	55
	Tippeaksling.....	56
5.7	Lager.....	57
5.8	Hydrauliske sylindere.....	58

5.8.1	Tippesyndere.....	58
5.8.2	Løftesyndere.....	60
5.9	Roboter.....	61
5.9.1	Stangmating	62
5.9.2	Øremating.....	63
5.10	FEM-analyser	64
5.10.1	Frontplate.....	65
5.10.2	Tippeaksling.....	68
5.10.3	Løfteplate.....	71
5.11	Utmatting.....	75
5.11.1	Frontplate.....	75
5.11.2	Tippeaksling.....	76
5.11.3	Lager.....	76
6	Diskusjon og konklusjon.....	77
6.1	Diskusjon av metode.....	77
6.1.1	Forstå problemstilling.....	77
6.1.2	Idémyldring.....	79
6.1.3	Forsøk.....	80
6.1.4	Konklusjon i forhold til problemstillingen	81
6.2	Diskusjon av løsningsforslag med beregninger.....	82
6.2.1	Hva er ikke tatt med i løsnings?	82

6.2.2	Dimensjonerte komponenter.....	82
6.3	Diskusjon av økonomi og effektivisering.....	86
6.4	Konklusjon.....	88
6.5	Forslag til videre arbeid.....	89
	Litteraturliste.....	90

Figurliste

Figur 1: Nikkel katode.....	12
Figur 2: Fluidmekanisk sylinder (Engineering toolbox, 2009).....	23
Figur 3: Generisk SN-kurve (Homan, 2018)	25
Figur 4: SN-kurver for konstruksjon med og uten korrosjon (DNVGL AS, 2016).....	27
Figur 5: Diesella skyvelær	35
Figur 6: Metode for måling av stangdiameter.....	36
Figur 7: Normalkurve stangdiameter	37
Figur 8: Normalkurve stangvekt	37
Figur 9: Stang og elektromagnet.....	38
Figur 10: Oppsett for test av tyngdekraftens påvirkning på stenger ved forskjellige vinkler ..	39
Figur 11: Base- og høydemål på vinkeltest	40
Figur 12: Beregning av krefter på stengene.....	41
Figur 13: Isometrisk visning av modellert forslag til løsning.....	42
Figur 14: Tippebord.....	44
Figur 15: Rammen.....	45
Figur 16: Øvrige deler	45
Figur 17: To transportkasser plassert på bordet.....	46
Figur 18: UR3 robotene henter hver sin øre	47
Figur 19: UR3 robotene leverer ører til matekanalene.....	47

Figur 20: Tippebord og UR10.....	48
Figur 21: Kasse klar til løft etter tipping	49
Figur 22: Stang klar for henting av UR10	49
Figur 23: UR10 henter en stang	49
Figur 24: UR10 leverer en stang til matebord	49
Figur 25: Last tippebord	52
Figur 26: Sveisefuger frontplate.....	55
Figur 27: Tegning av sylinder CD25-63/40x515-SS-HC	58
Figur 28: Beregning tippesylindere.....	59
Figur 29: Tegning av sylinder CD25-63/40x515-AG-HC.....	60
Figur 30: Beregning løftesylinder	61
Figur 31: Radius til cobotarm UR10	63
Figur 32: Radius til cobotarmene UR3.....	64
Figur 33: Tippebord med påsatte krefter	66
Figur 34: Resultat tippebord	67
Figur 35: Resultat sveisefuge mellom frontplate og løfteplate.....	68
Figur 36: Tippeaksling med påsatt last.....	69
Figur 37: Resultat tippeaksling	70
Figur 38: Resultat sveisefuge tippeaksling	71
Figur 39: Løfteplate i modell som viser innfestingen og påmontert sylinder.....	72
Figur 40: Løfteplate med påsatt last og innfestninger.....	73

Figur 41: Resultat av FEM-analysen på plate uten avstivninger	73
Figur 42: Resultat av FEM-analysen med breddeavstivninger.....	74
Figur 43: Resultat av FEM-analysen med avstivning i bredde- og lengderetning.....	74
Figur 44: Avstivning på løftebord i bredde- og lengderetning	75

1 Innledning

1.1 Bakgrunn

Glencore Nikkelverk har siden 1910 produsert nikkel og andre metaller ved sine produksjonsanlegg i Kristiansand. Nikkelverket produserer for tiden opp mot kapasiteten på rundt 92000 tonn nikkel per år.

Nikkelproduksjon er en elektrolytisk prosess som består av anoder og katoder i en nikkelholdig elektrolytt. Katodene i denne prosessen består av en tynn nikkelplate som henger fra en nikkelbelagt kobberstang på to nikkel «ører». Maskinen som lager katodene krever innmating av 17576 stenger og 35152 ører per uke. Denne innmating er i dag en manuell prosess som en operatør må utføre for hånd.



Figur 1: Nikkel katode

1.2 Problemstilling

Manuell mating av stenger og ører er kostbart med tanke på at det binder en menneskelig ressurs til å utføre en plukke-og-plassere oppgave («Pick-and-Place» på varehåndterings fagspråk). I tillegg, blir noen av operatørene i Nikkel Service Avdeling behandlet for belastningsskader som de selv mener har en sammenheng med oppgavene utført på Sveisemaskinen.

Nikkelverk ønsker at vi skal lage et forslag til hvordan mating av stenger og ører kan automatiseres slik at ressurser kan frigis til andre oppgaver, samt reduserer risiko for belastningsskader på operatørene.

Dette er samtidig en driftskritisk maskin som må produsere 17576 katoder i uken for at nikkelproduksjonen skal opprettholdes. Mangel på katoder vil på kort tid føre til betydelig økonomisk tap for bedriften.

På bakgrunn av dette tar rapporten utgangspunkt i følgende problemstilling:

«Lage et forslag til automatisering av stang- og ørestasjon på sveisemaskin som tilfredsstiller Nikkelverkets mål for produksjons -volum, -rate, og -pålitelighet som definert i Nikkel Service Avdelingens KPIer».

1.3 Begrensninger og forutsetninger

Hoved forutsetning i dette arbeidet er at gruppen skal lage et forslag til en løsning som Nikkelverket kan jobbe videre med. Det er ikke forventet et fullkomment, ferdigdesignet anlegg, men et forslag til hvordan et fremtidig anlegg kan se ut. Gruppen har dermed tatt for seg design av en mulig løsning med fokus på det mekaniske. Design og mulige løsninger for PLS/styring og et eventuelt elektrisk anlegg er ikke tatt med i denne rapporten.

1.4 Definisjoner og forkortelser

ABB – System	Bedriftens online styresystem
FEM	Finite Element Method
Nikkel plater:	Nikkel plater som er produsert i Nikkel Elektrolysen. Disse plater fraktes til Sakshuset og Pakkeriet for klipping og pakking som salgbare produkter.
Key Performance Indicator (KPI):	Mål som Nikkelverk bruker for å kontrollere at produksjonen er i henhold til plan. Det er fire KPIer for Startingplate produksjon som skal hjelpe drift til å ha kontroll på driftskritiske variabler.
Nikkel Elektrolysen	Avdelingen på Nikkelverk hvor nikkel produseres ved en elektrolytisk prosess (anode, katode og strøm)
Nikkel Service	Avdelingen på Nikkelverk som vedlikeholder anoder og lager Startingplater til Elektrolysen. Sveisemaskin hører til Nikkel Service.
Stang	En Nikkelbelagt kobber stang som sørge for elektrisk kontakt til katoden.
Stang- og ørestasjon	Stasjon hvor operatørene mater stenger og ører i sveisemaskin. Stasjonen består av en betjeningsplattform med et matebord for stenger, tilgang til øremating, og et løftebord for inn- og utløft av stangkasser
Stangkasse:	Kasse for lagring og transport av stenger
Startingplate:	Plater som er katoden i den elektrolytisk prosess i Elektrolysen.
Sveisemaskin:	Maskinen som setter sammen Startingplater
Øre:	Tynn nikkel plater klippes på øresaks til strimler som kalles ører.

Ørekasse:	Etter klipping på øresaks samles de klipte ører i en ørekasse som løftes med en kran opp til Stang- og ørestasjonen. Her overføres ørene fra ørekasse til et magasin.
Ørekran:	Kran som brukes ved Stang- og ørestasjon for å hente ører i ørekasse fra øresaks
Øresaks:	Saks som klipper tynne nikkell plater til ører

1.5 Disposisjon

Kapittel 2:	Tar for seg teori knyttet til design av utstyr som kan være relevant for dette oppdrag
Kapittel 3:	Beskriver valg av variabler og gir en redegjørelse for metoden som er benyttet i rapporten.
Kapittel 4:	Presentasjon av løsningsforslaget
Kapittel 5:	Dimensjonering og FEM-analyse av løsningsforslaget
Kapittel 6:	Diskuterer metodevalg, resultater, løsningsforslaget, og forslag til videre arbeid

2 Teoretisk grunnlag

2.1 Design og materialvalg

2.1.1 Designprinsipp

Det er hovedsakelig to prinsipper som blir benyttet ved design av konstruksjoner med tanke på utmatting, safe-life og fail-safe. En konstruksjon som er designet etter safe-life prinsippet er dimensjonert slik at den anses som sikker gjennom hele designlevetiden, regelmessige kontroller vil dermed ikke være nødvendig (Berge & Ås, 2017). Det er en rekke ulike faktorer som medfører usikkerhet rundt levetiden til denne typen konstruksjoner, deriblant; uventede endringer i lastspektrum, korrosjon, defekter og menneskelig svikt. Med safe-life er det derfor vanlig å operere med store sikkerhetsfaktorer når man beregner levetid (Berge & Ås, 2017). Ved endt livssyklus vil konstruksjon designet etter dette prinsippet bli tatt ut av drift til tross for potensielt fravær av sprekkvekst og defekter. Grunnet høy sikkerhetsfaktor vil dette prinsippet medføre økt materialforbruk og vekt. Safe-life er derfor et prinsipp som er forbeholdt konstruksjoner der det ikke stilles strenge krav til vekt, samt konstruksjoner der utføring av kontroll og reparasjon er problematisk (Berge & Ås, 2017).

I motsetning til safe-life er fail-safe basert på rutinemessige inspeksjoner. Komponenter dimensjonert etter dette prinsippet anses derfor som trygg til neste inspeksjon.

Konstruksjonen er designet med tilstrekkelig strukturell integritet, skulle individuelle komponenter oppleve redusert styrke grunnet sprekkvekst, vil ikke dette umiddelbart oppfattes som kritisk (Berge & Ås, 2017). Kritisk sprekkstørrelse blir forhåndsdefinert, og ved oppdagelse av defekter av gitt dimensjon vil det utføres reparasjon (Berge & Ås, 2017). På denne måten kan bruk av materiale og dermed vekt reduseres, ideelt for konstruksjoner med vekt krav. Denne metoden forutsetter tilgang til inspeksjon og reparasjon.

2.1.2 Materialer

Egenskaper et metall eller en legering innehar avhenger i stor grad av atomstrukturen (også kalt gitterstruktur) til materialet. Fire sentrale gitterstrukturer er kubisk flatesentrert struktur, kubisk romsentrert struktur, tetragonal romsentrert struktur og tettpakket heksagonal struktur (Johansen, 2010). Videre vil egenskaper og kvaliteter til legeringer bli påvirket av tilsatsmaterialer, og til hvilken grad de er tilsatt hovedmaterialet. Tabell 1 viser en generell oversikt over ulike metaller med noen utvalgte egenskaper:

Tabell 1:

Materialegenskaper (Metal supermarkets, 2015), (Johansen, 2010), (AZO materials, 2019), (Material property data, 2019)

Materiale	Gitterstruktur	Flytegrense	Bruddfasthet	Elastisitetsmodul	Magnetisk
Nikkel	Kubisk flatesentrert	59 MPa	317 MPa	207 GPa	Ja
Kobber	Kubisk flatesentrert	33.3 MPa	210 MPa	110 GPa	Nei
Stål AISI 3161	Kubisk flatesentrert	170 MPa	485 MPa	210 GPa	Nei

2.2 Materials handling

Materials handling omfatter automatiserte industrielle metoder for håndtering av materialer i ulike situasjoner. Automatisering kategoriseres i tre hovedkategorier etter hvor komplekse oppgaver maskinen kan håndtere, fiksert automasjon, programmerbar automasjon og fleksibel automasjon. Der fiksert automasjon er maskiner som kan håndtere enkle oppgaver i faste mønstre uten endringer. Mens programmerbar automasjon innebærer maskiner som er

forhåndsprogrammert til å håndtere større og mer kompliserte oppgaver. Det som skiller fleksibel, -og programmerbar automasjon er en økt fleksibilitet ved at maskinen eller roboten kan håndtere endringer og ulikheter i arbeidsobjektet (Shakhatreh, 2011). En industriell robot som kan utføre uavhengige og kompliserte oppgaver, består av ulike hjelpemidler som for eksempel vision systemer.

En robotarm består av ledd og roterende komponenter, som avgjør mobilitet, og antall frihetsgrader armen innehar. Disse leddene kan drives med elektro, -eller servomotorer eller fluidmekanisk med hydrauliske, -eller pneumatiske sylindere, som dermed tilfører kraft til leddene (Shakhatreh, 2011). Selve gripestykket kan tilpasses til å best håndtere objektet, enten det blir gjort med elektromagnet, gripeklo eller pneumatiske sugekopper.

Med vision system tilkoblet robot vil den få evnen til å plukke objekter med vilkårlig plassering. Videre har roboten dermed muligheten til å velge letteste tilnærming til utførelse av oppgave. Vision system er sammensatt av ett eller flere kamera, samt spesielle lys og en tilkoblet robot, alt dette er tilknyttet en programvare. Kamera tar bilder av arbeidsobjektet, informasjonen blir behandlet av programvaren som sender oppdateringer rundt objektet (for eksempel endring av plassering) til roboten, på denne måten oppnår roboten ytterligere uavhengighet og nøyaktighet (acieta, 2019).

2.3 Beregning - analytiske metoder

Fra et matematisk perspektiv blir mekaniske problemer relatert til struktur og dimensjonering beregnet ved enten analytisk, -eller numerisk metode. Hvilken tilnærming som blir benyttet er avhengig av kompleksiteten til objektet, samt krav om nøyaktighet og konservatisme (Weck & Kim, 2004). Analytisk metode er generelt en idealisering av en situasjon, man gjør antagelser og forenklinger som gir en gjennomsnittlig løsning. Dette er en metode som er godt egnet for konstruksjoner med enkel geometri, forutsigbar last og grensebetingelser (Weck & Kim, 2004). Typiske analytiske metoder inkluderer mekaniske matematiske formler som følger.

2.3.1 Mekanikk

Mekanikk er en vitenskapelig disiplin som omfatter analyse av hvordan legemer reagerer under påkjenning av krefter og dislokasjoner. Dette feltet innenfor vitenskapen danner et grunnlag for mange videre undersøkelser man gjør innenfor ingeniøryrket, enten det er dimensjonering av maskindeler, eller utmatingsberegninger av strukturer. Sentrale grunnleggende formler fra mekanikken omfatter blant annet; Newtons andre lov (ligning 1), treghetsmoment rektangulært tverrsnitt (ligning 2), treghetsmoment sirkulært tverrsnitt (ligning 3), steiners setning (ligning 4), aksialspenning (ligning 5), bøyespenning (ligning 6), kritisk knekklast (ligning 7) (Bell, 2014) (Bell, 2015) (Haugan, 2013):

$$(1) \quad \sum F = m \cdot a$$

$$(2) \quad I_x = \frac{bh^3}{12}$$

$$(3) \quad I = \frac{D^4}{64}$$

$$(4) \quad I = I_n + A_n \cdot y_n^2$$

$$(5) \quad \sigma = F/A$$

$$(6) \quad \sigma_b = \frac{M}{I} \cdot y$$

$$(7) \quad F_k = \pi^2 \cdot E \cdot I/L^2$$

Hvor: M=moment, I=andre arealmoment, b=bredde tverrsnitt, h=høyde tverrsnitt, A=areal, F=kraft, m=masse, a=akselerasjon, D=diameter

2.3.2 Friksjon

Friksjonskraften som virker mellom to legemer i kontakt er ifølge Chang et al fundamentalt sett avhengig av tre faktorer; den faktiske kontaktflaten mellom to flater, bindinger som oppstår mellom to legemer under kontakt, graden av misdannelser hos overflaten av materialet når to plater beveger seg over hverandre (Chang, et al., 1988). Hvordan disse tre faktorene påvirker friksjonskoeffisienten kan uttrykkes og forklares med ligning 8 (Chang, et al., 1988):

$$(8) \quad \mu = Q/F$$

Der Q er den nødvendige kraften til å overvinne bindingene som oppstår mellom det aktuelle legemet og kontaktflaten. Videre kan komponenten F beskrives som normalkraften som virker på det aktuelle legemet fra kontaktflaten og den kan uttrykkes som differansen mellom kraft

fra faktisk kontaktflate (P) og adhesjonskrefter som virker mellom de to overflatene (F_s). Kraftforholdet for F kan da uttrykkes på følgende vis (Chang, et al., 1988):

$$(9) \quad F = P - F_s$$

Settes dette forholdet inn i ligning 8 utgjør det en generisk tilnærming til friksjonskoeffisient der man har tatt i betraktning de tre forholdene beskrevet av Chang et al (Chang, et al., 1988).

$$(10) \quad \mu = Q / (P - F_s)$$

Skal man videre benytte dette forholdet til å bestemme en friksjonskoeffisient er det en rekke ulike faktorer som påvirker komponentene Q, P og F_s i en gitt situasjon. Ifølge Blau (Blau, 2001) vil følgende faktorer virke påvirkende på friksjonsforholdet mellom to kontaktflater: kontaktgeometri, temperatur, smøremiddel, stivhet, vibrasjoner, vekslende normalkraft, fremmedlegemer mellom kontaktflater. For konservativt valg av friksjonskoeffisient vil man måtte ta hensyn til foregående forhold. Mangfoldig litteratur presenterer typiske friksjonskoeffisienter for ulike materialer, et utdrag fra slike kilder er presentert i Tabell 2 som viser friksjonskoeffisient for nikkel.

Tabell 2

Friksjonskoeffisient nikkel (Engineersedge, 2019)

Materiale	Mot materiale	Statisk friksjon		Dynamisk friksjon	
		Tørre flater	Smurte flater	Tørre flater	Smurte flater
Nikkel	Nikkel	0.7	0.28	0.53	0.12

2.3.3 Jevnførende spenning (von Mises spenning)

Spenningssituasjonen i en konstruksjonskomponent er hovedsakelig tri-aksiell (Johansen, 2016) (Berge & Ås, 2017), som medfører komplikasjoner ved tolkning av lastens virkning på komponenten. Dette resulterer i at det er vanskelig å bedømme hvilke spenninger som

forårsaker flyting eller brudd. Ved innføring av uttrykket jevnførende spenning forenkler man kompleksiteten i situasjonen ved at spenningsbildet blir representert en-akset (Johansen, 2016). Ved dimensjonering av sammenføyning, og maskindeler benyttes jevnførende spenning som et analytisk verktøy.

2.3.4 Maskindeler

Akslinger

Akslinger blir separert i to grupper avhengig av hvilke krefter de blir utsatt for. Bæreaksler er hovedsakelig utsatt for tverr-, og bøyekrefter, mens veivaksler blir hovedsakelig utsatt for torsjon. Ved dimensjonering av akslinger er man først og fremst opptatt av å bestemme diameteren (Johansen, 2011). Dette gjøres basert på tillat spenning i forhold til jevnførende spenning som igjen er et forhold mellom last og geometri. Forholdet er presentert i ligning (Johansen, 2011):

$$(11) \quad \sigma_{till} = \sigma_j = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau_v^2} = \sqrt{\left(\frac{M_b}{W_x}\right)^2 + 3\left(\frac{M_v}{W_p}\right)^2}$$

Hvor: M_b =bøyemoment, M_v =torsjonsmoment W_x =motstandsmoment, W_p =polart motstandsmoment, σ_b =bøyespenning, τ_v =torsjonsspenning

Ved dynamisk last og kjervvirkning sikres økt konservatisme ved å ta ytterligere hensyn til forholdene under dimensjonering.

$$(12) \quad \sigma_{till} = \sigma_j = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau_v^2} = \sqrt{\left(\frac{M_b}{W_x}\right)^2 + 3\left(\frac{M_v \cdot \alpha_0}{W_p}\right)^2}$$

Der $\alpha_0=1$ for vekslende bøyning og vekslende vridning, $\alpha_0=0.75$, for vekslende bøyning og pulserende vridning, $\alpha_0=0.6$ for vekslende bøyning og hvilende vridning. Sikkerhetsforholdet er basert på om lastforholdet er statisk eller dynamisk, og om aksling er med eller uten kjervvirkning. Vanlige sikkerhetsforhold er listet i Tabell 3.

Tabell 3

Sikkerhetsforhold aksling (Johansen, 2011)

	Med kjerv	Uten kjerv
Statisk belastning	$\sigma_{\text{till}}=S_y/3$	$\sigma_{\text{till}}=S_y/2$
Dynamisk belastning	$\sigma_{\text{till}}=S_y/5$	$\sigma_{\text{till}}=S_y/4$

Lager

Lager til akslinger deler man generelt inn i to grupper, rullelager og glidelager. Forskjellen på disse to typene angående funksjon og egenskaper er hovedsakelig grunnet forholdet mellom friksjon og antall sykluser. For rullelager er friksjonen uavhengig av antall sykluser og konstant lav, mens med glidelager er startfriksjonen svært høy, den vil så synke med økt antall omdreininger helt til den til slutt øker grunnet varmedannelse. Videre gir rullelager ytterligere fordeler med at det har lavt kraftforbruk, driftssikkert, lett å skifte ut, renslig og plassbesparende (Johansen, 2010). Dimensjonering av rullelager under statisk belastning benyttes formler i samsvar med SKF-katalog (SKF group, 2018).

$$(13) \text{ Ekvivalent lagerbelastning: } P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

$$(14) \text{ Statisk bæreevne: } C_0 = s_0 P_0$$

Velger lager der; $C > C_0$

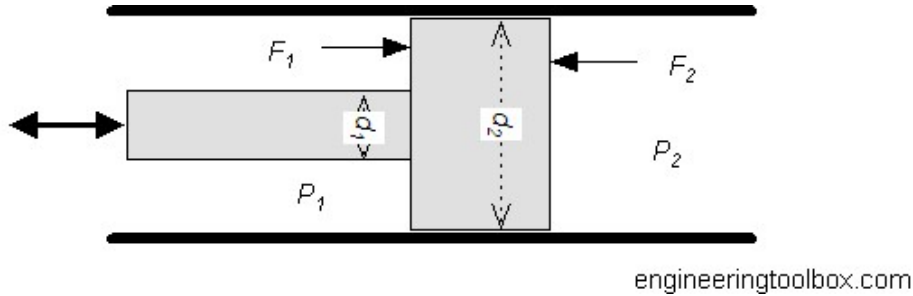
$$(15) \text{ Levetid (antall sykluser): } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^P [\text{omdreininger} \cdot 10^6]$$

Hvor: P =eksponent avhengig av lagertype, X_0 =radial faktor fra tabell, Y_0 =aksial faktor fra tabell, F_r =radial belastning, F_a =aksial belastning

2.3.5 Fluidmekaniske løftesystem

Løftemekanismer drevet av hydraulikk eller pneumatikk er fundamentalt uttrykt med Pascals lov som sier at «en trykkøkning på en liten del av overflaten til en væske som fyller et lukket kar, gir samme trykkøkning overalt i væsken» (parker hannifin corporation, 2019).

Hydrauliske løftesylinger er teoretisk konstruert på følgende vis (Engineering toolbox, 2009):



Figur 2: Fluidmekanisk sylinder (Engineering toolbox, 2009)

$$(16) F_1 = P_1 \left(\frac{\pi(d_2^2 - d_1^2)}{4} \right)$$

$$(17) F_2 = P_2 \left(\frac{\pi d_2^2}{4} \right)$$

Ved samme væske på begge sider av stempel: $P_1 = P_2$

$$(18) F_1 = F_2 - \frac{d_1^2 \pi}{4}$$

Forholdet mellom kreftene angitt på figur viser at man ved benyttelse av hydrauliske system kan utøve mye kraft (F_2) ved betraktelig lavere tilført kraft (F_1).

Fordeler med hydrauliske maskiner er blant annet: godt egnet i korrosive miljø, selvsmørende, kan regulere hastighet, kan reverseres. Mens en ulempe med hydrauliske system er faren for lekkasje som leder til oljesøl (Gillespie, 2018).

Mens hydrauliske løftesystem omfatter utnyttelse av væsketrykk, benytter pneumatiske løftesystem trykkluft. Et slikt system kan eksempelvis utføres med sugekopper. Ved dannelse av undertrykk (trykk lavere enn det atmosfæriske) vil det dannes vakuum og dermed en sugende effekt mellom objekt og sugekopp. Pneumatiske sugekopper beregnes prinsipielt på samme vis som ved hydrauliske sylinder, som vist i figur 2 og ligning 16-18.

Med pneumatiske løftesystem risikerer man ikke søl ved lekkasje, ettersom kraften kommer fra lufttrykk, i tillegg er systemet brukervennlig og pålitelig. Ulempen er for øvrig at denne typen mekanismer generer mye støy, i tillegg til at virkningen av sugekoppene er sensitiv mot vibrasjoner (Norsk industri, 2018).

2.3.6 Sammenføyning

Sveiseforbindelser

Dimensjonering av sveiseforbindelser bestemmes analytisk ved beregning av opptredende spenning i sveisen. Dette spenningsbildet må deretter kontrolleres med standard som tar hensyn til flytegrense (S_y), materialfaktor (γ_m), bruddfasthet (f_u) og korrelasjonsfaktor (β_w) (Johansen, 2016). Grunnet ulikt spenningsbilde utføres beregning av opptredende spenning forskjellig for buttsveis (ligning 19) og kilsveis (ligning 20):

$$(19) \quad \sigma_j = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \leq \sigma_{dim} = S_y / \gamma_m$$

Der: $\sigma = F_{aksial} / A_s$ og $\tau = F_{skjær} / A_s$

Hvor: $A_s = \text{sveisetverrsnittareal}$

$$(20) \quad \sigma_j = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3\tau_{\perp}^2 + 3\tau_{\parallel}^2} \leq \sigma_{dim} = f_u / (\gamma_m \cdot \beta_w)$$

Og: $\sigma_{\perp} \leq f_u / \gamma_m$

Hvor: $\sigma_{\perp} = \text{normalspenninger vinkelrett på sveisetverrsnitt}$, $\tau_{\perp} = \text{skjærspenninger vinkelrett på sveisetverrsnitt}$, $\tau_{\parallel} = \text{skjærspenning parallelt med sveisetverrsnitt}$

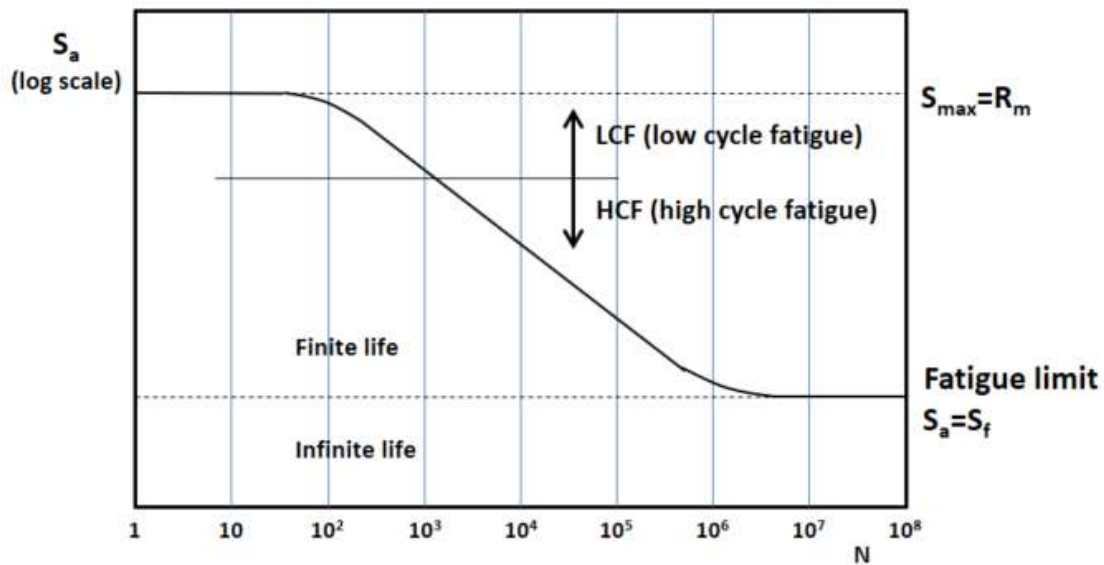
2.3.7 Utmatting

Utmatting forårsakes av akkumulert skade påført en konstruksjon over et tidsrom. Videre deles utmattingslevetid inn i tre faser, sprekkinitering (N_i), sprekkevækst (N_g) og brudd, total levetid representeres med ligning 21 (Berge & Ås, 2017):

$$(21) \quad N = N_i + N_g$$

For sveisede konstruksjoner vil sprekkevæksten være den mest dominerende i forhold til utmatting, dette er på grunn av at det alltid vil være små defekter i sveisen. Mens for maskinerte konstruksjoner vil initiering av sprekke være det mest kritiske aspektet med utmattingslevetiden.

SN-kurver er en grafisk representasjon av konstruksjonens levetid i antall sykluser for en gitt spenningsvidde. Ettersom utmattingsbrudd typisk forekommer over svært mange sykluser er bruddet et resultat av en spenning som befinner seg under materialets flytegrense (Berge & Ås, 2017).



Figur 3: Generisk SN-kurve (Homan, 2018)

Som presentert i figur 3 er utmattingslevetid i SN-kurver basert på fast spenningsamplitude, det er for øvrig mange ulike faktorer som kan lede til en lasthistorikk som resulterer i en varierende spenningsamplitude, med andre ord et lastspektrum med flere ulike spenningsvidder. En konservativ tilnærming til dette problemet er å benytte et begrep kalt ekvivalent spenningsvidde (ΔS_{eq}). Denne spenningsvidden kan estimeres gjennom en Minor-sum, der man summerer skaden påført av hver spenningsvidde over gitt antall sykluser, matematisk fremstilles det følgende (Berge & Ås, 2017), (Johansen, 2012):

$$(22) \quad D = \sum_i \frac{n_i}{N_i} = 1 \text{ (ved brudd)}$$

$$(23) \quad N = \sum_i n_i \text{ og } N(\Delta S_i)^m = a$$

$$D = \sum_i \frac{n_i(\Delta S_i)^m}{a} \rightarrow \sum_i n_i \frac{\sum_i n_i(\Delta S_i)^m}{\sum_i n_i} = N \frac{\sum_i n_i(\Delta S_i)^m}{N} = a$$

$$(24) \quad \Delta S_{eq} = \left(\frac{\sum_i n_i(\Delta S_i)^m}{N} \right)^{1/m}$$

Utmattingsberegninger utføres i praksis med nominellspenningsmetoden, som følger.

Nominellspenning-metoden innebærer fire steg:

1. Først må man identifisere kritiske sveiseforbindelser og definere gitt forbindelse med relevant sveiseklasse. Det er tre faktorer som avgjør sveiseklassen til en forbindelse, geometri, hvordan lasten er orientert i forhold til sveis og teknologiske faktorer.

Teknologiske faktorer omfatter sveisemetode, om hvorvidt det er utført bearbeiding av sveisefuge, samt mulighet for inspeksjon. Standard DNVGL-RP-C203 inneholder sveiseklasser til gitte situasjoner med tilhørende SN-kurver (DNVGL AS, 2016).

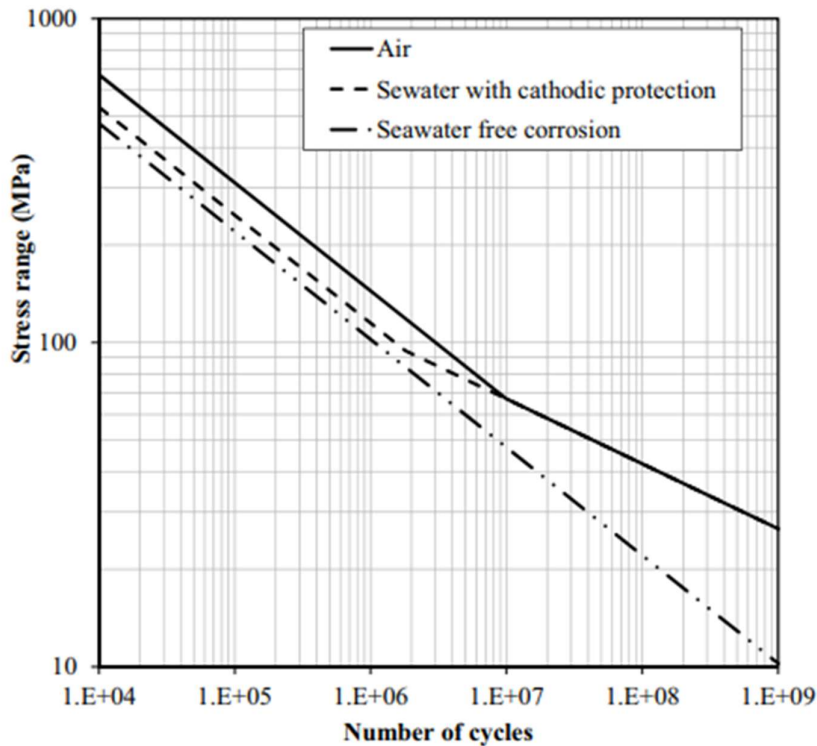
2. Andre steget innebærer å definere nominellspenningsvidde eller lastspektrum til sveiseforbindelsen.
3. Deretter må aktuell spenningsvidde multipliseres med riktig spenningskonsentrasjonsfaktor. Hot-spot-metoden er originalt benyttet til beregning av spenningskonsentrasjonsfaktor (SCF) i rørforbindelser, men har i seinere tid blitt videreført til sveiste plater. Metoden fungerer på den måten at man måler spenning ved to punkt utenfor sveisetåen (a og b), deretter finner man spenning ved sveisetåen (σ_{HS}) gjennom lineær ekstrapolering. Beregnet hot-spot-spenning (σ_{HS}) fra målinger kan dermed benyttes direkte i SN-ligning ved beregning av utmatting (Berge & Ås, 2017).

$$(25) \quad SCF = \sigma_{HS} / \Delta S$$

$$(26) \quad \sigma_{HS} = \sigma_b \cdot b \cdot ((\sigma_b - \sigma_a) / (a - b))$$

Hvor: σ_a =spenning punkt a, σ_b =spenning punkt b, ΔS =nominell spenningsvidde

4. Til slutt benytter man beregnet spenningsvidde fra steg 2 og 3 til å bedømme utmattingslevetid fra SN-kurven bestemt i første steg av prosessen. Hvilken SN-kurve man velger fra standard DNVGL-RP-C203 avhenger av miljøet konstruksjonen befinner seg i og om hvorvidt det er forekomst av korrosjon i dette miljøet. Figur 4 viser sammenligning mellom SN-kurver med og uten korrosjon.



Figur 4: SN-kurver for konstruksjon med og uten korrosjon (DNVGL AS, 2016)

2.4 Beregning - numeriske metoder

2.4.1 FEM - analyse

I motsetning til analytiske beregninger er numeriske metoder godt egnet til komplekse konstruksjoner der det stilles store krav til nøyaktig løsning (Weck & Kim, 2004). Ved benyttelse av denne type metode vil man være avhengig av programvare til utførelse av beregningene.

Finite Element Method (FEM) er en numerisk metode som er blitt essensiell ved beregning av strukturelle problemer. Denne metoden innebærer at man representerer konstruksjonen som en sammensetting av svært mange elementer av relativt liten størrelse. Disse elementene er så bundet sammen av noder som utgjør referansepunkt ved gjennomføring av beregningene.

En FEM simulasjon utføres matematisk gjennom løsning av et sett av algebraiske ligninger, en ligning for hver node. Fundamentalt er ligningene på følgende form (Bengzon & Larson, 2009);

$$(27) \{F\} = [K] \cdot \{U\}$$

Der [K] betegner stivhetsmatrisen til elementet, {U} er noder knyttet til aktuelt element og {F} er lasten som virker på elementet. For en enkel stang med en node i hver ende kan ligningen defineres med følgende notasjon (Weck & Kim, 2004):

$$(28) \begin{pmatrix} F1 \\ F2 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} K & -K & 0 \\ -K & K & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} U1 \\ U2 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Hvor ligningen blir løst med hensyn på node U, mens F er kjent last og K er kjent materialparameter.

Ved komplisert geometri vil behovet for antall noder øke, noe som fører til større matrise, dette medfører at mengden ligninger blir så omfattende at man må benytte sofistikert programvare til å utføre beregningene. Gjennomføring av FEM-analyse ved en slik programvare inneholder følgende faser (Weck & Kim, 2004), (Bengzon & Larson, 2009):

- Bestemme initialbetingelser: materialparameter, enheter, elementtype, 2d eller 3d analyse.
- Modellering: representasjon av konstruksjon i dataprogram, forenklinger der det er nødvendig.
- Generere nettverk av noder: størrelse på nettverk av noder, tilpasse nettverk ved geometri der man forutser store spenninger, eksempelvis ved skarpe kanter eller generelt komplekse geometrier. Ved grovt node-nettverk i områder der geometri resulterer i store lokale spenninger vil de være sjanse for singularitet, altså områder der lokale spenninger går mot uendelig.
- Bestemme grensebetingelser: for å oppnå en løsning på ligningssettet må noder som befinner seg i områder som anes som rigide betegnes som fastlåste, vil dette også representere situasjonen mer realistisk.
- Definere lastforhold: tilegne noder krefter som representerer lastsituasjonen til konstruksjonen.

Den siste fasen i analysen omhandler tolkning av spenningsbildet software presenterer grafisk etter utført beregning.

Resultat uthentet ved FEM-analyse er godt egnet ved utførelse av utmattingsprosess som vist i foregående delkapittel, der man benytter beregnede hot-spot spenninger fra FEM i beregning av levetid (Berge & Ås, 2017).

2.5 Økonomi og Lean

2.5.1 Lønnsomhetsberegning

Det er utarbeidet flere forskjellige metoder for å estimere et prosjekts lønnsomhet der sentrale metoder omfatter blant annet: nåverdi-metoden, pay-back-metoden, Accounting rate of return. Det er fordeler med alle disse metodene, der nåverdi-metoden generelt fremstår som den mest konservative, ettersom det tas hensyn til; pengenes tidsverdi, risiko og all relevant informasjon, i tillegg er metoden enkel å forstå og benytte (pålitelighet.no, 2019). Utførelse av nåverdi-metoden består av to faser: skjematisk oversikt over utgifter og estimerte inntekter. Utføre summasjon av årlig balanse med hensyn på bedrifts krav om profitt over definert tidsperiode. Matematisk utføres nåverdi på følgende måte (Rammen, 2019), (pålitelighet.no, 2019):

$$(29) \quad NPV = \sum_{t=1}^t c_t / ((1 + r)^t) - c_0$$

Hvor: c_t =innbetalingsoverskudd i år, r =avkastningskrav, c_0 =investeringsutgift, t =levetid i år

2.5.2 Lean

Lean Manufacturing er et begrep som er svært aktuelt i de aller fleste typer organisasjoner og da spesielt i organisasjoner som driver med produksjon av varer. Hensikten med dette systemet kan overfladisk uttrykkes med at det har primært to mål; Skape kundetilfredshet og gjøre det med fortjeneste (Lean manufacturing japan, 2008), der førstnevnte mål har hovedfokus. Filosofien bak denne tankegangen er at organisasjonen er til for å selge en vare eller tjeneste til kunden, økt kundetilfredshet vil dermed utgjøre et stort konkurransefortrinn på markedet, samt legge grunnlag for potensielt økt fortjeneste. En viktig faktor i forhold til Lean prinsippet er derfor å fjerne unødige prosesser og kostnader, samt effektivisere

nødvendige ledd i produksjonskjeden. Det er mange tiltak en bedrift kan gjøre for å redusere produksjonskostnader og øke kundetilfredshet, eksempelvis kan automatisering av manuelle produksjonsprosesser frigjøre arbeidskraft til å drive mer direkte med oppfølging av kundeforhold.

2.6 Statistikk

Innenfor statistikk er det Estimering med fokus på Fastsetting av Konfidensinterval som er aktuelt for bruk i denne oppgaven. Estimering går ut på å «... bruke observasjoner av stokastiske variabler til å estimere, dvs. anslå størrelsen på en ukjent parameter.» (Hagen, 2014)

Konfidensintervall er et uttrykk for sannsynlighet for å finne et tilfelle av måleobjektet innenfor konfidensintervallets grenser, og er uttrykt som:

$$(30) \quad \bar{X} \pm u_{\alpha/2} \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$$

Der \bar{X} er målt middelferd, $u_{\alpha/2}$ er kvantilen i fordelingen (1,96 er 2.5% kvantilen), σ er målt standardavvik, n er antall utførte målinger

Konfidensintervallet «gir oss informasjon om presisjonen i estimeringen» (Hagen, 2014), og det er vanlig å bruke 90%, 95% eller 99% konfidensintervaller i estimeringssammenhenger, alt etter behovet for nøyaktigheten.

3 Metode

Metodekapittelet handler om valg av metoden i rapporten. Formålet er å vise hva som er gjort, og hvorfor vi har valgt å belyse problemstillingen på denne måten.

Metoden gruppen valgte: 1. hente nødvendig informasjon for å forstå problemstilling og krav; 2. idémyldring av mulige løsninger; 3. utføre nødvendige tester for å utelukke idéer som ikke vil fungere, samt gir nødvendig informasjon til å kunne designe et løsningsforslag.

I kapittel 4 bruker vi resultatene til å foreslå en mulig løsning for automatisering av de to manuelle operasjoner. Videre i kapittel 5 utføres de nødvendige beregninger og FEM-analysene for å kunne dimensjonere denne.

3.1 Forstå problemstilling

3.1.1 Diskusjon med ledelse for Nikkel Service avdeling

Hensikten med denne diskusjonen var å gi gruppen en mulighet til å forstå maskinen i et større strategisk perspektiv. Det skulle også hjelpe gruppen til å definere rammer for en mulig løsning i henhold til drift og produksjon, økonomi, vedlikehold med mere.

3.1.2 Samle eksisterende tegningsunderlag

Formålet var å samle tegningsunderlag som er lagret i Nikkelverk sitt arkiv. Hensikten var å få en bedre oversikt over hvordan maskinen er bygd, spesielt stang- og ørematingsstasjon. Tegningsunderlaget vil også gi oss et godt utgangspunkt for modellering av løsninger i Solidworks.

Nikkelverk har et digitalt arkiveringssystem for tegninger som heter Meridian. Tegninger og andre dokumenter er lagret på en strukturert måte med knytning til utstyr. Tegningene ble funnet ved å søke på utstyrsnummer.

3.1.3 Observasjon av maskin i drift, diskusjon med operatørene

Formålet var å observere maskin i drift, og diskutere stang- og øremating med operatørene. Hensikten med dette var å få en generell oversikt over problemstillingen samt danne et grunnlag for idemyldring med tanken på mulige løsninger.

3.1.4 Analyse av produksjonstall i 2019

Sveisemaskin er PLS-styrt, og overvåket av bedriftens ABB-system. Startingproduksjon er målt og data er lagret. Denne data er tilgjengelig for analyse i Excel via et dataprogram som heter Proficy Historian. Produksjonsdata ble hentet til Excel og sammenlignet med måltall for å for en forståelse av virkelig produksjon.

Antall plater telles i ABB-systemet, og et akkumulert tall er lagret av systemet omtrent hvert tiende minutt, med litt variasjon av datatekniske årsaker. Telleren nullstilles daglig ved midnatt. Vi ser bort i fra tall fra uke 1 som er en «kort» uke med tall som forstyrrer analysen.

Prosedyre

1. Hent akkumulert tall for hver arbeids dag i 2019 frem til 22.04.2019 for å se antall plater produsert per uke.
2. Hent akkumulert tall for hvert tiende minutt i 2019 frem til 22.04.2019 og beregne snitt antall plate i minutt
3. Logg tall i tabell og sammenligne med mål for 2019

Resultater

Mål per uke: 17576 plater

Mål snitt per minutt: 7,8 plater

Tabell 4:

Startingplate produksjon uke 2 - uke 16 2019

	Antall plater	Beregnet snitt per minutt	Forskjell til mål per uke
uke 2	17655	7,9	95
uke 3	18103	7,9	543
uke 4	17514	8	-46
uke 5	18233	7,2	673
uke 6	17298	7,6	-262
uke 7	17622	7,9	62
uke 8	16914	7,7	-646
uke 9	18075	7,8	515
uke 10	16867	8,2	-693
uke 11	16604	7,3	-956
uke 12	18030	7,5	470
uke 13	19245	8	1685
uke 14	17551	8,4	-9
uke 15	17253	8,4	-307
uke 16	17978	8,4	418
Sum	264942		1542

Feilkilder

1. Telleren og datalagring kan være noe ustabil, og en del data er lagret som «Bad». Dette fører til at én må prøve seg frem på forskjellige tidspunkter for å finne tall. Det er for oss ukjent om noe data går tapt ved «Bad» lagringer.
2. Produksjonsunderskudd blir dekket med bruk av overtid. Dette fører til at «beregnet snitt per minutt» virker som om det ikke henger sammen med antall plater produsert. Ukjent overtidsmengder gjør også analysen av data litt vanskeligere.

3.1.5 Valg av variabler

Nikkelproduksjon kan betraktes som linjeproduksjon med en syklus på én uke. Mål for nikkelproduksjon i 2019 er 92000 tonn, som er bortimot bedriftens maksimum kapasitet. Nikkelproduksjon har i tillegg et vedlikeholds mål på bedre enn 98% opptid, ifølge Jan Tore Flottorp, en av Vedlikeholdsingeniører ved Nikkelverket. Mål for produksjon av startingplater er basert på disse krav:

Mål for startingplateproduksjon i 2019 er (Glencore Nikkelverk, 2018):

- Ukemål 17576 plater
- Opptid >80% per dag
- I tillegg er det et kvalitetsmål for startingplater på <1 tonn vrak per uke. Dette er i mindre grad påvirket av øre- og stangpåsetting, og er i så måte sett bort i fra i denne rapporten.

3.2 Idémyldring

Idémyldringen ble foretatt av gruppen, med innspill fra Roger Johnsen (Senior Prosjektingeniør) og Thomas Amdal (Gruppeleder, Nikkel Service). Overføring av ører direkte fra transportkasse var ansett som rimelig enkel å løse med bruk av roboter med trykkluftverktøy (sugekopper), og hovedfokuset på idémyldringen var dermed på overføring av stenger.

3.3 Forsøk

3.3.1 Statistisk analyse av stengene

Gruppen identifiserte stengene som en mulig kilde til pålitelighetsproblemer. Produksjon av stenger er standardisert, og består av en nikkelbelagt kobber stang produsert etter strenge krav. Problemet er at stengene brukes gjentatte ganger, og ved observasjon var det tydelig at gjentatt bruk førte til synlige skader og endringer på overflaten til stengene. Det ble derfor utført en enkel statistisk analyse for å identifisere snitt diameter og standard avvik på stengene.

Formålet var å måle diameter og vekt på 100 stenger som datagrunnlag for statistisk analyse. Hensikten var å skaffe et datagrunnlag for design og dimensjonering av en mulig løsning.

Utstyr

Skyvelær: Diesella digital 0-300mmx0.01

Vekt: Camry EB9271 baderomsvekt

Databehandling: Microsoft Excel 2016



Figur 5: Diesella skyvelær

Prosedyre

Måle diameter:

1. Nullstill skyvelær
2. Mål diameter av stang 50mm-100mm fra end som vist på bilde
3. Noter diameter på ark
4. Overfør tallene fra ark til Microsoft Excel fil, og beregne middelvei og standardavvik på stengene.



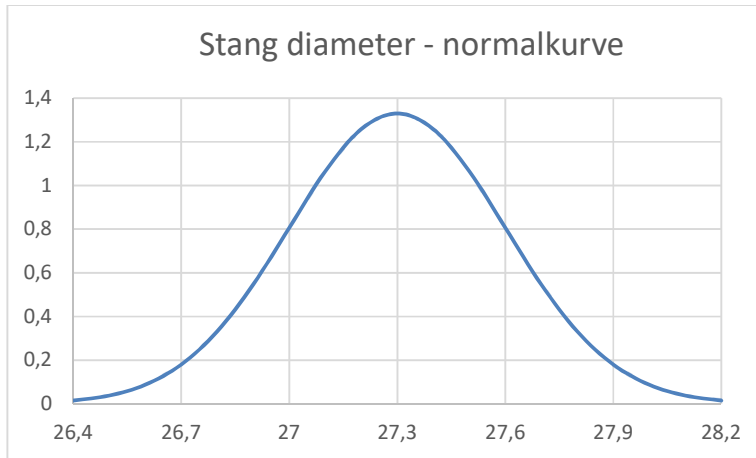
Figur 6: Metode for måling av stangdiameter

Måle vekt:

1. Nullstille vekten
2. Stå på vekt med én og én stang
3. Noter vekt for hver stang på ark
4. Overfør tallene fra ark til Microsoft Excel fil, og beregne middelerdi og standardavvik på stengene

Resultater

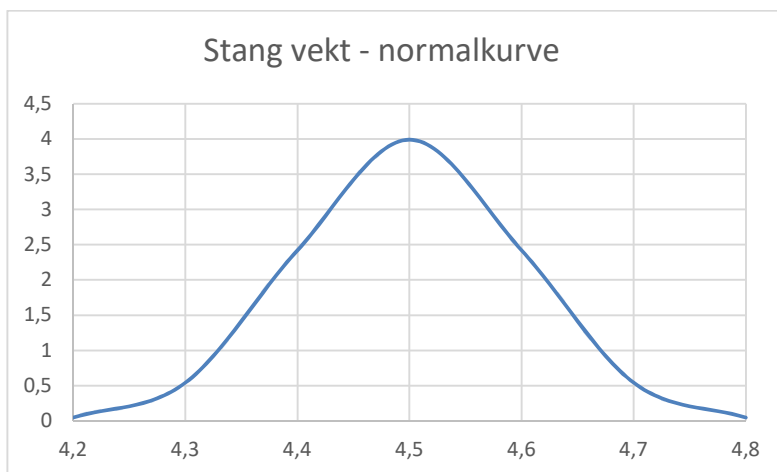
Det ble målt 100 stenger av de cirka 27000 stenger i sirkulasjon. Diameter på stengene er normalt fordelt med en middelerdi på 27,3mm, og en standardavvik på 0,3mm.



Figur 7: Normalkurve stangdiameter

Vi regner ut konfidensintervallet og kan si med 95% sikkerhet at middelvei for stangdiameter ligger mellom 27,2 og 27,4, basert på 100 målinger.

Ifølge våre undersøkelser har vekt på stengene en middelvei på 4,5kg, og en standardavvik på 0,1kg.



Figur 8: Normalkurve stangvekt

I tilfellet vekt kan vi si med 95% sikkerhet at middelvei ligger mellom 4,48kg og 4,52kg, basert på 100 målinger.

Feilkilder

1. Håndmåling medfører en del variasjon

3.3.2 Magnetisk overføring

Formål

Et forslag som kom frem i løpet av idémyldringen var å teste om stengene kan flyttes ved bruk av et magnetisk verktøy. Stangen består av en kobberkjerne som er belagt med et tynt lag med nikkel. Kobber er ikke magnetisk under vanlige omstendigheter (Copper Development Association, 2018), mens ren nikkel er veldig magnetisk (Nickel Institute, 2018). Spørsmålet var om nikkellaget var tykt nok til at det var nok magnetisk materiale til å overføre stengene fra kasse til matebord ved hjelp av et magnetisk verktøy.

Dette var et enkelt forsøk utført på én stang for å sjekke om dette var noe å jobbe videre med. Dette ble dermed en kvalitativ fremfor en kvantitativ vurdering av magnetisme som overføringsmekanisme.

Utstyr

1. Eaton Magnetic Door Holder CSA08938
2. Nikkel stang



Figur 9: Stang og elektromagnet

Metode

1. Sette elektromagnet inn til stang og magnetisere dette
2. Forsøke å bevege på stangen

Resultat

1. Magneten slipper tak med en gang perpendikulær kraft tilføyes.

3.3.3 Overføring med bruk av tyngdekraft

Formål

Finn en vinkel for når tyngdekraften overvinner friksjon mellom stengene, og regn ut krefter basert på resultatene for å bekrefte eller avkrefte det som kommer frem av teori i henhold til nikkel-nikkel friksjon. Hensikten var å teste om en tippeløsning er en mulig matingsmetode som det var hensiktsmessig å jobbe videre med.

Utstyr

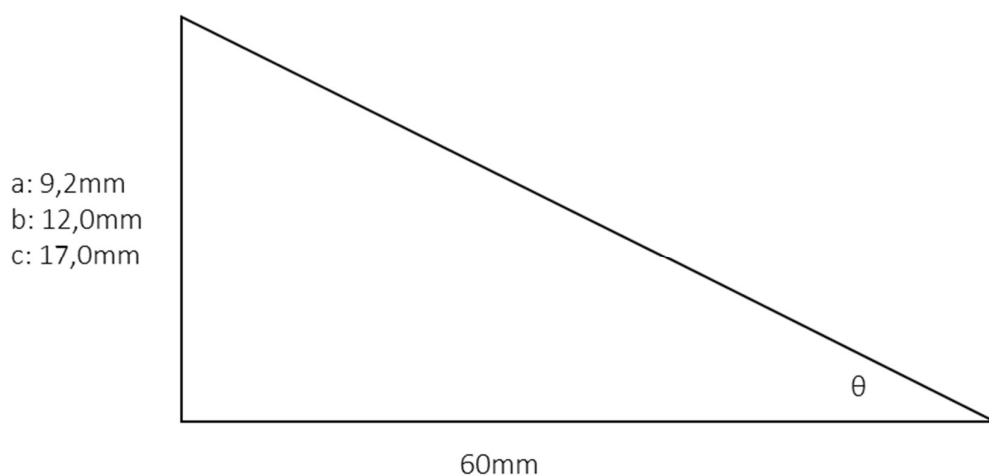
1. Labanker og kiler av tre for å gradvis øker vinkelen
2. Tre stenger



Figur 10: Oppsett for test av tyngdekraftens påvirkning på stenger ved forskjellige vinkler

Metode

1. To stenger lagt ved siden av hverandre med den ene enden opp på en labank
3. Tredje stang lagt opp på de to andre
4. Slipp stangen for å se om tyngdekraft overvinner friksjon slik at den sklir av, eller om friksjonen holder den igjen
5. Gjentar ved forskjellige vinkler frem til øverste stang konsekvent sklir av for å fastsette minste vinkel til en mulig tippeløsning

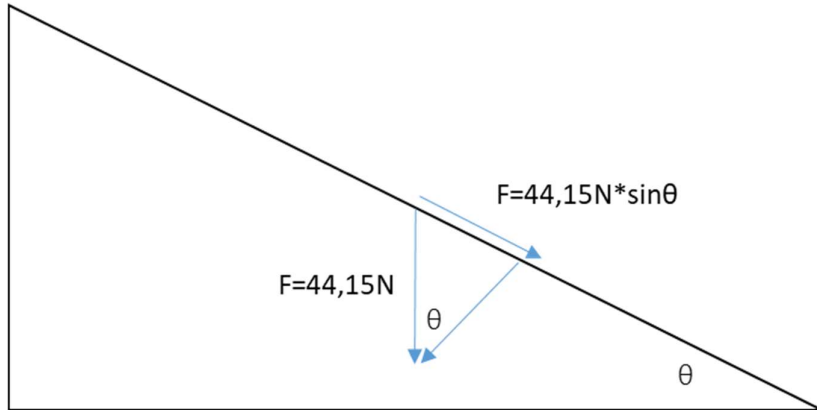


Figur 11: Base- og høydemål på vinkeltest

Tabell 5:

Beregnet vinkel for hvert forsøk

		grader
a:	$\theta = \arctan(9,2/60)$	9
b:	$\theta = \arctan(12/60)$	11
c:	$\theta = \arctan(17/60)$	16



Figur 12: Beregning av krefter på stengene

Resultat

Tabell 6:

Kartlegging av observasjoner for samtlige forsøk på hver vinkel

a:	ingen bevegelse på øverste stang
b:	bevegelse startet, men stoppet av friksjon mot underliggende stenger
c:	bevegelse startet og akselerasjon fortsetter frem til øverste stang sklir helt av de underliggende

Tabell 7:

Beregnet kraft i bevegelsesretning

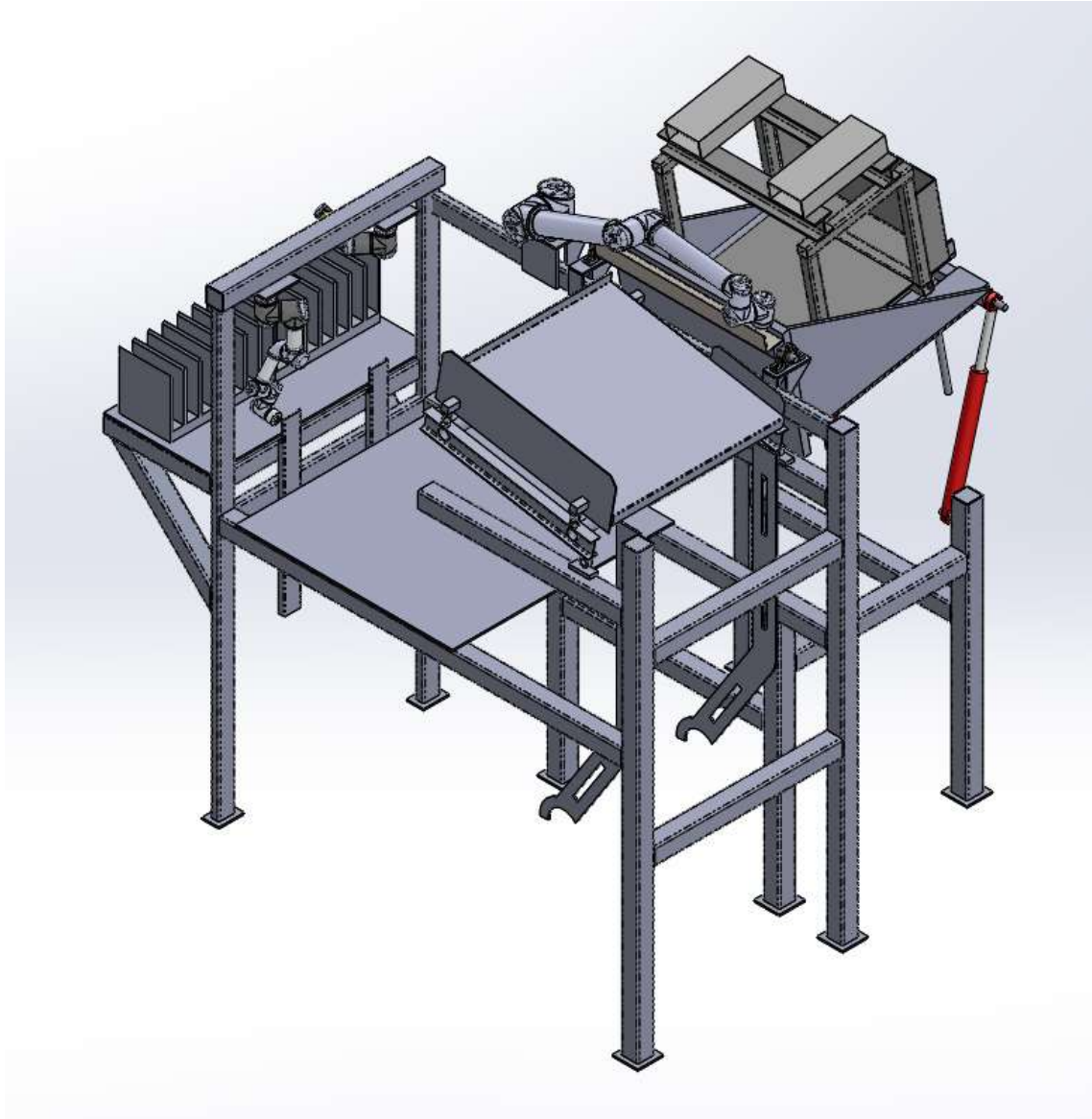
		Kraft i bevegelsesretning (N)
a:	$F=44,15*\sin(9)$	7
b:	$F=44,15*\sin(11)$	9
c:	$F=44,15*\sin(16)$	12

Feilkilder

1. Utstyret for å danne vinkel var grovt
2. Beregning av vinkel var basert på håndmåling av basen og høyden med tommestokk, som øker risiko for måle- og lesefeil
3. Beregning av krefter på stengene er basert på middelerdi til de 100 målte stenger

4 Forslag til løsning

4.1 3D-modell av forslaget



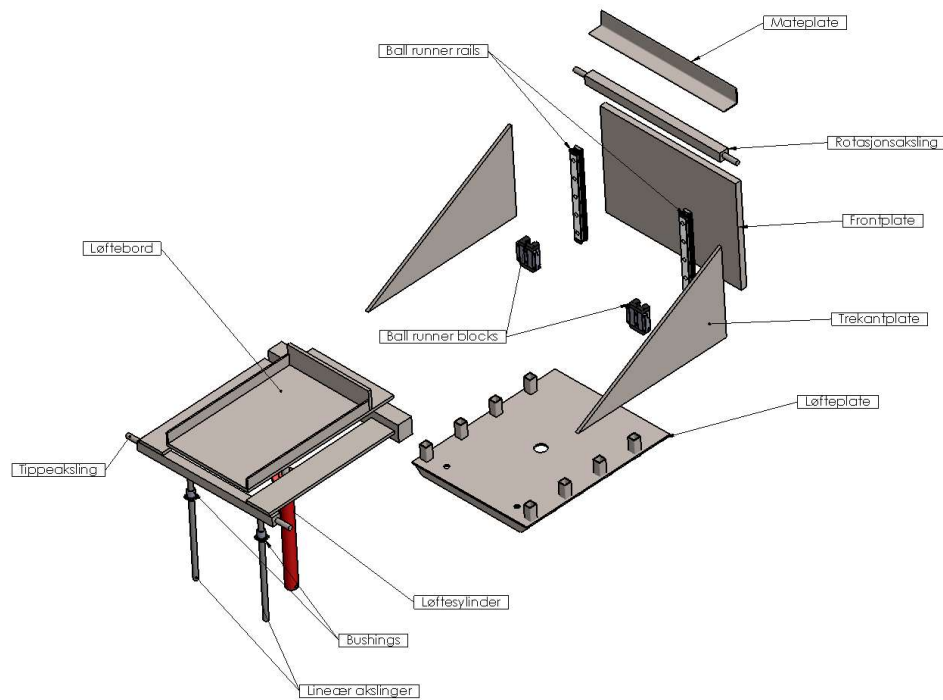
Figur 13: Isometrisk visning av modellert forslag til løsning

Forslaget ble modellert i Solidworks. Gruppen har gjort forenklinger etter eget skjønn i modellering av eksisterende utstyr.

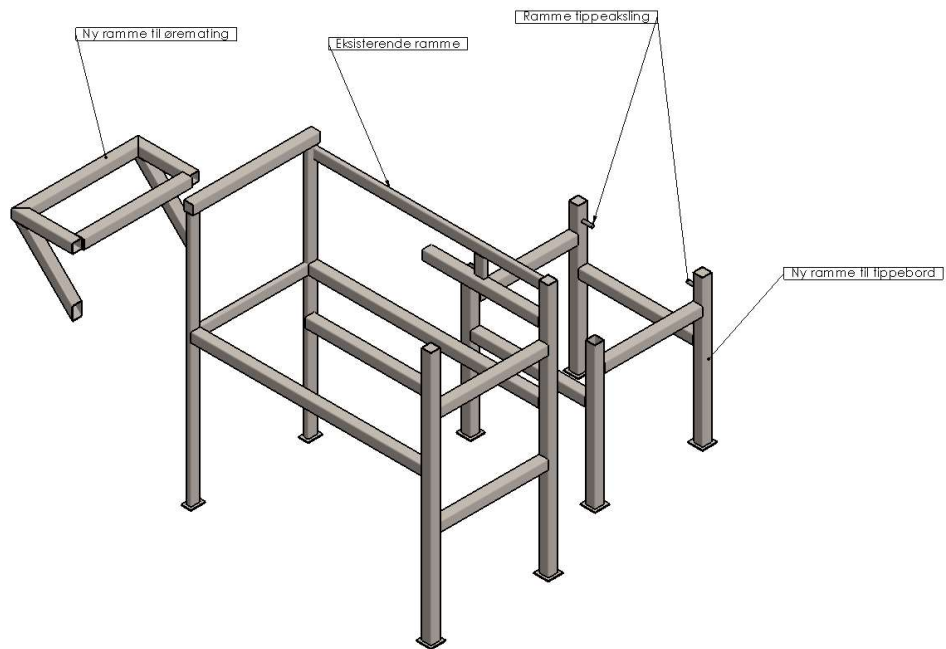
1. Eksisterende stangmatebord og ramme er modellert fra 2D tegninger opprinnelig produsert av Maskin og Transportteknikk A/S for Glencore Nikkelverk: 1-21807, 1-21808, 1-21809, 1-21811, 1-21812. Viktige mål er sjekket i felten.
2. Forenklet modell av eksisterende øretransportkasse er modellert fra 2D tegning 2-13250 tegnet av en intern GNN-ingeniør
3. SW-Assembly filer av hydrauliske sylindere lastet ned fra www.servi.no (Servi AS er en rammeavtaleleverandør av hydraulikk til GNN)
4. Step-modeller av UR10 og UR3 robotarmer fra Universal Robots lastet ned fra www.traceparts.com. Step-modeller ble omgjort til SW-Assembly filer og satt sammen med nødvendige «mates» slik at rekkevidden og bevegelser til robotarmene kunne bli kontrollert, samt for å bedre kunne illustrere tenkt løsning
5. SW-Assembly filer av «flanged linear bushing» lastet ned fra www.traceparts.com
6. SW-Assembly filer av «ball runner block» og «ball runner rail» lastet ned fra www.boschrexroth.com
7. SW-Assembly av «Plummer block bearing» lastet ned fra www.skf.com (SKF er foretrukket leverandør av lager til GNN)
8. Øvrige nye deler og stålkonstruksjon ble modellert etter gruppens forslag til løsning

4.2 Beskrivelse av løsning

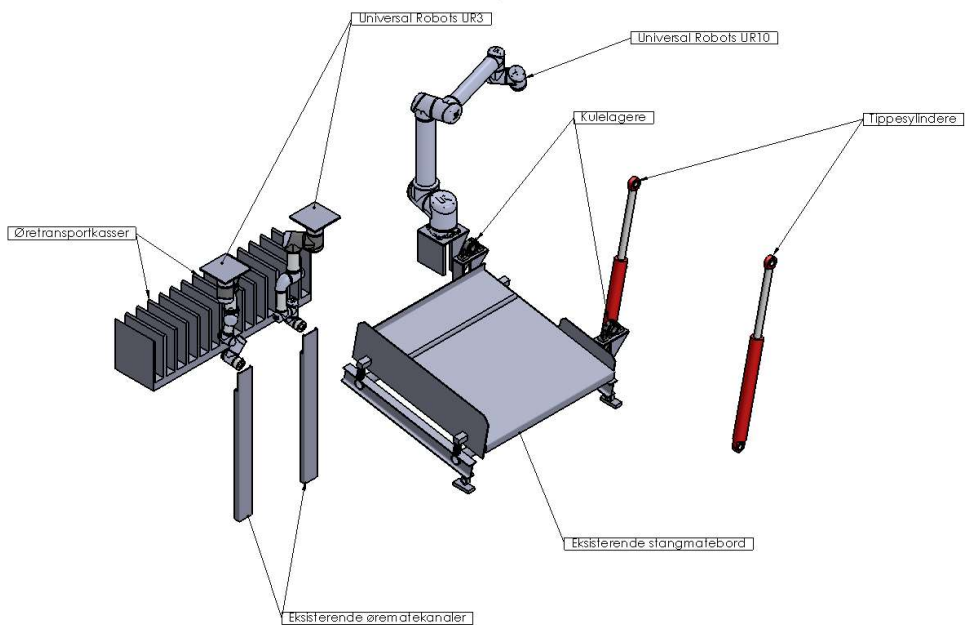
4.2.1 Navngivning av viktige deler



Figur 14: Tippebord



Figur 15: Rammen



Figur 16: Øvrige deler

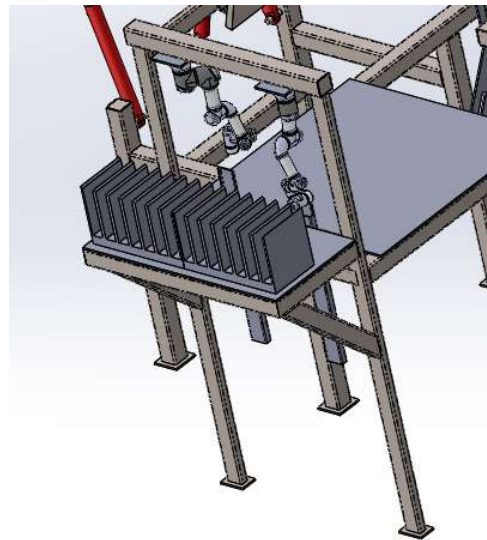
4.2.2 Øremating

Oppdraget var å fjerne dobbelhåndtering av ører forårsaket av behovet for å flytte ørene fra en transportkasse til en matekasse. Oppsummering av forslaget er:

1. Fjern eksisterende matearmer og vinklet matebord
2. Montere nytt bord og supportstål
3. Montere to UR3 robotarmer (eller tilsvarende) som mater hvert sitt øre til ørematekanalene

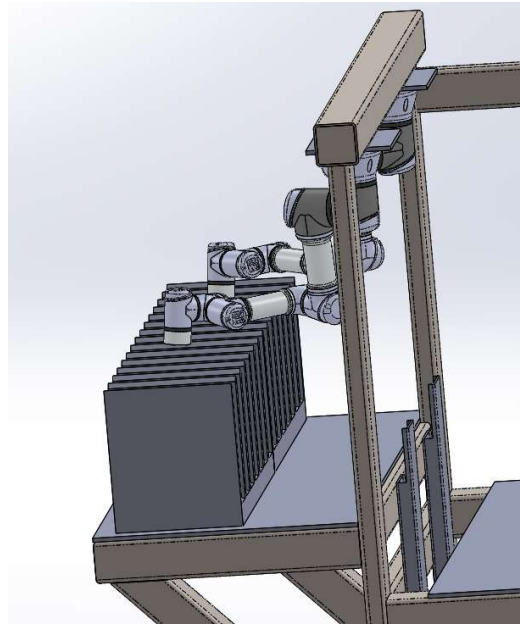
Funksjonsbeskrivelse øremating

1. To transportkasser med ører plasseres ved siden av hverandre på bordet



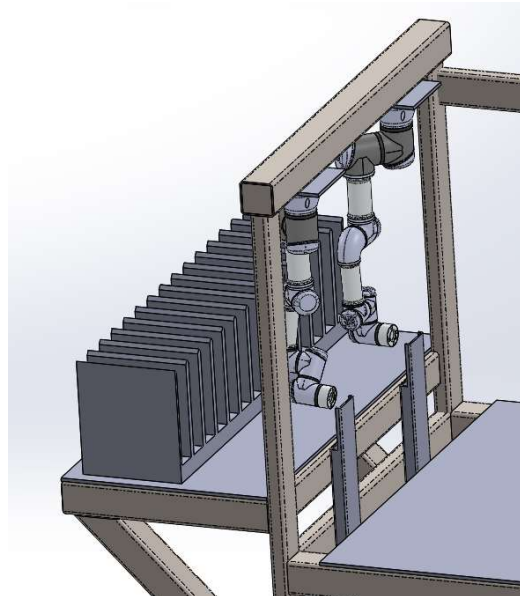
Figur 17: To transportkasser plassert på bordet

2. UR3 robotene henter hver sin øre fra kasse



Figur 18: UR3 robotene henter hver sin øre

3. UR3 robotene leverer hver sin øre til ørematningskanalene



Figur 19: UR3 robotene leverer ører til matekanalene

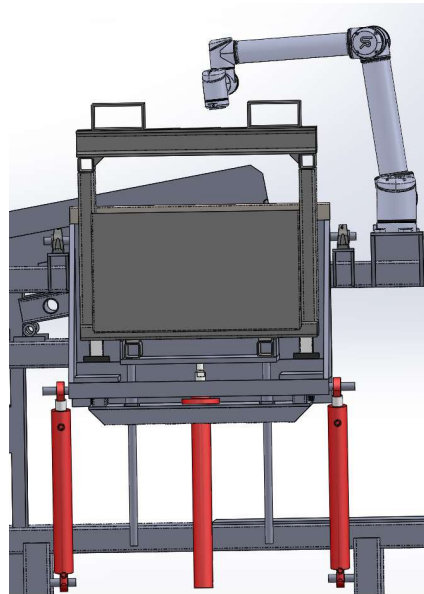
4.2.3 Stangmating

Oppdraget var å automatisere overføring av stenger fra en transportkasse til et matebord, som per i dag gjøres for hånd. Hovedutfordring med design av løsning var håndtering av krefter under tipping og løfting av stangkassett. Dette blir spesielt utfordrende når løftesylinger nærmer seg maksimum slaglengde. For å stive av konstruksjonen og håndtere disse kreftene er det modellert både lineære akslinger på baksiden av løftebordet, samt «ball runner rails» på frontplate. Oppsummering av forslaget er:

1. Fjern eksisterende løftebord
2. Montere et nytt tippe/løftebord med tilhørende hydrauliske sylindere
3. Montere én UR10 robotarm (eller tilsvarende) som overfører stenger fra kasse til matebord

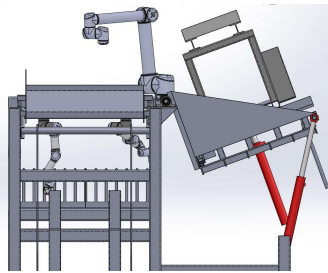
Funksjonsbeskrivelse stangmating:

1. Kasse med stenger plasseres på tippe/løfte bord.



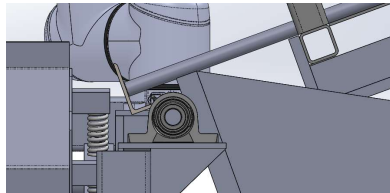
Figur 20: Tippebord og UR10

2. Kasse tippes, stengene sklir kontrollert ut mot frontplaten og hviler mot den



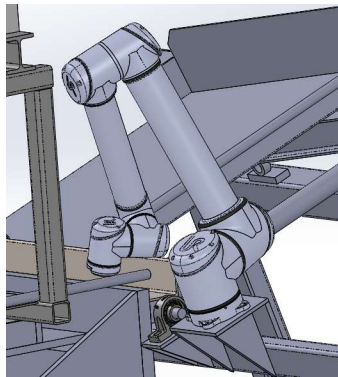
Figur 21: Kasse klar til løft etter tipping

3. Kasse løftes frem til øverste stangrad sklir over toppen av frontplaten og mot mateplaten

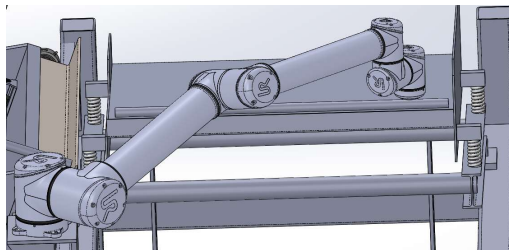


Figur 22: Stang klar for henting av UR10

4. UR10 robotarm henter en stang og legger det på matebord. Videre blir det håndtert av dagens prosess



Figur 23: UR10 henter en stang



Figur 24: UR10 leverer en stang til matebord

5 Beregninger

5.1 Innledning

Gruppen har utført beregninger på det som vi anser som de dimensjonerende deler av løsningen som er modellert og vist i kapittel 4.

5.2 Materialvalg

Korrosjon er en stor utfordring på Nikkelverket på grunn av innholdet i prosessen. Gjennom hele fabrikken er det både sterke sure og basiske løsninger, giftige kjemikalier og gasser. Nikkel Service avdeling er tilstøtende til Nikkelelektrolysen. Prosessen i Elektrolysen fører til en kloridisk luftatmosfære i Nikkel Service. Det produseres også luftbårne partikler som danner sure løsninger når de er blandet med vann (for eksempel under spyling av området). Dette betyr at materialer i vår løsning må tåle dette miljøet, samt være sterk og robust nok til å håndtere de forskjellige krefter de vil bli utsatt for under drift.

Eksisterende utstyr på sveisemaskinen er hovedsakelig i syrefast materialer (316l). Dette er et materiale som vil være motstandsdyktig i forhold til sure løsninger, men kan være utsatt for spenningskorrosjon i kloridiske miljøer (The Stainless Steel Information Center, 2019). For å forebygge dette har GNN en standard som krever at 316l i kloridiske miljøer beskyttes med maling.

Gruppen velger da malt syrefast stål til vår løsning. Det anbefales også utskiftbare slipeplater i 316l på deler som vil være utsatt for skraping/sliping (for eksempel løftebord og frontplate).

Robotene som er valgt produseres i aluminium som må beskyttes med kapper og/eller maling på grunn av det kloridiske luftatmosfæren. Dette fordi aluminium er sterkt utsatt for korrosjon i kloridiske miljøer (Aluminium Federation, 2019)

Tabell 8 inneholder aktuelle materialparametere for stål AISI 31161 for dimensjonering og utmattingsberegning av konstruksjonens komponenter.

Tabell 8

Mekanisk egenskaper AISI 3161 (AZO materials, 2019)

Flytegrense (S_y)	Bruddfasthet (f_u)	Elastisitetsmodul	Bruddseighet (K_c)
170 MPa	485 MPa	210 GPa	112 MPa \sqrt{m}

5.3 Laster

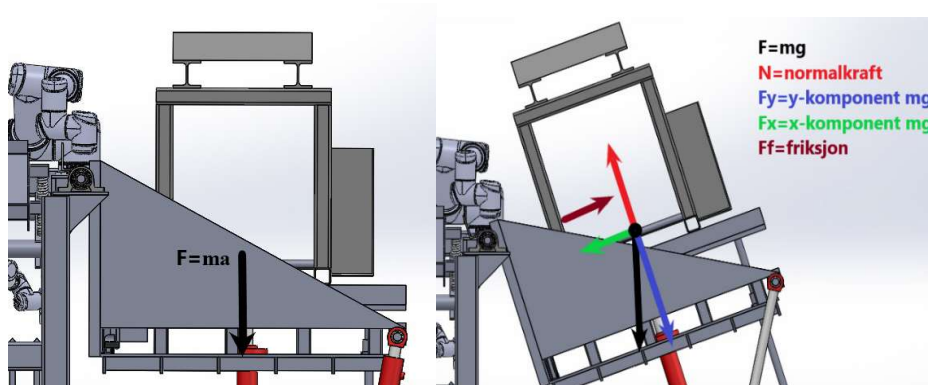
Vekt av tilt/løftbord med påmontert utstyr (fra Solidworks modell): 800kg, avrundet til 8kN

Vekt av stangkasse med stenger (Glencore Nikkelverk, 2013): 2500kg, avrundet til 25kN

Bruker 3300kg, avrundet til 33kN som beregningslast med mindre noe annet er spesifisert.

5.4 Tippebord

For å kunne gjennomføre dimensjonering av konstruksjonens komponenter er det viktig å utrede lastsituasjonen. Krefter som virker fra stenger på konstruksjonen er alene forårsaket av tyngdekraft. Som vist i kapittel 3 er gjennomsnittsvekten til stengene 4,5 kg ($\pm 0,2$ kg). Dette pluss stangkasse resulterer i en samlet vekt på 2500kg, som avhengig av helningsvinkel, fordeler seg jevnt over flatene i kassen. Men, for å være konservativ bruker vi samlet vekt 3300kg som beregningslast siden samspillet mellom de forskjellige lastpådrag under tipping kan være vanskelig å tolke. Som vist på figur 25 vil alle kreftene i startposisjonen virke vertikalt, mens ved tilt vil kreftene fordele seg over vertikale og horisontale komponenter.



Figur 25: Last tippebord

Ved full tilt er frontplaten under påkjenning av maksimal last. Lastkomponenten normalt på frontplate (F_x) beregnes som $F_x = F \cdot \sin(16)$, denne kraften virker tilnærmet jevnt over en flate på frontplaten som tilsvarer åpningen til stangkassen, det vil si et areal på 359450 mm^2 med plassering 100 mm fra hver ende av trekantplatene. Frontplaten er sammenføyd med kilsveis til løfteplaten og trekantplatene, gravitasjonskraft normalt på denne platen vil dermed også påvirke spennings situasjonen i sveisen. Ettersom løftesyndere tar imot lasten fra stangkasse og videre overfører disse spenningene til løfteplaten vil denne lastkomponenten (F_y) fordele seg jevnt over flensområdet på denne platen. F_y blir uttrykt som; $F_y = F \cdot \cos(16)$.

Evaluerer opplagringspunktene for konstruksjonen til å befinne seg på akslingene, der absoluttverdien for reaksjonskreftene vil være den samme for både startposisjon og ved tilt. I tillegg gjøres antagelsen at lasten fordeler seg jevnt over akslingene i z-retning. Beregning av opplagringspunktene gjøres i startposisjonen, der eneste virkende kraft er lasten på $F=33\text{kN}$, denne resultantkraften vil befinne seg tilnærmet midten av lengderetningen til stengene. Med en lengde på 960 mm vil dermed F befinne seg 480 mm fra frontplaten, videre er horisontal avstand mellom akslingene 1100 mm. En momentbetraktning av aksling på frontplate gir dermed:

$$MA = B_y \cdot 1100\text{mm} - 33\text{kN} \cdot 480\text{mm} = 0 \rightarrow B_y = 14.4\text{kN} \text{ og } A_y = 18.6\text{kN}$$

Disse reaksjonskreftene fordeles likt på to opplagringspunkt ved hver ende av akslingene.

5.4.1 Platetykkelser

Initialvalg av platetykkelse er en konservativ estimering gjort basert på tidligere erfaringer. Dette valget blir så testet med FEM-analyse i kapittel 5.10, ved behov kan det videre utføres korreksjoner for å oppnå ønsket konservatisme. Foreløpig er platetykkelsene følgende: frontplate = 40 mm, trekantplate = 20 mm, løfteplate = 13 mm.

5.5 Akslinger

Ettersom hver kasse inneholder et høyt antall stenger og den bare tippes en gang per kasse, resulterer dette i svært lavt turtall (det er estimert 5 kasser per dagen, avhengig av antall stenger per kasse). Belastningen som virker på akslingene kan derfor betraktes som statisk, neglisjerer derfor vridningsmoment. Videre blir akslingene utsatt for en maksimal last tilsvarende full stangkasse, benytter ligning 11 for jevnførende spenning. Der tillat spenning i henhold til tabell 3 vil være $S_y/2$, dette på grunn av statisk belastning uten kjerv.

$$\sigma_{till} = \frac{S_y}{2} = \sigma_j = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau_v^2} = \sqrt{\left(\frac{M_b}{W_x}\right)^2 + 3\left(\frac{M_v}{W_p}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{M_b}{W_x}\right)^2} = \frac{M_b}{W_x}$$

Løser ligning med hensyn på diameter:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_b}{\pi \cdot \frac{S_y}{2}}}$$

5.5.1 Aksling til frontplate

Maksimalt bøyemoment på aksling må bestemmes med en momentbetraktning av lasten, der akselen betraktes som en fritt opplagt bjelke med en jevnt fordelt last med resultant som tilsvarer samlet reaksjonskraft $A_y=18.6$ kN, beregnet i kapittel 5.4. Med jevn fordeling over aksling vil det største momentet befinne seg midt mellom lagrene (500 mm), dette gir følgende feltmoment:

$$M_b = 9.3 \text{ kN} \cdot 500 \text{ mm} = 4.65 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Løsning av ligning 11 med hensyn på diameter, med innsatt verdier for bøyemoment og tillat spenning gir følgende uttrykk:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_b}{\pi \cdot \frac{S_y}{2}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 4.65 \cdot 10^6}{\pi \cdot \frac{170}{2}}} = 82.3 \text{ mm}$$

Velger dermed aksling med diameter 85 mm.

5.5.2 Aksling tippesylinger

Akslingen blir dimensjonert basert på samme prinsipp som aksling til frontplate, men i dette tilfellet vil feltmomentet være annerledes grunnet ulike reaksjonskrefter. Beregner moment basert på reaksjonskreftene $B_{y1}=B_{y2}=7.2 \text{ kN}$:

$$M_b = 7.2 \text{ kN} \cdot 500 \text{ mm} = 3.6 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

Løsning av ligning 11 med hensyn på diameter, med innsatt verdier for bøyemoment og tillat spenning gir følgende uttrykk:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_b}{\pi \cdot \frac{S_y}{2}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3.6 \cdot 10^6}{\pi \cdot \frac{170}{2}}} = 75 \text{ mm}$$

Velger dermed aksling med diameter 75 mm.

5.6 Sveiseforbindelser

Materialet AISI 3161 gir en bruddfasthet (f_u) lik 485 Mpa, dette gir videre en korrelasjonsfaktor på 0.88, materialfaktor for sveiste forbindelser er $\gamma_m=1.25$ og lastfaktor er $\gamma_f=1.5$. Tillat spenning ved dimensjonering av kilsveis beregnes med ligning 20.

$$\sigma_{\perp} \leq \frac{f_u}{\gamma_m} = \frac{485}{1.25} = 388 \text{ Mpa} \text{ og } \sigma_j \leq \sigma_{dim} = f_u / (\gamma_m \cdot \beta_w) = 485 / (1.25 \cdot 0.88) = 440.9 \text{ Mpa}$$

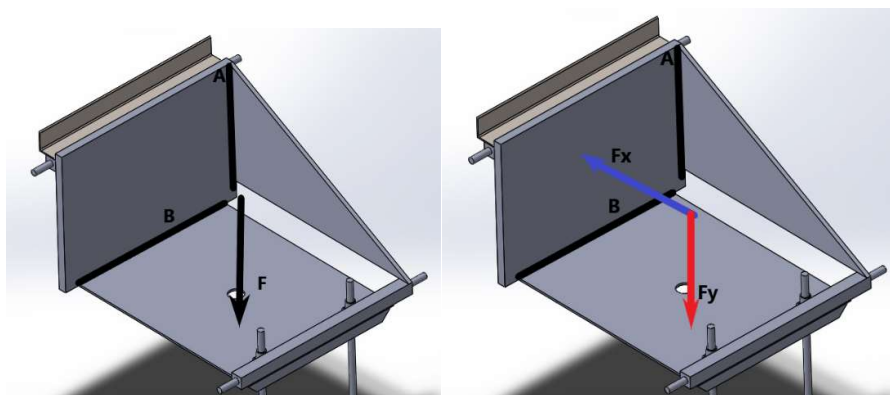
Benytter ligning 20 til å beregne jevnførende spenning:

$$\sigma_{dim} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3\tau_{\perp}^2 + 3\tau_{\parallel}^2}$$

5.6.1 Frontplate

Utfører kontroll av a-mål for sveis i både bunnposisjon og ved tilt, dette på grunn av at endring i lastfordeling gir endringer av opptredende spenningskomponenter i sveis. Utfører eksperimenterende beregninger av jevnførende spenning på sveis med et a-mål basert på formel (Gustaven, et al., 1998); $a\text{-mål} = t/\sqrt{2}$, som gir; $a\text{-mål} = 20/\sqrt{2} = 14$ mm. Sjekker jevnførende spenning i utsatte felt, markert med A og B på figur 26, på sveis mellom frontplate og løfteplate, samt frontplate og avstivere. For både start, -og sluttposisjonen må samlet tyngdepunkt og treghetsmoment for sveis mellom avstiver og løfteplate bestemmes. Avstanden fra sveis B til toppen av sveis A er 750 mm, tyngdepunkt i y-retning anses å være tilnærmet midten av platen ved $y = 345$ mm. Samlet treghetsmoment av sveis beregnes med Steiners setning, der høyde sveis A er 600 mm og bredde er tilsvarende a-mål. For sveis B er bredde 850 mm, mens høyden er tilsvarende a-mål.

$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12} + A \cdot y^2 = 2 \cdot \frac{14 \cdot 600^3}{12} + 2 \cdot 600 \cdot 14(345 - 300)^2 + \frac{850 \cdot 14^3}{12} + 0$$
$$= 5.38 \cdot 10^8 \text{ mm}^4$$



Figur 26: Sveisefuger frontplate

Beregner jevnførende spenning ved punkt A og B for platen i startposisjon, ettersom avstanden fra begge disse punktene til angrepspunktet til lasten er den samme vil bøyesspenningene for disse sveisefugene være like. Videre virker ikke skjærspenning over tverrsnittet til sveis B, dette resulterer med at opptredende spenning for sveis A blir dimensjonerende.

$$\sigma_{bA} = \frac{M_b}{I_x} \cdot y = \frac{F \cdot \gamma_f \cdot arm}{I_x} \cdot y = \frac{33000 \cdot 1.5 \cdot 480 \cdot 345}{5.38 \cdot 10^8} = 15.24 \text{ MPa}$$

$$\rightarrow \sigma_{\perp A} = \tau_{\perp A} = \frac{\sigma_{bA}}{\sqrt{2}} = 10.77 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\parallel A} = \frac{F \cdot \gamma_f}{A} = \frac{33000 \cdot 1.5}{2 \cdot 600 \cdot 14} = 2.95 \text{ MPa}$$

$$\sigma_j = \sqrt{10.77^2 + 3 \cdot 10.77^2 + 3 \cdot 2.95^2} = 22.13 \text{ MPa} < 440.9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\perp A} = 10.77 \text{ MPa} < 388 \text{ MPa}$$

Beregner jevnførende spenning ved punkt A (dimensjonerende fuger) for platen ved full tilt:

$$\sigma_{bA} = \frac{M_b}{I_x} \cdot y = \frac{F \cdot \gamma_f \cdot (\sin(\varphi) \cdot yarm + \cos(\varphi) \cdot xarm)}{I_x} \cdot y$$

$$\rightarrow \frac{33000 \cdot 1.5 (\cos(16) \cdot 480 + \sin(16) \cdot 345) \cdot 345}{5.38 \cdot 10^8} = 17.66 \text{ MPa}$$

$$\rightarrow \sigma_{\perp A} = \tau_{\perp A} = \frac{\sigma_{bA}}{\sqrt{2}} = 12.5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\parallel A} = \frac{F \cdot \gamma_f \cdot \cos(\varphi)}{A} = \frac{33000 \cdot 1.5 \cdot \cos(16)}{2 \cdot 600 \cdot 14} = 2.83 \text{ MPa}$$

$$\sigma_j = \sqrt{12.5^2 + 3 \cdot 12.5^2 + 3 \cdot 2.83^2} = 25.5 \text{ MPa} < 440.9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\perp A} = 12.5 \text{ MPa} < 388 \text{ MPa}$$

Tippeaksling

Tippesylindrenes tilhørende akslinger har som vist i kapittel 5.5.2 en diameter på 75 mm. Videre er akslingene 100 mm lange og påført konstruksjonen med kilsveis, ved dimensjonering av denne sveisefugen benyttes ligning 20 for jevnførende spenning. Der σ_b er et resultat av kraft påført av løftesylinder som antas å virke jevnt over lengden til akslingen med resulterende kraft på midten. Videre gjøres antagelsen at kreftene fra sylindret tilnærmet senter av aksling, noe som medfører et negligjerbart vridningsmoment. Finner først tillat bøyespenning:

$$\sigma_{dim} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3\tau_{\perp}^2} < 440.9 \text{ MPa der; } \sigma_{\perp} = \tau_{\perp}$$

$$\rightarrow 4\sigma_{\perp}^2 = 440.9^2 \rightarrow \sigma_{\perp} = 220.45 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_b = \sigma_{\perp} \cdot \sqrt{2} = 311.76 \text{ MPa}$$

Løser ligning 20 med hensyn på a-mål (a):

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_x} = \frac{F \cdot \gamma_f \cdot arm}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{F \cdot \gamma_f \cdot arm}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{((d + 2a)^4 - d^4)}{d + 2a}} = \frac{F \cdot \gamma_f \cdot arm}{\frac{\pi}{4} \cdot d^3 \cdot a} \cdot d$$

$$\begin{aligned} \text{Når } a \ll d \text{ blir; } \frac{\pi}{32} \cdot ((d + 2a)^4 - d^4) &= \frac{\pi}{4} \cdot d^3 \cdot a \text{ (Christensen, et al., 1991)} \\ \rightarrow \sigma_b = \frac{F \cdot \gamma_f \cdot arm}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot a} \rightarrow a &= \frac{F \cdot \gamma_f \cdot arm}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sigma_b} = \frac{7200 \cdot 1.5 \cdot 500}{\frac{\pi}{4} \cdot 75^2 \cdot 311.76} = 3.92 \text{ mm} = 4 \text{ mm} \end{aligned}$$

Med ytterligere sikkerhetsfaktor=2 blir a-mål=8. Utfører kontroll:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_x} = \frac{F \cdot \gamma_f \cdot arm}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{7200 \cdot 1.5 \cdot 500}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{(91^4 - 75^4)}{91}} = 135.52 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_{\perp} = \tau_{\perp} = 95.82$$

$$\rightarrow \sigma_{dim} = \sqrt{95.82^2 + 3 \cdot 95.82^2} = 191.64 < 440.9 \text{ MPa og } \sigma_{\perp} = 95.82 < 388 \text{ Mpa}$$

Med valgte a-mål er altså sveis konservativt dimensjonert.

5.7 Lager

Som nevnt i kapittel 2.3.4 er hovedforskjellen mellom glidelager og rullingslager hvordan friksjonen varierer forskjellige med turtall, der glidelager opplever en gradvis reduksjon av friksjon ved økende turtall. Ved lave turtall vil friksjonskraften for glidelager være høy, behov for smøring av slike lagre er en konsekvens av denne faktoren. I motsetning til glidelager opplever rullingslager tilnærmet den samme forholdsvis lave friksjonskraften ved både lavt og høyt turtall. Rullingslager er gunstig å benytte for akslinger under lavt turtall utsatt for kraftige støtbelastninger, med andre ord akslinger under statisk belastning (Johansen, 2010), som er tilnærmet situasjonen for gjeldende konstruksjon. Ved dimensjonering av rullingslager benyttes internasjonale standarder (SKF), velger dermed et rullingslager fra SKF-katalog basert på beregnet statisk bæreevne i samsvar med diameter til aktuell aksling. Statisk bæreevne beregnes med innsetting av ligning 13 i ligning 14:

$$C_0 = s_0(X_0 F_r + Y_0 F_a)$$

Ingen aksial last, $F_a=0$, med bare radial last kan X_0 neglisjeres, F_a tilsvarer statisk kraft fra aksling fordelt på to lager som gir $F_a=Ay/2=9.3 \text{ kN}$. Basert på veiledning i SKF-katalog benyttes $s_0=2$ (SKF group, 2018).

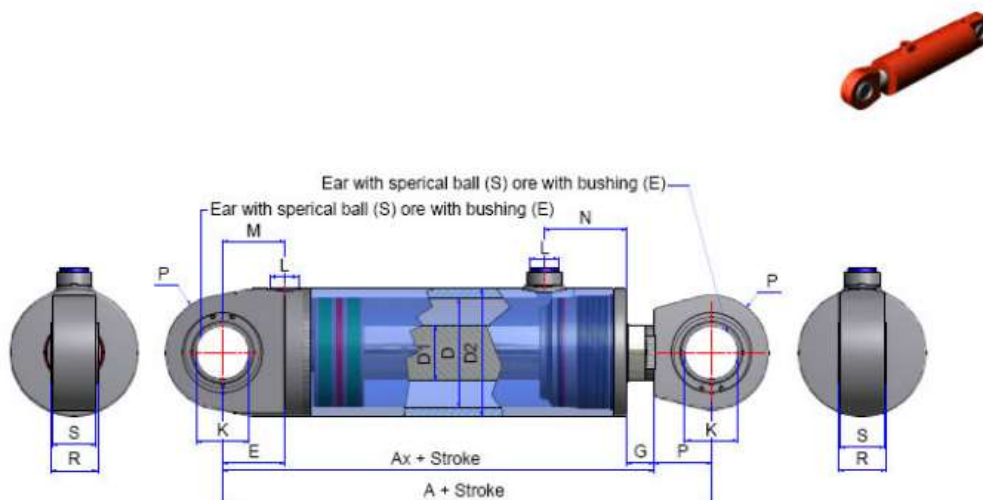
$$\text{Dette gir: } C_0 = 2 \cdot F_r = 2 \cdot 9.3 \text{ kN} = 18.6 \text{ kN}$$

Velger lager fra SKF.katalog basert på C_0 , der verdi må overstige 18.6 kN. Diameter på lager tilsvarer diameter på tilhørende aksling som ble beregnet til $d=85$ mm. Velger derfor lager nummer 61817 W som har en kapasitet lik $C_0=20.8$ kN.

5.8 Hydrauliske sylindere

Servi AS er en rammeavtaleleverandør av hydraulikk til Nikkelverket, og vi har dermed valgt sylindere fra denne leverandøren. Sylinderne er dimensjonert av leverandørens webside basert på lastinformasjon som vi har oppgitt. Gruppen har brukt Eulers knekkberegninger (ligning 7) for å bekrefte dette valget. Våre beregninger er kun en foreløpig bekreftelse på sylinderstørrelsen. Ved en eventuell bestilling av sylindere vil leverandøren være nødt til å gjøre en fullstendig dimensjoneringsanalyse.

5.8.1 Tipplesylindere



Figur 27: Tegning av sylinder CD25-63/40x515-SS-HC

For å bekrefte valget har vi beregnet følgende:

1. Knekk-kraft på en stang (begge endene leddet) som tilsvare maksimum slaglengde med det minste annet arealmoment (I), det vil si en søyle med samme diameter som stempelstangen. Dette anser vi som en konservativ tilnærming.
2. Treghetsradius (i) og slankhetsforhold (λ) for stangen
3. Maksimum tillatt belastning basert på slankhetsforhold og en sikkerhetsfaktor på 4, som er det påkrevde sikkerhetsfaktor i DNVGL-CG-0194, kapittel 3.2.
4. Bekrefte at maksimum tillatt belastning er større enn beregningslast på 3300kg (33kN)

$$\begin{aligned}
 1. \quad F_c &= \frac{\pi^2 E I_0}{L_f^2} \\
 &= \frac{\pi^2 \cdot 206000 \cdot 125664}{1245^2} \\
 &= \underline{164831 \text{ N}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 E &= 206000 \text{ N/mm}^2 \\
 I_0 &= \frac{\pi d^4}{64} \\
 &= \frac{\pi \cdot 40^4}{64} \\
 &= \underline{125664 \text{ mm}^4}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 L_f &= 730 + 515 \\
 &= \underline{1245 \text{ mm}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 2. \quad i &= \sqrt{\frac{I_0}{A}} \\
 &= \sqrt{\frac{125664}{1257}} \\
 &= \underline{10 \text{ mm}} \\
 \lambda &= \frac{L_f}{i} \\
 &= \frac{1245}{10} \\
 &= \underline{124,5}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{\pi d^2}{4} \\
 &= \frac{\pi \cdot 40^2}{4} \\
 &= \underline{1257 \text{ mm}^2}
 \end{aligned}$$

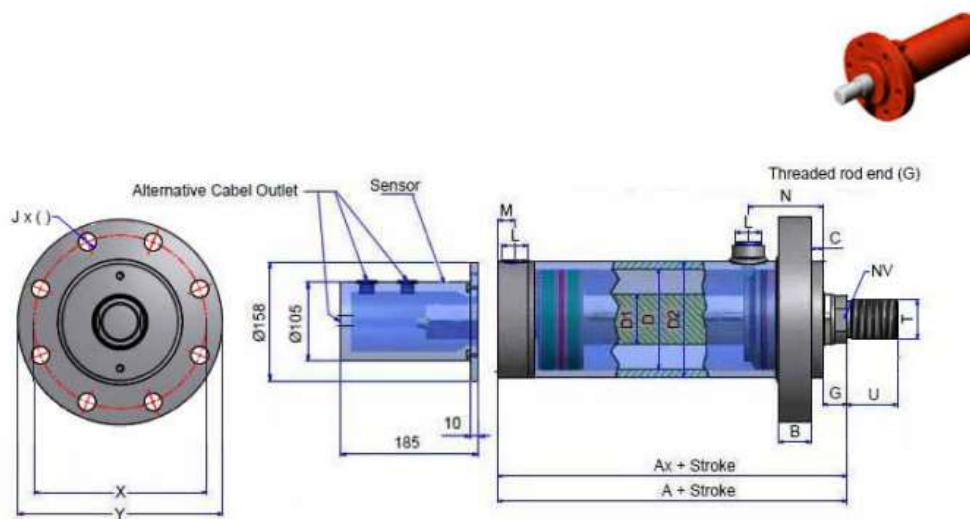
$$\begin{aligned}
 3. \quad F &= \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_0}{n \cdot l^2} \\
 &= \frac{\pi^2 \cdot 206000 \cdot 125664}{4 \cdot 1245^2} \\
 &= \underline{41208 \text{ N}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 l &= 1245 \text{ mm} \\
 n &= 4
 \end{aligned}$$

$$4. \quad 41,2 \text{ kN} > 33 \text{ kN} \quad \text{OK } \checkmark$$

Figur 28: Beregning tippesylindere

5.8.2 Løftesylinger



Figur 29: Tegning av sylinder CD25-63/40x515-AG-HC

Vi har gjort samme beregninger som for tippesylindere for å bekrefte valget:

1. Knekk-kraft på en stang (en ende innspent, andre ende fri) som tilsvarer maksimum slaglengde med det minste annet arealmoment (I), det vil si en søyle med samme diameter som stempelstangen. Dette anser vi som en konservativ tilnærming.
2. Treghetsradius (i) og slankhetsforhold (λ) for stangen
3. Maksimum tillatt belastning basert på slankhetsforhold og en sikkerhetsfaktor på 4, som er det påkrevde sikkerhetsfaktor i DNVGL-CG-0194, kapittel 3.2.
4. Bekrefter at maksimum tillatt belastning er større enn beregningslast på 2500kg (25kN)

$$1. F_k = \frac{\pi^2 E \cdot I_0}{L_f^2}$$

$$= \frac{\pi^2 \cdot 206000 \cdot 125664}{1200^2}$$

$$= 177425 \text{ N}$$

$$E = 206000 \text{ N/mm}^2$$

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$= \frac{\pi 40^4}{64}$$

$$= 125664 \text{ mm}^4$$

$$2. i = \sqrt{\frac{I_0}{A}}$$

$$= \sqrt{\frac{125664}{1257}}$$

$$= 10 \text{ mm}$$

$$L_f = 600 \cdot 2$$

$$= 1200 \text{ mm}$$

$$\lambda = \frac{L_f}{i}$$

$$= \frac{1200}{10}$$

$$= 120$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$= \frac{\pi 40^2}{4}$$

$$= 1257 \text{ mm}^2$$

$$3. F = \frac{\pi^2 E \cdot I_0}{4n l^2}$$

$$= \frac{\pi^2 \cdot 206000 \cdot 125664}{4 \cdot 4 \cdot 600^2}$$

$$= 44356 \text{ N}$$

$$l = 600 \text{ mm}$$

$$n = 4$$

$$4. 44,356 \text{ kN} > 25 \text{ kN} \quad \text{OK } \checkmark$$

Figur 30: Beregning løftesyliner

5.9 Roboter

Det har vært en stor utvikling i samarbeidende robot (cobot) teknologi de siste årene som bør kunne tilby mange fordeler i forhold til tradisjonelle industri-roboter. Gruppen ønsket å undersøke om det vil være mulig å ta slike roboter i bruk i dette tilfelle. Ifølge (Marr, 2018) er coboter:

- Easy to program: No programming expertise is needed to set up and operate cobots quickly. Often, they are virtually plug and play or easily programmed through a tablet or by adjusting the cobot's arms.

- Fast to setup: Unlike traditional industrial robots that take weeks to be operational, the setup time for most cobots is just a few hours.
- Flexible: Traditional robots are often bolted to the floor and deployed for a particular application. Cobots are flexible and mobile, don't require a lot of space and can be redeployed very easily to support new and multiple applications.
- Safe: Cobots don't need safety cages to keep your human workforce safe on the job when they are working. They can sense obstacles and adjust their speed or reverse to avoid crashing into humans (or other obstacles).

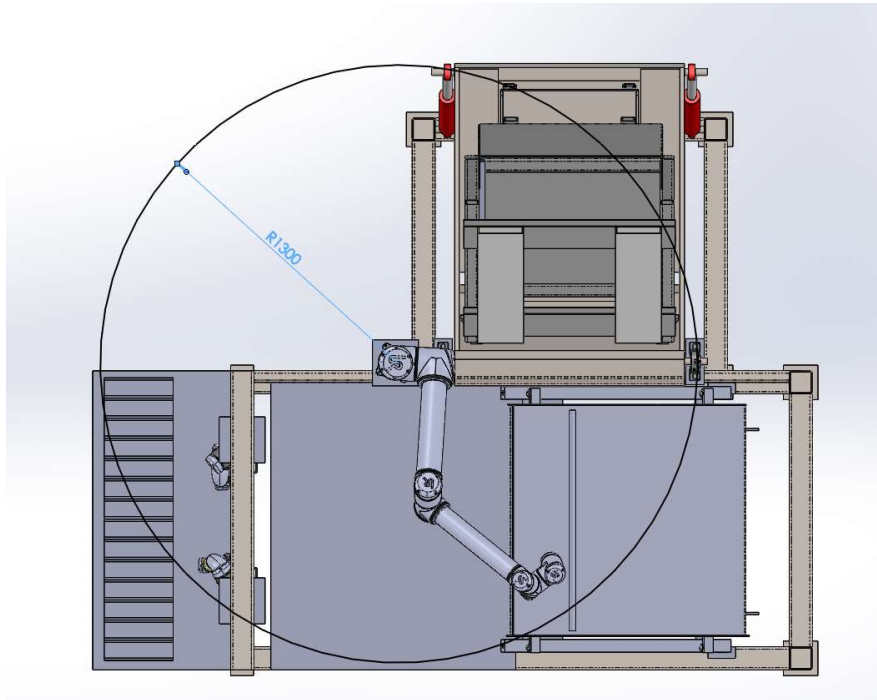
5.9.1 Stangmating

Det er to hoved begrensninger ved bruk av coboter: rekkevidde/vekt forhold, og hastighet. En robot eller cobot for stanghåndtering må kunne løfte en stang (snitt vekt 4,5kg) på en maksimum radius på cirka 1300mm. Det må levere minst 9 stenger i minuttet til matebordet.

Med disse krav som utgangspunkt undersøkte gruppen følgende coboter på Internettet:

Leverandør og Navn	Maks vekt	Maks rekkevidde	Kommentar
KUKA iisy	3kg	600mm	Ikke egnet
KUKA iiwa	7-14kg	800-820mm	Ikke egnet
ABB YuMi IRB 14000	0,5kg	500mm	Ikke egnet
Universal Robots UR5	5kg	850mm	Ikke egnet
Universal Robots UR10	10kg	1300mm	Egnet

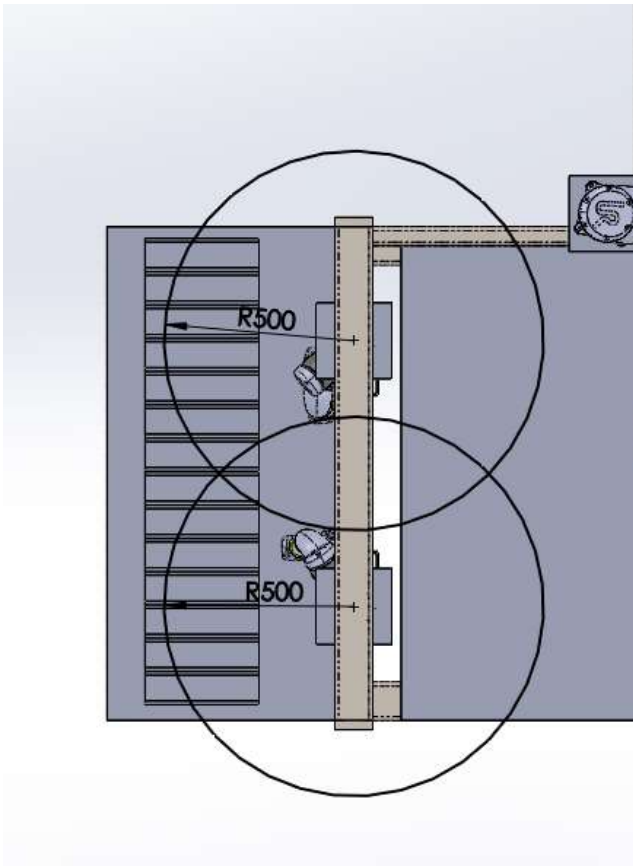
Med denne informasjonen valgte vi UR10 fra Universal Robots til denne oppgaven i vårt forslag. En leverandør ble kontaktet (Cobotnor), og de bekreftet ut ifra spesifikasjonene som ble oppgitt, at UR10 var i stand til å utføre oppgaven, samt levere minst 9 stenger i minuttet.



Figur 31: Radius til cobotarm UR10

5.9.2 Øremating

Hverken vekt på ørene eller rekkevidden er av stor betydning i forhold til denne oppgaven, og det er flere coboter som er i stand til dette. Når UR10 er valgt til stangmating er det da standardisering av utstyr og leverandør som fører oss til å anbefale UR3 fra Universal Robots. Når 18 ører skal leveres i minuttet er det vår anbefaling at 2 uavhengige coboter blir montert for denne oppgaven slik at hver robot leverer 9 ører i minuttet, som skal være godt innenfor maksimumshastighet.



Figur 32: Radius til cobotarmene UR3

5.10 FEM-analyser

Initialbetingelser

For alle FEM-analysene er det blitt benyttet SI-enheter og det samme materialet, stål AISI 316L. Videre er analysene utført tredimensjonalt med solide elementtyper.

Modellering

Begrenser modellen til kun essensielle komponenter, dette for å unngå unødvendige kompleksitet i geometri som vil lede til en betraktelig økning av antall elementer i analysen.

Disse komponentene anses og ha en neglisjerbar virkning både på konstruksjonens styrke og spenningsbilde.

Mesh

Kommandoen smartsize benyttes til å konstruere nettverket av noder og elementer, denne kommandoen tar spesielt hensyn til kompleksiteter i geometri som for eksempel simulerte sveisefuger. Programvaren vil dermed automatisk generere finere nettverk ved disse komplekse geometriene, mens store flater uten ujevnheter, hull eller skarpe kanter vil få et grovere nettverk. Fint nettverk er spesielt viktig ved områder der det forventes store spenningskonsentrasjoner, dette for å unngå spenningssingularitet.

Grensebetingelser

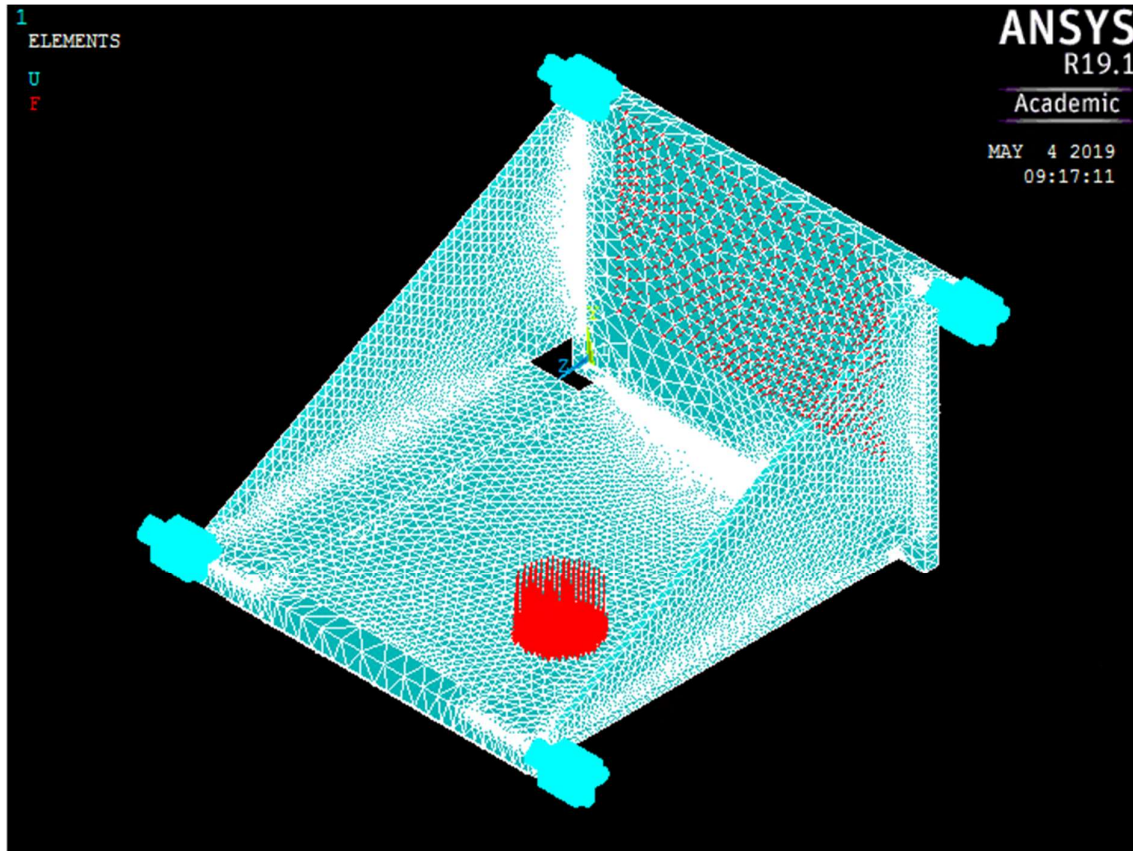
Angir grensebetingelser som utgjør en tilnærming til mobiliteten av de mest rigide komponentene som inngår i den aktuelle analysen.

Krefter

Last blir simulert ettersom hvordan vekt fra fullastet stangkasse virker på aktuell komponent som inngår i analysen.

5.10.1 Frontplate

Komponenter som blir inkludert i analyse av sveiseforbindelser er frontplate, bunnplate, akslinger og avstivere. I tillegg modelleres kilsveis mellom løfteplate og frontplate, samt avstivere og frontplaten i form av volum med triangulært tverrsnitt som strekker seg langs langsiden på kontakthjørnene.



Figur 33: Tippebord med påsatte krefter

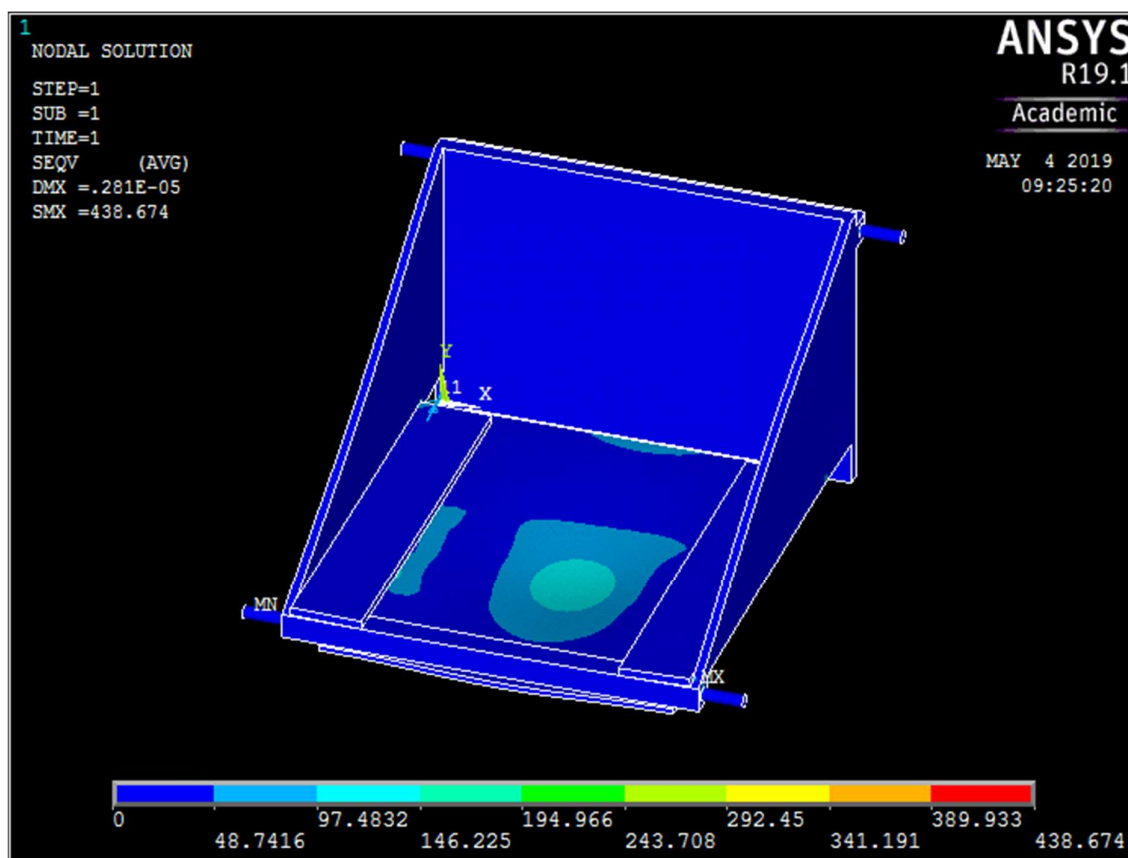
Fremgangsmåten

1. Modellere og sammenføye aktuelle komponenter
2. Sette på innfestninger på akslingene i tre frihetsgrader (x,y,z).
3. Tilegne konstruksjonen beregnet last i y, -og x-retning.
4. Kjør FEM-analysen.
5. Evaluere lokale spenninger, hente ut spenninger ved sveise-tå for videre hot-spot beregninger for utmatting.

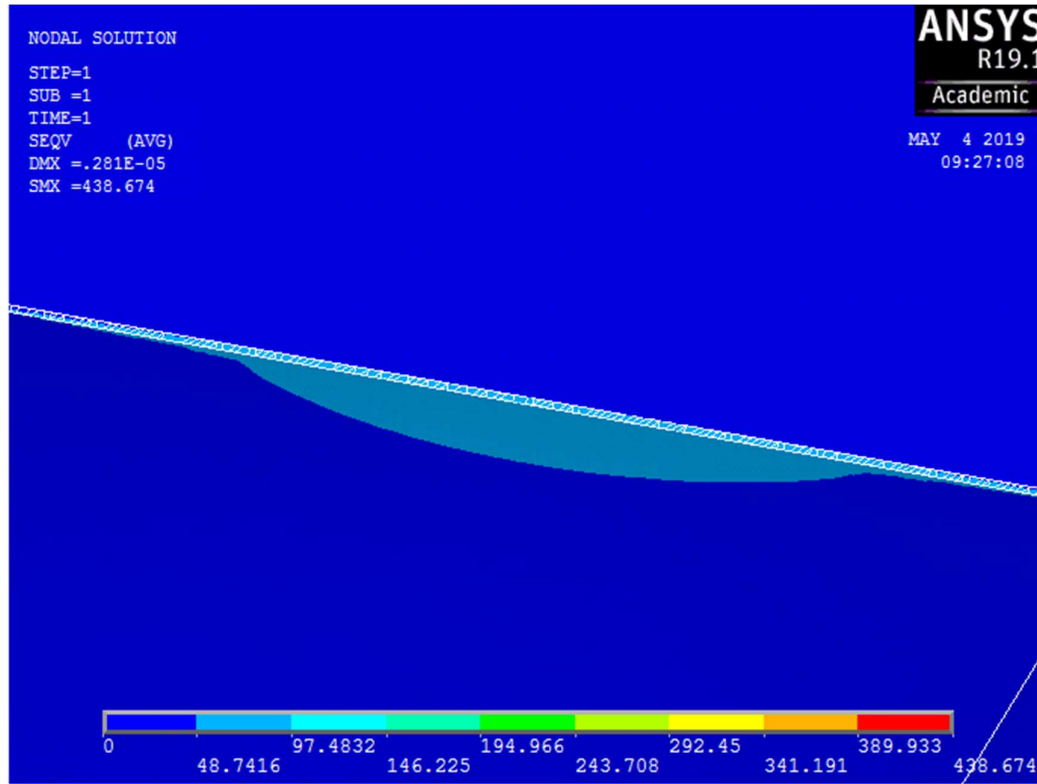
Resultat

Som grafisk representert i figur 34 er forekomsten av lokale spenninger relativt lav over frontplate og avstivende trekantplater. For sveisefugene er største tilfelle av lokale spenninger i overgangen mellom frontplate og løfteplate, samler derfor data fra punkt ved denne sveisetåen for videre utmattingsberegninger. Punktene befinner seg 8 mm (punkt A) og 64 mm (punkt B) fra sveisetåen, der $\sigma_A=57.6$ MPa og $\sigma_B=42.75$ MPa.

Lokale spenninger overstiger bare et kritisk nivå ved aksling for tippesyndler, tilpasser derfor akslingsdiameter til 75 mm som samsvarer med dimensjonert verdi i kapittel 5.5.2 og gjennomfører ny analyse.



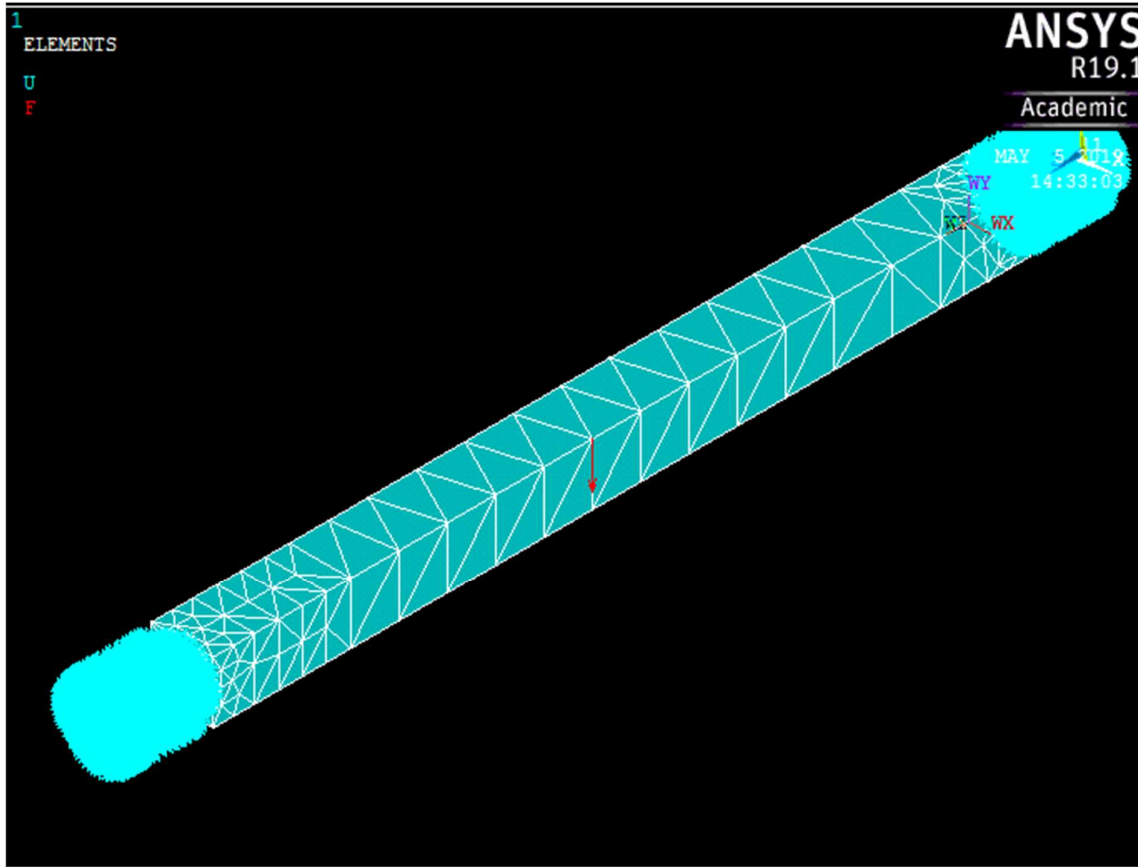
Figur 34: Resultat tippbord



Figur 35: Resultat sveisefuge mellom frontplate og løfteplate

5.10.2 Tippeaksling

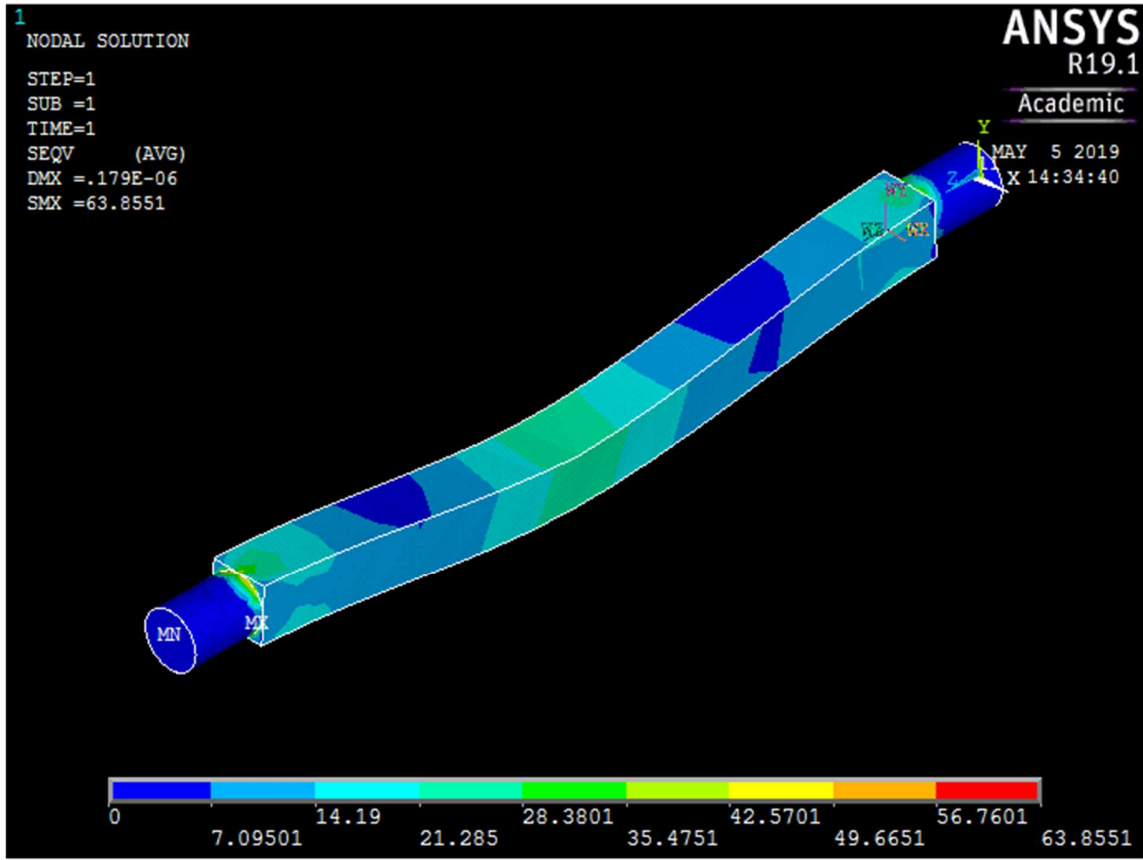
Komponenter som blir inkludert i analysen er aksling med sveiseforbindelser. Kilsveis som sammenfører aksling er modellert i form av et triangulært tverrsnitt som brer seg langs omkretsen til akslingen.



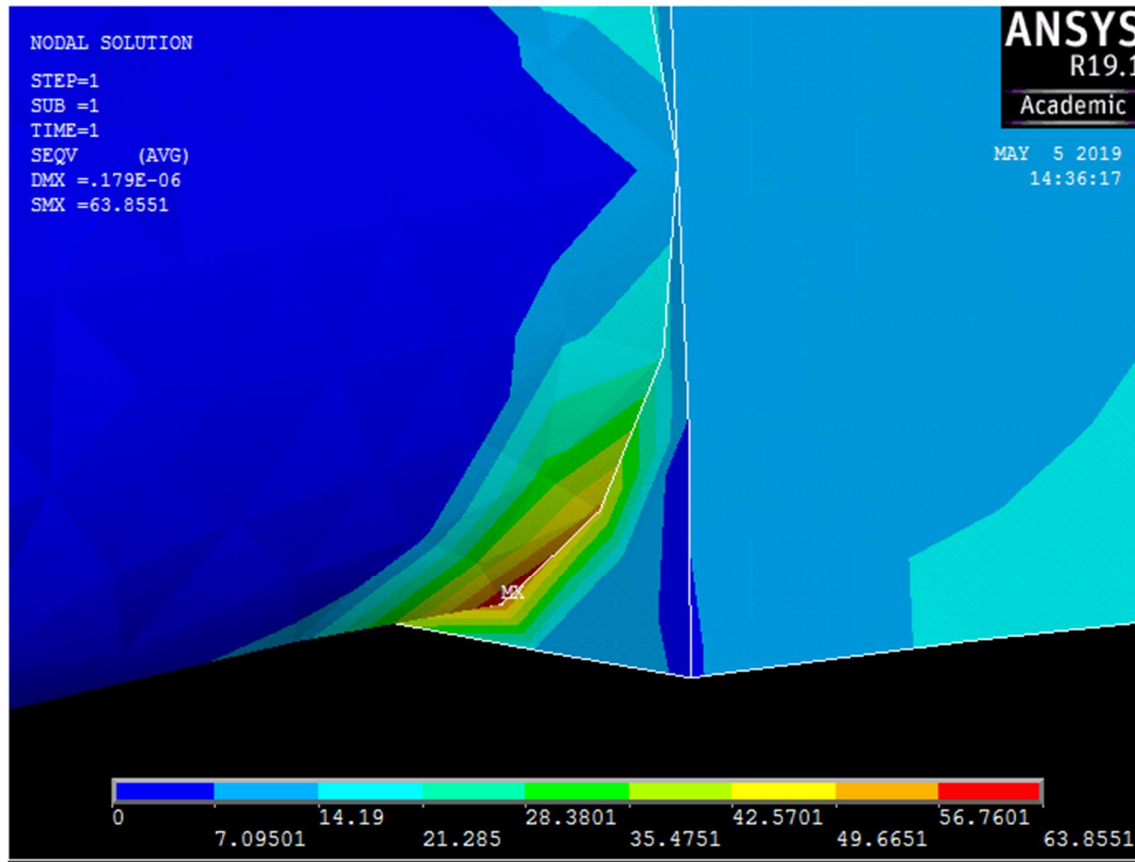
Figur 36: Tippeaksling med påsatt last

Fremgangsmåten

1. Modellere og sammenføye aktuelle komponenter
2. Sette på innfestninger på akslingene i tre frihetsgrader (x,y,z).
3. Tilegne konstruksjonen beregnet last i y-retning.
4. Kjør FEM-analysen.
5. Evaluere lokale spenninger, hente ut spenninger ved sveise-tå for videre hot-spot beregninger for utmatting.



Figur 37: Resultat tippeaksling



Figur 38: Resultat sveisefuge tippeaksling

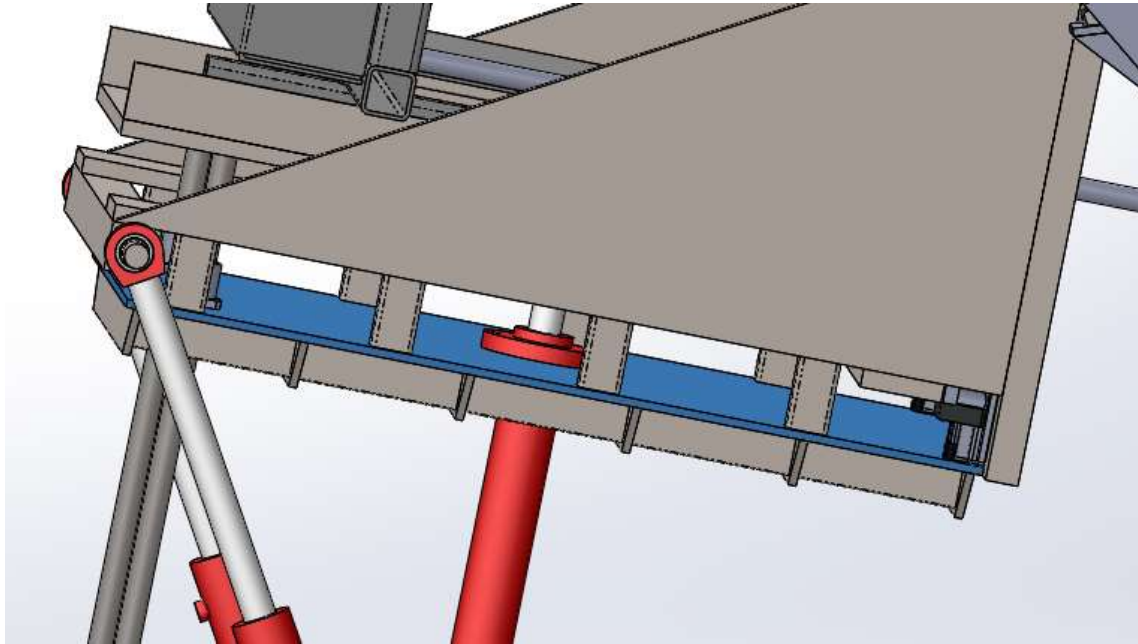
Resultat

Opptredende spenninger over hele konstruksjonen er forholdsvis lave, der de befinner seg på et nivå i underkant av 50% av flytegrensen til materialet, der største forekomst av spenningskonsentrasjon finner sted i sveisefugene. Samler data om lokale spenninger for punkt ved sveisetåen som videre kan benyttes i utmattingsberegning. Punktene befinner seg 14.07 mm (punkt A) og 77.98 mm (punkt B) fra sveisetåen, der $\sigma_A=36.54$ MPa og $\sigma_B=20.35$ MPa.

5.10.3 Løfteplate

Stangkasse med stenger skal bli hevet og senket av en sylinder som er montert i en løfteplate. Kasse med stenger er anslått til å veie 2500kg, avrundet til 25kN. Gruppen har utført en FEM-analyse på denne plate i Solidworks for å gjøre opp en mening om riktig dimensjon og

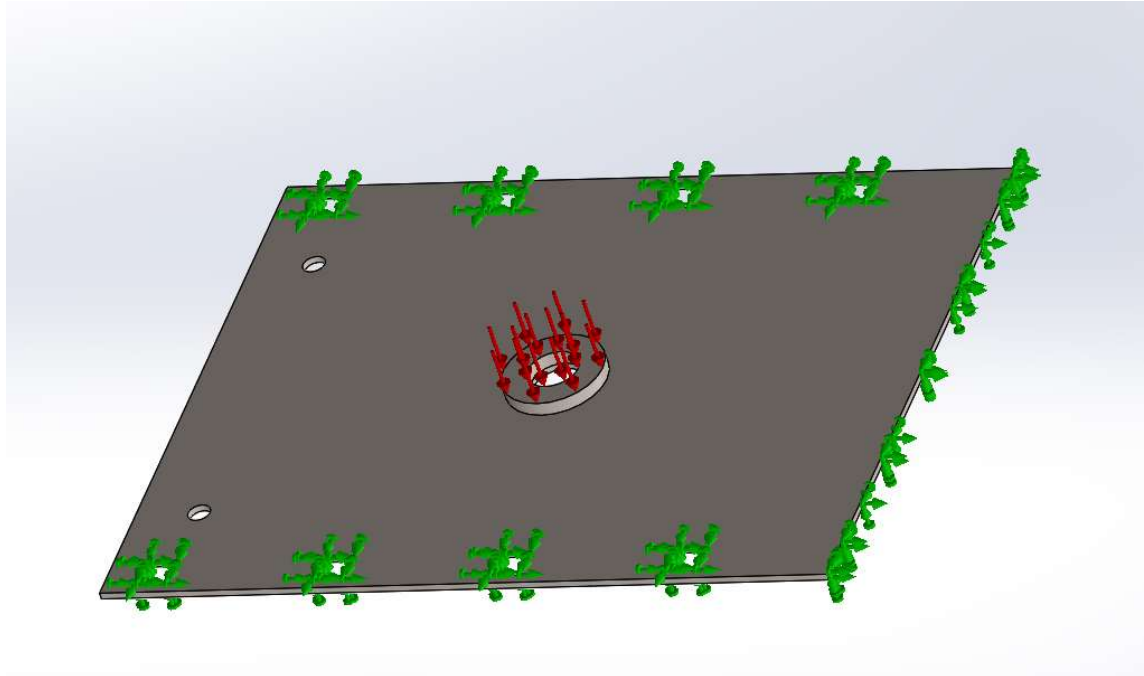
utforming. Dimensjon og utforming er også påvirket av utstyret som er montert på og i plate. Som med det øvrige utstyret er det valgt AISI 316l som materiale.



Figur 39: Løfteplate i modell som viser innfestingen og påmontert sylinder

Fremgangsmåten

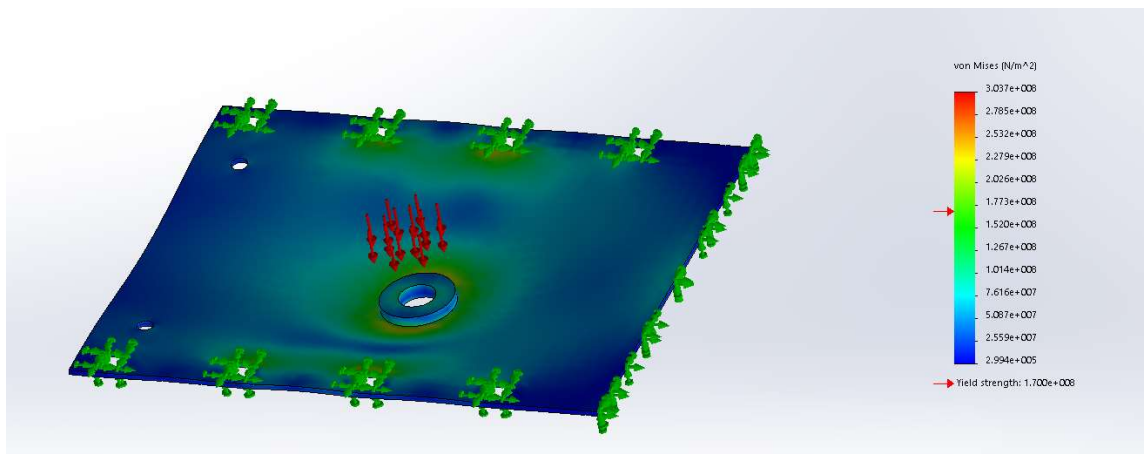
1. Modellere hull i platen som tilsvarer festepunktene
2. Modellere en flate på plate som tilsvarer flens på sylinder
3. Sett på innfestninger og laster (25kN / flensareal) som vist i Figur 40: Løfteplate med påsatt last og innfestninger
4. Kjører FEM-analysen og analyserer resultat
5. Gjører nødvendige designendringer



Figur 40: Løfteplate med påsatt last og innfestninger

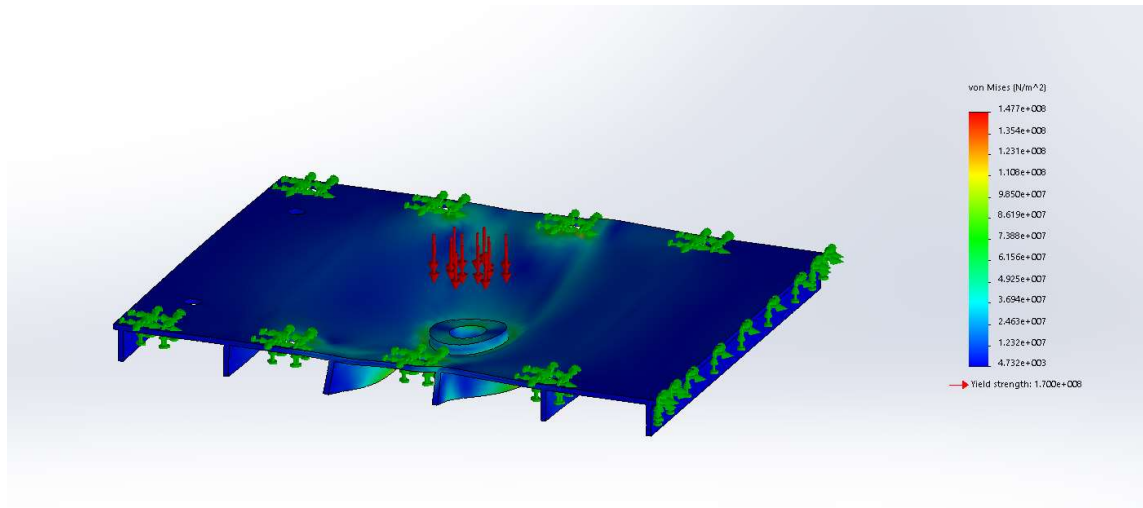
Resultat

1. Første analysen på plate viste at von Mises spenningene vil overstige flytespenning betraktelig flere steder på platen. Breddeavstivninger ble modellert og FEM-analysen kjørt på nytt.



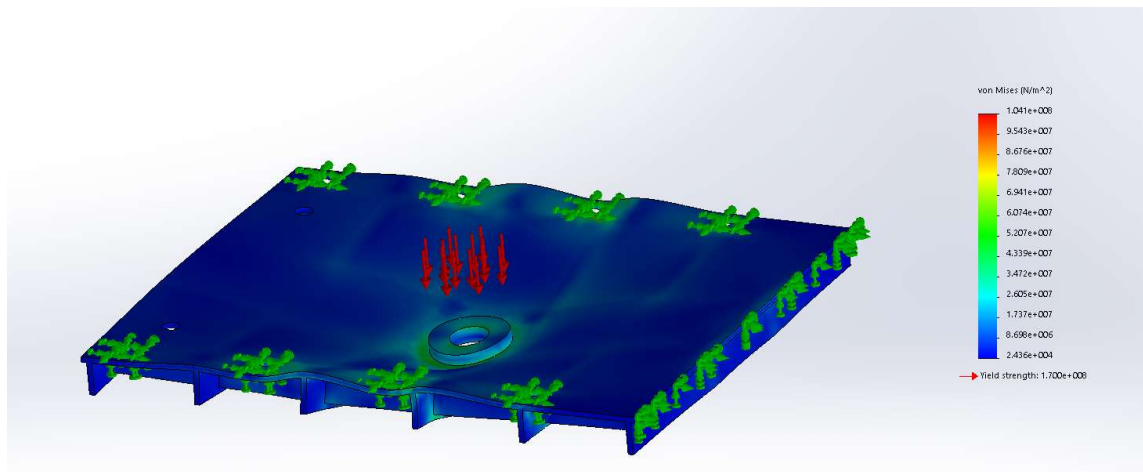
Figur 41: Resultat av FEM-analysen på plate uten avstivninger

2. Med avstivning kun på bredden var alle spenninger på plate under flytespenning. De høyeste spenninger lå på cirka 87% av flytespenning.

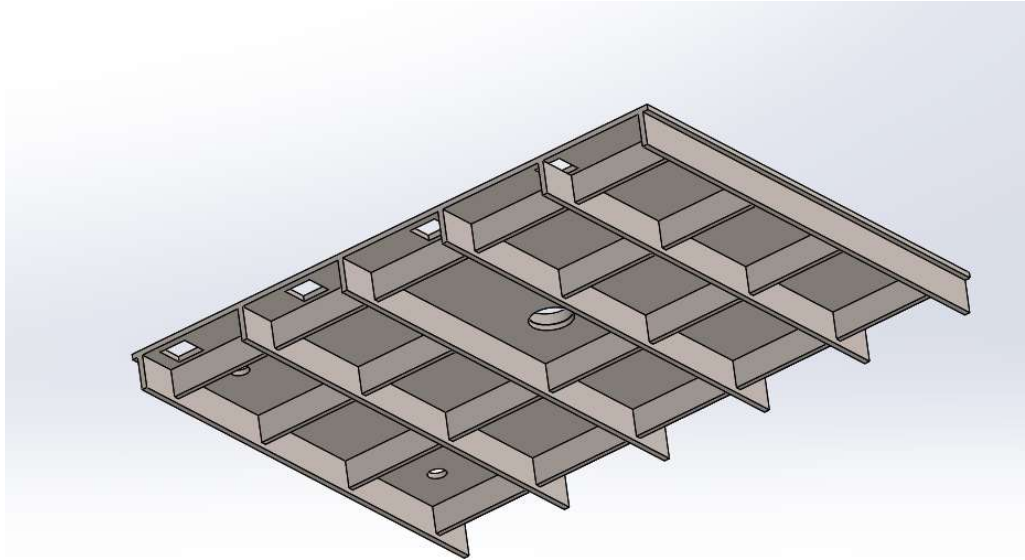


Figur 42: Resultat av FEM-analysen med breddeavstivninger

3. For å få endre bedre sikkerhetsmargin til flytespenning modellerte vi i tillegg avstivning i lengderetning. Maksimum von Mises spenning var nå på cirka 61% av flytespenning. Dette anser vi som et akseptabelt resultat.



Figur 43: Resultat av FEM-analysen med avstivning i bredde- og lengderetning



Figur 44: Avstivning på løftebord i bredde- og lengderetning

5.11 Utmatting

5.11.1 Frontplate

Benytter lokale spenninger beregnet ved hjelp av FEM-analyse i kapittel 5.10.1, benytter disse verdiene til å finne hot-spot-spenning i sveisetåen med hjelp av ekstrapolering og ligning 26:

$$\sigma_{HS} = \sigma_B \cdot B \cdot ((\sigma_B - \sigma_A) / (B - A))$$

$$\rightarrow 42.75 \cdot 64 \cdot ((42.75 - 57.6) / (64 - 8)) = 59.7 \text{ MPa}$$

Sveiseklasse for frontplate hentes fra standard DNVGL med sammenligning av oppførte klasser. Sveiseklasse F fra tabell A-7 anses som en konservativ tilnærming for den aktuelle beregningen, dette på grunn av at denne klassen omfatter vertikal plate sammenføydd en bunnplate med kilsveis uten avstivere. Utmattingsgrensen for denne sveiseklassen for

konstruksjoner i et korrosjonsfritt miljø er 41.52 MPa for 10 millioner sykluser (tabell 2.4.5 DNVGL-RP-C203), beregner derfor utmatting på grunnlag av SN-kurven som befinner seg for 1 million sykluser. Dette medfører $m=3$, $\log a=11.455$, $t_{ref}=25$ mm og $k=0.25$.

$$\log N = \log a - m \cdot \log \left(\sigma_{HS} \left(\frac{t}{t_{ref}} \right)^k \right) = 11.455 - 3 \left(59.7 \left(\frac{40}{25} \right)^{0.25} \right) = 5.97$$

$$\rightarrow N = 9.33 \cdot 10^5 \text{ sykluser}$$

5.11.2 Tippeaksling

Benytter lokale spenninger beregnet med hjelp av FEM-analyse i kapittel 5.10.2, benytter disse verdiene til å finne hot-spot-spenning i sveisetåen med hjelp av ekstrapolering, ligning 26:

$$\sigma_{HS} = \sigma_B \cdot B \cdot ((\sigma_B - \sigma_A)/(B - A))$$

$$\rightarrow 20.35 \cdot 77.98 \cdot ((20.35 - 36.54)/(77.98 - 14.07)) = 40.1 \text{ MPa}$$

Beregnet hot-spot-spenning ved sveiståen benyttes til å beregne antall sykluser til brudd, videre benyttes SN-kurve fra DNVGL for konstruksjon i korrosjonsfri miljø.

Utmattingsgrensen for slike konstruksjoner er 67.09 MPa for 10 millioner sykluser (tabell 2.4.6 DNVGL-RP-C203), beregner derfor utmatting på grunnlag av SN-kurven som befinner seg etter dette stadiet. Dette medfører $m=5$, $\log a=16.13$, $t_{ref}=16$ mm og $k=0.25$.

$$\log N = \log a - m \cdot \log \left(\sigma_{HS} \left(\frac{t}{t_{ref}} \right)^k \right) = 16.13 - 5 \cdot \log \left(40.1 \left(\frac{75}{16} \right)^{0.25} \right) = 7.27$$

$$\rightarrow N = 1.86 \cdot 10^7 \text{ sykluser}$$

5.11.3 Lager

Levetid i antall sykluser for kulelager 61817 (SKF-katalog) blir beregnet med ligning 15, der $p=3$ (for kulelager), $P=F_r$ og dynamisk bæreevne for valgt lager er $C=19.5$ kN:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{19.5}{9.3} \right)^3 = 9.22 \cdot 10^6 \text{ sykluser}$$

Tatt i betraktning at turtallet til akslingen er svært lavt grunnet lav frekvens for bytte av kasser, vil beregnet levetid i sykluser tilsvare en konservativ dimensjonering av kulelager.

6 Diskusjon og konklusjon

6.1 Diskusjon av metode

6.1.1 Forstå problemstilling

Diskusjon med ledelsen

Hovedmålet for driftsledelsen er å automatisere en ensformig, repeterende manuell arbeidsoperasjon som kan føre til reduksjon av belastningskader påført operatørene som arbeider i Nikkel Service avdelingen. En eventuell løsning er begrenset av strukturelle-, produksjons- og økonomiske aspekter.

Hovedbegrensningen for valg av løsning er tillatt montasjetid: dette er en driftskritisk maskin som ledelsen kan tillate et maksimum stopptid på 2 arbeidsdager pluss en helg. Lengre stopptid enn dette vil gå utover produksjon av nikkel, som vil føre til et betydelig økonomisk tap for bedriften. Dette gir en montasjetid på 4 dager. Det er ikke unormalt at en testkjøringsfase vil føre til en del komplikasjoner, men et hvilken som helst løsning må ta hensyn til at 17576 plater må bli produsert per uke (se kapittel 3.2).

Annen vesentlig bakgrunnsinformasjon fra driftsledelsen og gruppeleder for Service avdelingen er at maskinen kjører på tilnærmet maksimum produksjonsrate, med punktsveising som flaskehalsen. Øker de raten på maskinen til høyere enn 17576 plater i uken får de dårligere sveis og dermed øker vrakprosenten betraktelig.

Ledelsen har også satt en økonomisk ramme rundt en eventuell løsning på NOK 5M, med mindre det kan bli bevist at løsningen vil ha en tilbakebetaling på mindre enn eller likt 5 år.

Diskusjon med operatørene

Det som hovedsakelig kom frem i diskusjonene med operatørene er at det er flere operatører som har utviklet belastningsskader i skulder og arm etter mange år med arbeid på denne maskinen. De mener selv at det er en årsakssammenheng mellom stangoverføring og belastningsskadene de har fått. Det kom frem at det har blitt gjort flere forsøk på å finne en løsning for stangoverføring, uten at noen av disse har blitt vellykket. Det er en oppfatning blant operatørene at stangoverføring er en vanskelig oppgave å få automatisert, men de ønsker alle forsøk velkommen.

Analyse av produksjonstall

Analysen bekrefter at en eventuell automatisk løsning må levere minst 8 stenger og 16 ører i minuttet hvis den skal levere i henhold til GNN sine mål.

Variabler

Hvis Nikkelverket skal automatisere stang- og ørestasjon er det følgende variabler som må tilfredsstilles:

- Produksjonsvolum
- Produksjonsrate
- Produksjonspålitelighet

Produksjon av startingplater er basert på 7,5 timer per dag, 5 dager i uken.

Pålitelighetsproblemer er håndtert ved bruk av overtid eller helgearbeid. Overtidsarbeid er regulert av Norges lover samt lokale overenskomster, og må betraktes som en begrenset ressurs. Pålitelighet vil derimot være et viktig design kriterium for en fremtidig løsning.

Ørene er produsert etter strenge krav, og det resulterer i et standardisert produkt som er brukt en gang. Dagens mating av ører er utført ved bruk av vakuumpress, som er en robust og driftssikker metode. Ørene ble ikke ansett som en kilde til pålitelighetsproblemer for en automatisert løsning.

6.1.2 Idémyldring

Idémyldringen førte til en del idéer som ble vraket, og to idéer som gruppen vurderte i det videre «metode» arbeidet.

Stangoverføring – vraket idéer

Idéer for stangoverføring som gruppen mente ikke vil kunne brukes, med en kort oppsummering av hvorfor idéen ble vraket:

Mekanisk gripeverktøy som henter stengene direkte fra kasse (robot eller fast arm) – vraket fordi stengene er stablet på en måte som gjør det tilnærmet umulig for et gripeverktøy å få tak i en stang av gangen.

Hjul (en eller flere i rekke) som drar stengene ut av kasse ved bruk av friksjonskrefter – vraket fordi friksjonskreftene mellom stengene øker når stengene presses sammen. Det ble ansett som vanskelig å sørge for at kun de ønskede stengene skulle følge med, kontroll på stengene i bevegelse vanskelig å opprettholde.

Mekanisk arm som drar eller skyver øverste rad med stenger ut av kasse – ansett som vanskelig eller umulig å få til på en god og konsekvent måte fordi det er stor variasjon i hvordan stengene stables i kasser, og det er lite eller ingen mellomrom mellom stenger og bakvegg i kasse som gir tilgang til et verktøy

Bygge om kasse slik at bakveggen kan fjernes for å gi tilgang til stengene – kassene brukes gjennom hele syklus, i flere maskiner, og ikke minst til transport av stenger med truck. En ombygging vil være nødt til å ta hensyn til mange krav og bruksområder, og var ansett som mindre hensiktsmessig å gjennomføre.

Stangoverføring – idéer som gruppen jobbet videre med

Magnetisk overføring av stenger – stengene har en kobber kjerne som ikke er magnetisk, men er belagt med nikkel som er veldig magnetisk. Gruppen bestemte seg for å sjekke om nikkelbelegget var tykk nok til å kunne overføre stenger fra kasse til matebord ved bruk av et magnetisk verktøy

Tippeløsning som bruker tyngdekraften til overføring av stenger – gruppen bestemte seg for å vurdere om tyngdekraften kunne tas i bruk på en fornuftig måte for overføring av stenger

6.1.3 Forsøk

Statistisk analyse av stengene

Gruppen konkluderte med at det ikke var stor variasjon i diameter eller vekt på stengene. Dette betyr at en eventuell løsning ikke må håndtere store variasjoner eller avvik i forhold til håndtering av stengene.

Magnetløsning

Gjennom forsøk med elektromagnet ble det ble raskt konkludert at en magnetløsning ikke vil fungere, mest sannsynlig fordi nikkellaget på stengene er for tynt.

Tippeløsning

Som vist i kapitel 2 om friksjon er det mange faktorer med innvirkning på friksjonskoeffisienten mellom to flater. For å oppnå god tilnærming til denne parameteren er det derfor viktig å evaluere komponentene med hensyn til friksjonskriterier. Basert på data hentet fra tabell 2 er statisk friksjonskoeffisient mellom to kontaktflater av nikkel 0.7 for tørre legemer og 0.28 for smurte legemer. Mens dynamisk friksjonskoeffisient mellom nikkelflater er 0.53 for tørre legemer og 0.12 for smurte legemer. Differansen mellom statisk og dynamisk friksjon skyldes at et legeme i bevegelse ikke danner adhesjonskrefter i samme grad som ved statiske kontaktflater. Nevnte koeffisienter uttrykkes med ligning 10 og kan anses som spekter der intervallet beveger seg fra minimum til maksimum. I tilfeller med jevn bevegelse kan det gjøres en antagelse at legemet har overkommet statisk friksjonskraft noe som gjør dynamisk friksjonskoeffisient aktuell for situasjonen. Dette faktum fører til at friksjonskoeffisienten befinner seg på intervallet 0.12-0.53. Forberedning av nikkelstengene inkluderer en rengjøringsprosess der stengene blir avfettet, utsatt for svovelsyre med vann, og til slutt vasket med grønnsåpe. Denne prosessen leder til redusert forekomst av fremmedlegemer, i

tillegg kan bruk av grønnsåpe medføre en smørende effekt. Begge disse faktorene vil medføre en reduksjon av friksjon mellom stengene.

Som vist ved empirisk testing vil nikkelstengene initiere bevegelse og resultere i en jevn bevegelse med en helningsvinkel på 16 grader. Ved benyttelse av Newtons andre lov og friksjonsforhold i ligning 1 og 8 kan koeffisient bestemmes analytisk med følgende uttrykk:

$$\begin{aligned}\sum F = m \cdot a = 0 &\rightarrow F - Ff = 0 \rightarrow F = Ff \rightarrow Fx = N \cdot \mu \rightarrow \mu = \frac{Fx}{N} \\ \rightarrow \mu &= \frac{F \cdot \sin(16)}{F \cdot \cos(16)} = 0.286 \\ \text{Der: } N &= \text{normalkraft og } Ff = \text{friksjonskraft}\end{aligned}$$

Dette resultatet stemmer godt overens med verdi hentet fra litteratursøk ved at den befinner seg innenfor det dynamiske intervallet. Verdien befinner seg omtrentlig midt i dette intervallet som antyder smørende eller andre friksjonsreducerende elementer mellom kontaktflater.

Forsøket viser dermed at en tippvinkel på 16 grader vil føre til at stengene sklir ut av transportkassen. 16 grader er ikke en vinkel som det vil være vanskelig eller problematisk å oppnå ved tipping av en kasse. Design av en tippeløsning for stangmating ble dermed den idéen som gruppen valgte å jobbe videre med i designfasen.

6.1.4 Konklusjon i forhold til problemstillingen

Hovedbegrensning i forhold til en mulig løsning ble identifisert som tillatt montasjetid. Ifølge driftsledelsen må løsningen bli montert i løpet av maksimum 4 dager, og må produsere i henhold til driftsmål fra oppstart (17576 plater i uken).

Lagringsplass for startingplater er begrenset til omtrent 9000 plater, som tilsvarer en halv-ukes produksjon. Sammen med driftsansvarlige har vi vurdert muligheten for en midlertidig økning av lagringsplass for å forlenge montasjetid, men dette er ansett som vanskelig å få til med en minimal innvirkning (lav kost/nytte forhold). En dobling av lagringsplass dobler montasjetid, men 7 dager er fremdeles en stor begrensning i forhold til hvor stor inngrep vi kan utføre på maskinen. Plassbegrensninger i avdelingen gjør det også umulig å bygge en ny maskin i parallell med den eksisterende.

Våre undersøkelser førte til følgende konklusjon om design av et forslag til løsning:

1. være i stand til å levere minst 8 stenger i minuttet (rundet opp fra 7,8)
2. være i stand til å levere minst 16 ører i minuttet (rundet opp fra 15,6)
3. ha en opptid >80%
4. krever en tippeløsning for å få stengene ut av transportkasse

6.2 Diskusjon av løsningsforslag med beregninger

6.2.1 Hva er ikke tatt med i løsning?

Vi har ikke tatt stilling til følgende i vårt løsningsforslag:

1. Vision system for robotene som de vil trenge for å evaluere og velger neste del som skal hentes, samt unngå kollisjoner
2. Strøm til de forskjellige deler som vil ha behov for det
3. Dimensjonering av hydrauliske anlegg til hydrauliske sylindere
4. Innkobling til bedriftens ABB-system
5. PLS og annet styring
6. Dimensjonering og valg av spesifikke type robotverktøy

6.2.2 Dimensjonerte komponenter

Akslinger

Analytiske beregninger gjort av akslingene i henholdsvis kapittel 5.5.1 og 5.5.2 gir diametere på 85 mm for rotasjonsaksling og 75 mm for tippeaksling. FEM-analyse av tippbord viste at tippeakslingen hadde stor forekomst av lokale spenninger med diameter for originalt design

(30 mm) i analysen. Utførte derfor en ny FEM-analyse av aksling med modifisert diameter (75 mm) som samsvarte med beregning i kapittel 5.5.2. Som presentert i kapittel 5.10.2 var forekomsten av lokale spenninger i dette tilfellet på et konservativt nivå, der største spenningskonsentrasjon ble funnet i sveisefugen. Ved utførelse av utmattingsberegninger ved hjelp av hot-spot metoden ble det konkludert at valgt diameter ville gi en tilfredsstillende styrke og levetid.

Diameter for rotasjonsakslingen ble videre beregnet numerisk i FEM-analyse av tippbordet viser at den analytisk estimerte diameteren var noe konservativ ettersom diameteren benyttet i denne analysen var betraktelig lavere (30 mm). Denne diameteren var originalt benyttet i designet av løsningsforslaget og som vist i FEM-analysen var forekomsten av lokale spenninger neglisjerbar for rotasjonsakslingen. På grunn av lav spenningskonsentrasjon vil ikke denne komponenten med aktuell diameter (30 mm) være en utsatt komponent med tanke på utmattingsbrudd. Gruppen anser derfor valg av rotasjonsaksling diameter på 30 mm som konservativ. Ettersom rotasjonsaksling er koblet på kulelager vil diametervalget påvirke seleksjon av lagertype.

Lager

Dimensjonering av kulelager gjennom beregninger i kapittel 5.7 konkluderte med valg av lager W 61817 fra SKF katalogen Gjennom videre utmattingsberegninger ble det vist at dette lageret utsatt for aktuell last vil få en lang levetid. Denne lagertypen ble for øvrig valgt på grunnlag av akslingsdiameter på 85 mm og som argumentert i foregående seksjon ville dette valget være unødvendig konservativt. Utfører derfor en re-seleksjon av lager fra SKF katalog med tanke på en akslingsdiameter på 30 mm. Basert på beregninger gjort i kapittel 5.7 må lageret ha en statisk bæreevne på minimum 18.6 kN, ifølge SKF katalogen dette medføre en innerdiameter/akslingsdiameter på 35 mm med lagertype 207, denne har en statisk bæreevne på 22 kN som er vel innenfor kravet (SKF group, 2018). Videre har dette lageret en dynamisk bæreevne på 27.5 kN, ny gjennomføring av utmattingsberegning med ligning 15 gir dermed:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^P = \left(\frac{27.5}{9.3}\right)^3 = 25.85 \cdot 10^6 \text{ sykluser}$$

Dette resultatet utgjør en enda lenger levetid enn originalt beregnet med større diameter, vil derfor benytte denne lagertypen for tilhørende rotasjonsaksling med diameter lik 35 mm.

I situasjonen dette lageret vil bli benyttet ville det vært åpent for andre løsninger, som for eksempel glidelager. Årsaken bak initialvalget av kulelager og videre dimensjonering av nettopp kulelager var at gruppen anså kvaliteter med denne produkttypen som fordelaktig for konstruksjonen. Som nevnt i kapittel 2.3.4 er hovedforskjellen mellom glidelager og rullingslager hvordan friksjonen varierer forskjellige med turtall, der glidelager opplever en gradvis reduksjon av friksjon ved økende turtall. Ved lave turtall vil friksjonskraften for glidelager være høy, behov for smøring av slike lagre er en konsekvens av denne faktoren. I motsetning til glidelager opplever rullingslager tilnærmet den samme forholdsvis lave friksjonskraften ved både lavt og høyt turtall. Rullingslager er gunstig å benytte for akslinger under lavt turtall utsatt for kraftige støtbelastninger, med andre ord akslinger under statisk belastning (Johansen, 2010), som er tilnærmet situasjonen for gjeldende konstruksjon.

Sveis

Gjennom beregningene gjort i kapittel 5.6 ble det vist at jevnførende spenning i de mest utsatte sveisefugene på konstruksjonen var innenfor et akseptabelt og konservativt nivå med et a-mål på 14 mm (plater) og 8 mm (tippeaksling). Denne bekreftelsen ble videre underbygget gjennom FEM-analyse der de største forekomstene av lokale spenninger befant seg på et forholdsvis lavt nivå i og ved sveisetåen. De mest utsatte områdene var for øvrig sveis mellom frontplate og løfteplate, samt sveis ved tippeaksling. Det ble derfor utført utmattingsberegning av disse sveisene, der hot-spot-spenninger fra FEM-resultat ble benyttet. Resultatene fra disse beregningen gav en levetid på 9.33 millioner sykluser (frontplate), tar man i betraktning at antall sykluser hver dag er om lag 5 vil dette resultere i svært lang levetid.

Plater

For å bedømme valg av platetykkelse ble det utført FEM-analyser på plater gruppen anslo som essensielle, dette inkluderte frontplate og løfteplate, begge med avstivere. Plater som ikke ble inkludert i disse analysene ble selektert bort basert på diskusjon og analytiske estimat innad i gruppen. Dette inkluderer komponenter som eksempelvis mateplaten som påkjennes av last fra et forholdsvis lite antall stenger, og løftebord. Resultat fra FEM-analysene viser at valgte platetykkelse ikke vil medføre komplikasjoner i forhold til lokale spenninger. Største

tilfellet av lokale spenninger var for løfteplaten, der maksimale opptredende spenninger resulterte i om lag 61% av flytegrensen. Dimensjoneringen av platene kan dermed konstateres som konservativ, i enkelte tilfeller kan det argumenteres for at komponenter er overdimensjonerte.

Løftesylinger

Hovedparametere i forhold til valg av løftesylinger har vært stabilitet, løftekapasitet og monteringsmetode. Sylinder skal løfte stangkassetten ~30mm av gangen, så her er hastighet ingen vesentlig begrensning på valg av sylinder.

Løftesylinger skal håndtere en last på 25kN. Løftesylinger er festet i bunnplate som tiltes sammen med stangkasse. Ifølge sylinderkalkulatoren på www.servi.no er sylinder CD25-63/40x600-AG-HC et mulig valg. På bakgrunn av denne kalkulasjonen ble det utført videre beregninger av sylinder som bekreftet et konservativt valg.

Tippesylinger

De viktigste parametere i forhold til valg av tiltsylindere har vært løftekapasitet og stabilitet med hensyn på knekking. Sylindere skal tilte stangkassetten etter at den er plassert på løftebordet, og så tippe tilbake når kassetten er tom. Hastigheten til disse operasjonene er mindre vesentlig, og er dermed ikke satt som en viktig parameter for valg av sylinder.

Det er valgt dobbeltvirkende sylindere med «spherical ball mounts» i begge ender for å håndtere endring i vinkel under tilt opp og tilt ned. Ifølge dimensjoneringskalkulator på websiden til Servi AS er sylinder CD25-63/40x515-SS-HC den minste som tåler en slaglengde på 500mm, som vi trenger for å oppnå riktig vinkel til stengene.

Lasten vil noen ganger være skjevfordelt ettersom stengene ikke alltid ligge jevnt fordelt i kassen. Det er modellert to sylindere til tippesfunksjonen for å oppnå maksimum kontroll på lasten under tipping. At begge sylindere er dimensjonert for å håndtere maksimum last betyr

at det er en naturlig redundans i systemet: ved svikt av én sylindere vil ikke hele systemet svikte.

Som vist over, må akslinger på tippebord øker i diameter til 75mm. Tippetysylinder i modellen har en K-mål (spherical ball with bushing) på 30mm basert på den opprinnelige modellert aksling. Denne økning i akslingdiameter til 75mm må tas med i betraktninger rundt valg av tippetysylinder videre.

Oppsummering

Ved overdimensjonering av komponentene som inngår i konstruksjonen vil konsekvensene manifestere seg i økt vekt og dermed høyere materialkostnader. For konstruksjoner der masse er en flaskehals i forhold til optimalisering vil overdimensjonering være uønsket, det vil da være naturlig å designe konstruksjonen etter fail-safe prinsippet beskrevet i kapittel 2.1.1. Med valgte dimensjoner vil samlet masse av tippebordet være om lag 800 kg, noe som allerede er blitt tatt i betraktning ved utførelse av utmattingsberegninger og dimensjonering av løftesyndere. Videre konstaterte utmattingsberegningene av tippebordets utsatte komponenter at levetiden er av en slik dimensjon at designet vil samsvare med safe-life prinsippet. Øvrige komponenter som er påmontert konstruksjonen som løftesyndere og lager, er som vist konservativt dimensjonert med lang levetid, men kan skiftes ut ved eventuelt behov. Som nevnt vil også konservativ dimensjonering lede til økning av materialkostnader, dette må inkluderes i en helhetlig økonomisk betraktning av prosjektet som følger i kapittel 6.3.

6.3 Diskusjon av økonomi og effektivisering

Ved evaluering av lønnsomheten til løsningsforslaget er det flere faktorer som må inkluderes i betraktningen. Etersom produksjonsraten til anretningen allerede er definert av kapasiteten til sveisemaskinen som får tilført stengene, som per dags dato er opprettholdt, vil ikke denne løsningen lede til økt produktivitet av startingplater. Økonomisk gevinst i form av en produksjonsøkning kan derfor ikke inkluderes i lønnsomhetskalkylen. Arbeidsoppgavene mating av ører og stenger blir foreløpig utørt av tre ansatte som rullerer mellom disse to, samt en rekke andre oppgaver, der det gjennomsnittlig alltid er en person som utfører en av disse

oppgavene. Dette er kompetent og faglært arbeidskraft som hovedsakelig utfører oppgaver der kompetansen er relevant, men som i tillegg må bruke unødvendig mengde med tid på mateprosessen. Ved automatisering av denne prosessen vil det kunne frigjøres ett årsverk fra dette produksjonsleddet i GNN. I tillegg kan automatiseringen også bidra til en reduksjon i eventuelle skader og sykefravær som kan oppstå ved utføring av repetitive og ergonomisk ugunstige arbeidsoppgaver. GNN har en policy om utfasing av manuelle arbeidsoppgaver ved automatisering som sier at personale ikke skal miste ansettelsen når dette inntreffer, men heller blir omplassert til andre oppgaver. Dette løsningsforslaget kan derfor betraktes som initiativ til å bedre arbeidsmiljøet, i tillegg til en mulighet for videre effektivisering ved tilføring av faglært kompetanse uten behov for videre ansettelser, men heller optimalisering av eksisterende arbeidskraft. Slike elementer er direkte koherent med kjente effektiviseringsteorier, som for eksempel LEAN, der man evaluerer organisasjonen og strukturerer etter hva som bedrer lønnsomhet eller kundetilfredshet.

Inkorporering av dette løsningsforslaget vil det da medføre et behov for en evaluering av hvordan best benytte den frigjorte arbeidskraften slik at omplasseringen medfører videre vekst. Det estimeres at ett årsverk blant ansatte knyttet til disse arbeidsoppgavene er om lag 800 000 kr i året inkludert sosiale kostnader. Ved gjennomføring av lønnsomhetskalkyle er det gjort forenkling rundt omdisponering av arbeidskraft som tilsvarer en reduksjon på 800 000 kr i året i produksjonskostnader. Gruppen har ikke dannet en fullstendig oversikt over kostnader relatert til konstruksjonen i form av innkjøp, tilvirkning, opplæring og innstallering. Det er for øvrig estimert at denne initialkostnaden kommer til å holde seg innenfor Nikkelverkets økonomiske rammer på 5 000 000 kr, videre har Nikkelverket et tilbakebetalingskrav på 5 år. Ved estimering av investeringsutgift har ikke gruppen tilgang til informasjon knyttet til produksjonskostnader, kostnads kalkylen vil derfor bli utført basert hovedsakelig på kostnader relatert til materialer og roboter. Samlet grov prisestimat fra robotleverandør er på 1 000 000 kr, videre er prisen på AISI 316l varierende avhengig av tykkelser, benytter derfor en konservativ tilnærming på 200 kr per kg basert på prislistene fra Norsk stål – Prisliste – Mai 2018 (Norsk Stål, 2018). Samlet vekt på konstruksjonen er 800 kg, dette gir en total materialkostnad på 160 000 kr. Til sammen utgjør dette en kostnad på 1 160 000 kr.

Benytter ligning 29 for nettonåverdi, der innbetalingsoverskuddet (c_t) blir 800 000 kr pr år, tilbakebetalingstid (t) er 5 år og avkastningskravet (r) er 0. Et prosjekt med $NPV \geq 0$ anses som vellykket fra et økonomisk perspektiv. Setter da $NPV=0$ og løser ligning 29 med hensyn på investeringsutgift (c_0):

$$NPV = \sum_{t=1}^t c_t / ((1+r)^t) - c_0 = -c_0 + 5 \cdot 800\,000 / ((1+0)^5) = 0$$

$$\rightarrow c_0 = 4\,000\,000 \text{ kr}$$

Ifølge kalkylen vil altså prosjektet gi tilbakebetaling på investering etter 5 år hvis initialkostnadene er 4 000 000 kr eller mindre. Med estimerte material, -og robotkostnader på 1 160 000 kr vil derfor det være et resterende disponibelt budsjett på 2 840 000 kr for videre prosjektering, tilvirkning og installasjon.

6.4 Konklusjon

Etter oppdrag fra GNN har gruppen undersøkt dagens manuelle mating av stenger og ører på Sveisemaskinen. Våre undersøkelser førte til et forslag om at øremating bygges om slik at ørene mates direkte fra transportkassene ved hjelp av to cobot armer som vist i den illustrative modellen i kapittel 4. Gruppen konkluderte også med at stangmating kan automatiseres ved bruk av en tippeløsning kombinert med bruk av en cobot arm som vist i kapittel 4. Etter utførte dimensjoneringer og økonomiske estimat konkluderer gruppen med at disse løsningsforslagene vil være gode kandidater til automatisering av disse prosessene, som vil holde seg innenfor rammeverket til Nikkelverket.

6.5 Forslag til videre arbeid

Gruppen har utarbeidet et forslag til løsning, og utført en del beregninger for å gjøre opp en mening om en del viktige dimensjoner. Hovedbegrensningen (montasjetid) som ble identifisert i metode kapitlet betyr at en eventuell automatisk løsning må gjennom grundig testing og analyse før den kan bli montert på sveisemaskin. Hvis GNN vil jobbe videre med vårt forslag vil det være naturlig å bygge en testtrigg som kan brukes til å teste tippbord og robotoverføring.

Litteraturliste

acieta, 2019. *acieta.com*. [Internett]

Available at: <https://www.acieta.com/automation-application/vision-systems/>

[Funnet 6 april 2019].

Aluminium Federation, 2019. <http://www.alfed.org.uk>. [Internett]

Available at: <http://www.alfed.org.uk/files/Fact%20sheets/2-aluminium-and-corrosion.pdf>

[Funnet 13 May 2019].

Anderson, T. L., 2005. *Fracture mechanics fundamentals and applications*. 3 red. New York:

Taylor and Francis group.

AZO materials, 2019. *azom.com*. [Internett]

Available at: <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=863>

[Funnet 3 april 2019].

Bell, K., 2014. *Konstruksjonsmekanikk Del 1 Likevektslære*. 2 red. Bergen: fagbokforlaget .

Bell, K., 2015. *Konstruksjonsmekanikk Del 2 Fasthetslære*. 2015 red. Bergen: fagbokforlaget.

Bengzon, F. & Larson, M. G., 2009. *The finite element method: theory, implementation and practice*, Umeå: Umeå University .

Berge, S. & Ås, S. K., 2017. *Compendium; Fatigue and fracture design of marine structures*. 3 red. Trondheim: NTNU, faculty of engineering science and technology.

Blau, P. J., 2001. The significance and use of the friction coefficient. *Tribology*, p. 3.

Chang, W., Etsion, I. & Bogy, D. B., 1988. Static friction coefficient model for metallic rough surfaces. *Tribology*, januar, p. 1.

Christensen, S., Dahlvig, G. & Strømsnes, G., 1991. *Konstruksjonselementer*. 2 red. Oslo: Yrkesopplæring.

Copper Development Association, 2018. <https://copperalliance.org.uk>. [Internett]
Available at: <https://copperalliance.org.uk/knowledge-base/education/education-resources/copper-properties-applications/>
[Funnet 13 May 2019].

DNVGL AS, 2016. *DNVGL-RP-C203*, s.l.: DNVGL AS.

DNVGL AS, 2017. *Class guideline - DNVGL-CG-0194 Hydraulic cylinders*. s.l.:s.n.

Engineering toolbox, 2009. engineeringtoolbox.com. [Internett]
Available at: https://www.engineeringtoolbox.com/hydraulic-force-calculator-d_1369.html
[Funnet 21 mars 2019].

Engineers edge, LLC, 2019. engineersedge.com. [Internett]
Available at: https://www.engineersedge.com/weld/minimum_fillet_weld_size_13992.htm
[Funnet 13 mai 2019].

Engineersedge, 2019. engineersedge.com. [Internett]
Available at: https://www.engineersedge.com/coefficients_of_friction.htm
[Funnet 17 mars 2019].

Gillespie, C., 2018. sciencing.com. [Internett]
Available at: <https://sciencing.com/advantages-disadvantages-hydraulic-systems-7198601.html>
[Funnet 6 april 2019].

Glencore Nikkelverk, 2013. *A37-Ber-0005 Beregning av stangkassett for stenger til nikkelpater*. Kristiansand: Glencore Nikkelverk.

Glencore Nikkelverk, 2018. *SOP Sveisemaskin*. Kristiansand: Glencore Nikkelverk.

Gustaven, J., Kaasa, S., Olsen, O. & Pedersen, S. E., 1998. *Teknisk formelsamling med tabeller*. 7 red. Oslo: Universitetsforlaget.

Hagen, P., 2014. *Innføring i Sannsynlighetsregning og Statistikk*, 7. utgave. Oslo: Cappelen Damm AS.

Haugan, J., 2013. *Formler og tabeller*. 2 red. Oslo: NKI forlaget AS.

Homan, J., 2018. *fatec-engineering.com*. [Internett]

Available at: <https://www.fatec-engineering.com/2018/02/20/description-of-a-s-n-curve/>

[Funnet 3 april 2019].

Johanse, H., 2012. *Materialteknologi, dynamisk sveiseforbindelser*. [Internett]

Available at:

<http://folk.ntnu.no/hennj/materialteknologi/materialteknologi/Styrkeberegning/arbeidsplan/Kompendier/sb-Sveiseforbindelser-dynamisk-II-17v.pdf>

[Funnet 12 april 2019].

Johansen, H., 2010. *Materialteknologi, krystall struktur*. [Internett]

Available at:

[http://folk.ntnu.no/hennj/materialteknologi/materialteknologi/Materiallare/arbeidsplan/2.%20strukturer/Materiallaere-IM-2-Krystall%20struktur%20\(IM+TDL\)-10.pdf](http://folk.ntnu.no/hennj/materialteknologi/materialteknologi/Materiallare/arbeidsplan/2.%20strukturer/Materiallaere-IM-2-Krystall%20struktur%20(IM+TDL)-10.pdf)

[Funnet 6 mars 2019].

Johansen, H., 2010. *Materialteknologi, lager*. [Internett]

Available at:

<http://folk.ntnu.no/hennj/materialteknologi/materialteknologi/Styrkeberegning/arbeidsplan/Kompendier/sb-lager-10v.pdf>

[Funnet 12 Mars 2019].

Johansen, H., 2011. *Materialteknologi, aksling*. [Internett]

Available at:

<http://folk.ntnu.no/hennj/materialteknologi/materialteknologi/Styrkeberegning/arbeidsplan/Kompendier/sb-aksler-11.pdf>

[Funnet 11 mars 2019].

Johansen, H., 2012. *Materialteknologi sveiseforbindelser statistisk*. [Internett]

Available at:

<http://folk.ntnu.no/hennj/materialteknologi/materialteknologi/Styrkeberegning/arbeidsplan/Kompendier/sb-Sveiseforbindelser-dynamisk-II-17v.pdf>

[Funnet 18 april 2019].

Johansen, H., 2016. *Materialteknologi*. [Internett]

Available at:

<http://folk.ntnu.no/hennj/materialteknologi/materialteknologi/Styrkeberegning/arbeidsplan/Kompendier/sb-Sveiseforbindelser-statisk-2016.pdf>

[Funnet 15 mars 2019].

Johansen, H., 2016. *Materialteknologi, grunnlag styrkeberegning*. [Internett]

Available at:

<http://folk.ntnu.no/hennj/materialteknologi/materialteknologi/Styrkeberegning/arbeidsplan/Kompendier/sb-Styrkeberegning%20grunnlag-2016.pdf>

[Funnet 12 mars 2019].

Johansen, H., 2016. *Materialteknologi, Sveiseforbindelser, statistisk*. [Internett]

Available at:

<http://folk.ntnu.no/hennj/materialteknologi/materialteknologi/Styrkeberegning/arbeidsplan/Kompendier/sb-Sveiseforbindelser-statisk-2016.pdf>

[Funnet 15 mars 2019].

Koebe steel, LTD, 2019. *kobelco-welding.jp*. [Internett]

Available at: https://www.kobelco-welding.jp/education-center/abc/ABC_2000-01.html

[Funnet 13 mai 2019].

Lean manufacturing japan, 2008. *lean-manufacturing-japan.com*. [Internett]

Available at: <http://www.lean-manufacturing-japan.com/>

[Funnet 1 april 2019].

Marr, B., 2018. *Forbes.com The Future of Work: Are You Ready for Smart Cobots?*.

[Internett]

Available at: <https://www.forbes.com/sites/bernardmarr/2018/08/29/the-future-of-work-are-you-ready-for-smart-cobots/#5ecf7d6e522b>

[Funnet 06 May 2019].

Material property data, 2019. *matweb.com*. [Internett]

Available at:

<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=e6eb83327e534850a062dbca3bc>

758dc&ckck=1

[Funnet 19 april 2019].

Metal supermarkets, 2015. *metalsupermarkets.com*. [Internett]

Available at: <https://www.metalsupermarkets.com/which-metals-are-magnetic/>

[Funnet 20 mars 2019].

Nickel Institute, 2018. <https://www.nickelinstitute.org>. [Internett]

Available at: <https://www.nickelinstitute.org/about-nickel#01-nickel-properties>

[Funnet 13 May 2019].

Norsk industri, 2018. *norskindustri.no*. [Internett]

Available at: <https://automasjonslab.files.wordpress.com/2018/03/pneumatikk.pdf>

[Funnet 20 mars 2019].

Norsk Stål, 2018. <https://pub.webbook.no>. [Internett]

Available at: <https://pub.webbook.no/norskstaal/prisliste/15/>

[Funnet 13 May 2019].

parker hannifin corporation, 2019. *parker.com*. [Internett]

Available at: <http://www.parker.com/parkerimages/mobilecylinder/cat/english/0001p.pdf>

[Funnet 20 mars 2019].

pålitelighet.no, 2019. *pålitelighetno*. [Internett]

Available at: <http://xn--plitelighet-x8a.no/beregning-av-lonnsomhet>

[Funnet 29 april 2019].

Rammen, K., 2019. *finanssans.no*. [Internett]

Available at: <https://finanssans.no/netto-n%C3%A5verdi>

[Funnet 20 mars 2019].

Shakhatreh, F., 2011. *The basics of robotics*, Lahti: Lahti university of applied sciences.

SKF group, 2018. *skf.com*. [Internett]

Available at: <https://www.skf.com/binary/77-121486/SKF-rolling-bearings-catalogue.pdf>

[Funnet 8 mars 2019].

The Stainless Steel Information Center, 2019. *http://www.ssina.com*. [Internet]
Available at: <http://www.ssina.com/corrosion/stress-corrosion-cracking.html>
[Funnet 13 May 2019].

Weck, O. d. & Kim, I. Y., 2004. *Finite element method*, Cambridge : Massachusetts institute
of technology.

